С. А. ЧИСТОВИЧ, В. К. АВЕРЬЯНОВ,
Ю. Я. ТЕМПЕЛЬ, С. И. БЫКОВ

Автоматизированные системы теплоснабжения и отопления

Ленинград
Стройиздат
Ленинградское отделение
1987

УДК 697.1 : 658.012.011.56

Автоматизированные системы теплоснабжения и отопления/С. А. Чистович, В. К. Аверьянов, Ю. Я. Темпель, С. И. Быков. — Л.: Стройиздат, Ленингр. отд-ние, 1987. 248 с., ил.

В книге рассмотрены основные задачи совершенствования управления режимами систем теплоснабжения и отопления с использованием средств автоматики и вычислительной техники.

Приводятся данные об условиях теплового комфорта в отапливаемых помещениях, о влиянии метеорологических и других факторов на функционирование систем теплоснабжения. Описываются различные уровни управления гидравлическими и тепловыми режимами этих систем. Приводятся сведения о технических средствах и математическом обеспечении АСУ ТП теплоснабжения.

Книга рассчитана на научных и инженерно-технических работников.

Рецензент — Р. М. Петриченко (ЛПИ им. М. И. Калинина)

НАУЧНОЕ ИЗДАНИЕ

Сергей Андреевич Чистович
Владимир Константинович Аверьянов
Юрий Яковлевич Темпель
Сергей Иванович Быков

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ И ОТОПЛЕНИЯ

Зав. редакцией Н. Н. Днепрова
Редактор В. А. Аиуфриева
Художественный редактор О. В. Сперанская
Оформление художника Н. Г. Всесветского
Технический редактор Г. С. Томилина
Корректор Ю. М. Энслин

ИБ № 4298

Сдано в набор 04.07.86. Подписано в печать 19.12.86. М-44786. Формат 60×90¹/₁₆. Бумага типографская № 2. Гарнитура «Литературная». Печать высокая. Усл. печ. л. 15,5. Уч.-изд. л. 16,4. Усл. кр.-отт. 15,85. Изд. № 2370Л. Тираж 4900 экз. Цена 2 р. 50 к. Зак. 230.

Стройиздат, Ленинградское отделение, 191011, Ленинград. пл. Островского, 6

Ленинградская типография № 2 головное предприятие ордена Трудового Красного Знамени Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгении Соколовой Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 198052, г. Ленинград, Л-52, Измайловский проспект, 29.

А $\frac{3206000000-038}{047(01)-87}$ 161—87 отде-

Основные направления экономического и социального развития СССР на 1986—1990 годы и на период до 2000 года предусматривают планомерное проведение во всех сферах народного хозяйства целенаправленной энергосберегающей политики. Прирост потребностей в топливе и энергии на 75—80 % должен удовлетворяться за счет их экономии.

Системы теплоснабжения являются крупнейшим потребителем топливно-энергетических ресурсов в стране. На их нужды ежегодно расходуется около 0,5 т топлива.

От нормального функционирования этих систем зависят условия теплового комфорта в отапливаемых помещениях, самочувствие и здоровье людей, производительность труда. Выпуск качественной продукции на ряде промышленных предприятий требует строгого соблюдения нормируемых параметров микроклимата. Эффективность предприятий агропромышленного комплекса (урожайность плодов и овощей, выращиваемых в теплицах, продуктивность животноводства) также в большой степени определяется температурно-влажностными режимами в сельскохозяйственных помещениях, обеспечиваемыми работой систем теплоснабжения. Таким образом, проблема повышения качества, надежности, экономичности теплоснабжения имеет государственное значение.

Режимы теплопотребления, а следовательно и производства тепловой энергии, зависят, как известно, от большого количества факторов: условий погоды, теплотехнических качеств отапливаемых зданий и сооружений, характеристик тепловой сети и источников энергии и др. При выборе этих режимов нельзя не учитывать функциональных взаимосвязей системы теплоснабжения с другими системами инженерного обеспечения: электро-, газо-, водоснабжения.

Важным обстоятельством, влияющим на организацию управления теплоснабжением, является то, что отдельные звенья рассматриваемой системы (котельные, тепловые сети, абонентские установки), функционально связанные между собой единым процессом производства-потребления тепла, находятся во многих городах страны в ведении различных министерств и ведомств.

Таким образом, разработка и реализация оптимальных методов управления системами теплоснабжения представляют собой сложную проблему как в инженерном, так и в организационном аспектах.

Установлено, что эти системы должны иметь несколько уровней управления: на ТЭЦ (в котельных), в промежуточных узлах тепловой сети, в абонентских теплопотребляющих установках.

Оптимальное управление современными системами централизованного теплоснабжения городов и промышленных комплексов невозможно без широкого применения средств автоматики, телемеханики и вычислительной техники.

Использование для управления технологическими процессами ЭВМ, в свою очередь, предопределяет необходимость формализованного описания тепловых и гидравлических характеристик элементов систем централизованного теплоснабжения, ее теплового состояния, представления возмущающих и управляющих воздействий в виде математических зависимостей, а также решения ряда других задач.

В настоящей книге сделана попытка изложить основные принципы построения автоматизированных систем управления технологическими процессами теплоснабжения.

Необходимо отметить, что авторы ни в коей мере не претендуют на то, что читатель сможет получить ответ на все вопросы, возникающие при проектировании, сооружении и эксплуатации таких систем.

Главным образом это вызвано тем, что в нашей стране, занимающей ведущее место в мире по масштабам развития теплофикации и централизованного теплоснабжения, это развитие шло по экстенсивному пути, вопросам же энергосбережения за счет оптимизации режимов отпуска, транспорта и потребления тепловой энергии не уделялось до последних лет должного внимания.

В связи с этим опыт эксплуатации АСУ ТП теплоснабжения городов еще не накоплен. Отечественная промышленность не освоила массовый выпуск всей номенклатуры технических средств для создания таких систем. Еще не завершена разработка общей теории автоматизированного управления технологическими процессами теплоснабжения. Отсутствие такой теории сказалось на выборе авторами «индуктивного» подхода к изложению материалов книги.

Введение, главы I, VI—VIII, § 3.1—3.4, 6.1, 9.1 написаны С. А. Чистовичем; главы II, IV, § 6.2, 6.5, 9.2—9.4 — В. К. Аверьяновым; главы V и X — Ю. Я. Темпелем; § 3.5, 6.3, 6.4 — С. И. Быковым.

Авторы выражают благодарность д-ру техн. наук, проф. Р. М. Петриченко за ценные замечания, сделанные при рецензировании рукописи.

Глава I

ОСНОВНЫЕ ЗАДАЧИ И ЦЕЛИ УПРАВЛЕНИЯ РЕЖИМАМИ РАБОТЫ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ И ОТОПЛЕНИЯ

§ 1.1. Особенности развития современных систем теплоснабжения

Централизованное теплоснабжение в СССР, и особенно его наиболее эффективная форма — теплофикация, благодаря существенным экономическим, социальным и экологическим преимуществам является основным направлением развития теплоэнергетического хозяйства городов и поселков городского типа.

От теплоэлектроцентралей удовлетворяется в настоящее время около 40 % потребности в тепловой энергии городов. Годовая экономия топлива за счет комбинированного производства тепловой и электрической энергии составляет около 35 млн. т условного топлива.

Примерно 30 % потребителей теплоты в городах присоединено к системам централизованного теплоснабжения от районных котельных.

Централизация теплоснабжения позволяет уменьшить численность обслуживающего персонала и повысить производительность труда на выработку, транспорт и распределение тепловой энергии в 5—20 раз по сравнению с установками децентрализованного теплоснабжения.

Годовая экономия топлива за счет централизации теплоснабжения (от ТЭЦ и котельных) составляет свыше 20 млн. т условного топлива.

Централизованное теплоснабжение, помимо экономии топлива и трудовых затрат, позволяет снизить загрязнение атмосферы вредными дымовыми выбросами, уменьшить тепловое загрязнение окружающей среды, улучшить условия проживания в городах.

Централизованное теплоснабжение в СССР развивается планомерно, в соответствии с долгосрочными прогнозами развития народного хозяйства и разработанными на их основе пятилетними планами.

В связи с особенностями территориального размещения топливно-энергетических ресурсов страны развитие централизованного теплоснабжения европейской части СССР будет осуществляться в дальнейшем в основном за счет сооружения атомных теплоэлектроцентралей (АТЭЦ), атомных станций теплоснабжения (АСТ), а также крупных котельных, работающих на органическом топливе (каменный уголь, природный газ), поступающем из восточных районов.

В восточной части страны (Сибирь, Казахстан), располагающей большим количеством местных дешевых углей и ориентированной на развитие крупных энергоемких производств, главным направлением развития теплоэнергетического хозяйства принята теплофикация на базе ТЭЦ, использующих органические виды топлива [56].

Одна из главных тенденций развития теплофикации и централизованного теплоснабжения заключается в укрупнении единичной мощности источников теплоты, которое сопровождается увеличением дальности транспорта тепловой энергии. Радиусы передачи теплоты в современных крупных системах составляют 10—20 км, а в отдельных случаях достигают 30 км. Расширение районов теплоснабжения, в свою очередь, приводит к увеличению разности геодезических отметок в отдельных точках сети, к необходимости сооружения многих насосных подстанций.

Уже планируется и осуществляется совместная работа нескольких источников теплоты на общие тепловые сети, что способствует повышению надежности и экономичности теплоснабжения. Вместе с тем это существенно усложняет тепловой и гидравлический режим тепловой сети.

В общем тепловом потреблении городских районов за последние годы значительно возросла доля нагрузки горячего водоснабжения. В связи с этим увеличилось влияние переменного в течение суток потребления горячей воды населением на тепловой и гидравлический режимы систем отопления.

Уменьшение массы стеновых конструкций и повышение процента остекления в современных полносборных зданиях привело к снижению их тепловой устойчивости и усилению влияния колебаний погоды на температуру воздуха в отапливаемых помещениях.

Высокая чувствительность к метеорологическим тепловым воздействиям характерна также для зданий повышенной этажности, строительство которых приобрело значительный размах в крупных городах нашей страны.

Указанные особенности развития современных систем теплоснабжения значительно усложняют режим их работы, затрудняют оперативное управление процессами производства, транспорта, распределения и потребления тепловой энергии [70].

Внедрение автоматизированных систем управления технологическими процессами в практику теплофикации и централизованного теплоснабжения позволяет резко повысить технический уровень эксплуатации этих систем и обеспечить значительную экономию топлива. Как показывают расчеты, основанные на анализе отечественного и зарубежного опыта, повсеместное внедрение автоматизации в системах теплоснабжения в масштабе нашей страны позволит сэкономить в год около 40 млн. т условного топлива.

Кроме экономии топлива, автоматизация рассматриваемых систем позволяет улучшить качество отопления зданий, повысить уровень теплового комфорта и эффективность промышленного и сельскохозяйственного производства в отапливаемых зданиях и сооружениях, а также надежность теплоснабжения при уменьшении численности обслуживающего персонала.

§ 1.2. Технологическая схема системы централизованного теплоснабжения и ее характеристика как объекта управления

Система централизованного теплоснабжения (СЦТ), как известно, представляет собой комплекс различных сооружений, установок и устройств, технологически связанных между собой в общем процессе производства, транспорта, распределения и потребления тепловой энергии.

СЦТ включает источники теплоты (ТЭЦ, АТЭЦ, котельные, АСТ), магистральные и распределительные тепловые сети, узлы управления транспортом и распределением теплоты (насосные перекачивающие подстанции, контрольно-распределительные тепловые пункты), узлы присоединения теплопотребляющих абонентских установок к тепловой сети (центральные и индивидуальные тепловые пункты), теплопотребляющие установки и системы (системы отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха, горячего водоснабжения, теплопотребляющие установки промышленных предприятий).

Режим работы СЦТ диктуется условиями функционирования объектов теплопотребления: переменными потерями теплоты в окружающую среду через ограждающие конструкции зданий и сооружений, режимами потребления горячей воды населением, условиями работы технологического оборудования и др.

Анализ системы централизованного теплоснабжения как объекта управления показывает, что она обладает основными свойствами, присущими большим системам энергетики [39].

Необходимо отметить сложность и иерархический характер ее структуры, влияние многочисленных случайных факторов на режим работы.

Система состоит из большого числа взаимосвязанных последовательно и параллельно включенных элементов, обладающих различными теплогидравлическими свойствами: участки трубопроводов тепловой сети и систем отопления, теплоемкие и нетеплоемкие наружные ограждения зданий, теплообменные аппараты в тепловых пунктах, нагревательные приборы в отапливаемых помещениях и др.

Следует указать на значительное разнообразие конструкций этих элементов и широкий диапазон режимов их работы.

Динамические свойства системы теплоснабжения характеризуются большими временны́ми (емкостными и транспортными)

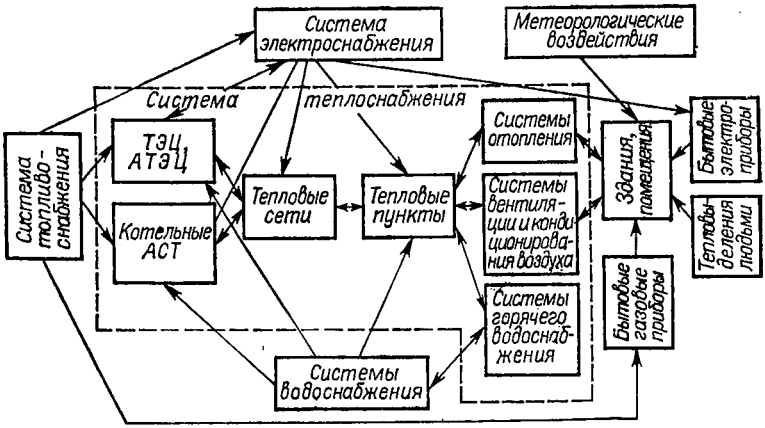


Рис. 1.1. Схема функциональных связей системы централизованного теплоснабжения с другими системами инженерного обеспечения городов

запаздываниями по каналам как передачи возмущений, так и управляющих воздействий. Инерционные свойства отдельных параллельно расположенных звеньев существенно разнятся. Так, при прохождении температурной волны через теплоемкие ограждения (стены) наблюдается ее значительное затухание и сдвиг фазы. Оконные же ограждения являются практически безынерционными, и тепловые потери через них меняются синхронно с изменением внешних воздействий.

В связи с этим при управлении системой теплоснабжения приходится учитывать не только состояние внешней среды в данный момент времени, но и метеорологические условия за предыдущий период, а также их возможные изменения в будущем (прогнозирование размера теплопотребления).

Следует также указать, что процесс управления режимами работы СЦТ характеризуется вмешательством человека на различных уровнях иерархии ее структуры: от главного диспетчера энергосистемы до непосредственного потребителя теплоты в отапливаемых помещениях.

Помимо внутренних взаимосвязей между элементами СЦТ, нельзя не учитывать ее внешние функциональные связи с другими системами инженерного обеспечения городов и промышленных комплексов (рис. 1.1).

Характерным для рассматриваемых систем является то, что указанные внешние связи проявляются на всех этапах процесса производство — потребление тепловой энергии [69].

Так, режим работы теплового источника не может рассматриваться изолированно от условий функционирования системы топливоснабжения. Управление отпуском теплоты от теплоэлектроцентралей должно учитывать режим электроэнергетической системы (установлена целесообразность использования ТЭЦ в

маневренном режиме.) Работа бытовых газовых и электрических приборов влияет на температурный режим отапливаемых помещений и, следовательно, на работу абонентских систем отопления. Тесно взаимоувязаны режимы работы систем горячего и холодного водоснабжения.

Важной особенностью системы централизованного теплоснабжения как объекта управления является ее стохастичность. Изменение внешних и внутренних возмущающих воздействий в СЦТ носит случайный характер.

Статические и динамические характеристики элементов систем теплоснабжения не остаются в процессе эксплуатации постоянными, а закон их изменения является стохастическим. Для иллюстрации в табл. 1.1. приведены данные о факторах, вызывающих изменения гидравлических и теплотехнических характеристик некоторых элементов СЦТ.

Необходимо также иметь в виду, что в отличие от других трубопроводных систем (водоснабжения, газо- и нефтеснабжения) режим функционирования тепловых сетей характеризуется двумя различными по своей сущности параметрами: количество отпускаемой тепловой энергии определяется температурой теплоносителя и перепадом давлений, а следовательно расходом воды в тепловой сети. При этом динамические характеристики

Таблица 1.1. **Данные об эксплуатационных изменениях тепловых и гидравлических характеристик некоторых элементов систем централизованного теплоснабжения**

Элементы	Характеристика процесса	Факторы, обусловливающие изменение характеристик
Наружные ограждения зданий	Тепловые потери в окружающую среду	Эксплуатационные изменения теплопроводности и воздухопроницаемости материала конструкций. Уплотнение или разгерметизация оконных проемов. Загрязнение поверхностей остекления
Отапливаемое помещение, здание	Аккумулирование тепла (инерционность)	Изменение количества и состава оборудования и предметов, находящихся в помещении (здании)
Участок трубопровода тепловой сети	Гидравлическое сопротивление	Коррозионные отложения
	Тепловые потери в окружающую среду	Повреждения и увлажнения теплоизоляции, изменение влажности грунта
	Транспортное запаздывание	Изменение расхода теплоносителя по участку
Поверхностный теплообменник	Гидравлическое сопротивление	Коррозионные отложения, накипь
	Интенсивность теплообмена	Коррозионные отложения, образование накипи, изменение расхода теплоносителя

по трактам передачи давления (изменения расхода) и температуры резко отличаются друг от друга. Так, при изменении напора на коллекторах ТЭЦ (котельной) расходы воды в сети практически меняются безынерционно (со скоростью звука в воде). Процесс же прохождения температурной волны по тепловой сети, определяемой скоростью движения теплоносителя, может длиться часами.

Анализ существующей технологической структуры построения систем централизованного теплоснабжения больших городов, схем тепловых сетей, принципиальных схем абонентских вводов и абонентских систем отопления, конструкций применяемого технологического оборудования показывает, что они не отвечают в полной мере современным требованиям, предъявляемым к объекту автоматизированного управления. В крупных системах теплоснабжения многочисленные абонентские установки присоединяются к магистральным тепловым сетям, как правило, без промежуточных узлов управления. В связи с этим система оказывается недостаточно маневренной, негибкой, по сетям приходится пропускать излишнее количество воды, ориентируясь на абонентов с наихудшими условиями.

Недостаток применяемого метода распределения тепловой энергии по многочисленным тепловым пунктам особенно проявляется в критических ситуациях, когда по тем или иным причинам температура воды, подаваемой от теплоисточника, оказывается ниже требуемой. В эти периоды вмешательство персонала потребителей в регулировку сети при невозможности действенного контроля со стороны персонала теплоснабжающей организации приводит к нарушениям гидравлического режима, к возможности возникновения аварий [72].

Свыше 80 % тепловых пунктов присоединяются в СССР по зависимой схеме с помощью водоструйных насосов-элеваторов. Предложенный в 20-х годах элеватор представляет собой простое и надежное устройство, но вместе с тем принцип его действия находится в противоречии с условиями местного автоматического регулирования расхода теплоты на отопление: элеватор работает практически с постоянным коэффициентом смешения, а при местном автоматическом регулировании (для предотвращения разрегулировки абонентских систем отопления) этот коэффициент должен быть переменным.

Для индивидуального автоматического регулирования теплоотдачи нагревательных приборов малопригодны вертикальные однотрубные системы водяного отопления, наиболее распространенные в массовом жилищном строительстве в СССР. Из-за высокой остаточной теплоотдачи нагревательных приборов (при закрытии регулирующего органа), существенного взаимного влияния приборов при работе регуляторов и других факторов возможности эффективного индивидуального регулирования в этих системах оказываются весьма низкими.

И, наконец, следует отметить, что технологические схемы районных водогрейных котельных, выполненные по типовым проектам, не отвечают требованиям комплексной автоматизации систем теплоснабжения. Эти схемы ориентированы на качественный график отпуска тепловой энергии, т. е. на поддержание постоянного расхода воды в подающем трубопроводе (или постоянного напора на коллекторах котельной). Вместе с тем, как будет показано ниже, в автоматизированных системах теплоснабжения при местном автоматическом регулировании у потребителей, а также в условиях совместной работы нескольких источников на общие тепловые сети гидравлический режим в тепловой сети на выходе из котельной должен быть переменным.

Из изложенного следует, что все звенья системы теплоснабжения (источник, тепловые сети, тепловые пункты, абонентские системы отопления) проектировались без учета требований автоматизации управления режимами их работы. В связи с этим на практике при выборе возможных технических решений по автоматизации существующей системы теплоснабжения (учитывая ее несовершенство как объекта управления) приходится отступать от оптимального (по эффективности управления) варианта, идти на определенные компромиссы, а в ряде случаев учитывать необходимость выполнения серьезных реконструктивных мероприятий.

Важной особенностью большинства городских систем централизованного теплоснабжения является то, что ее отдельные звенья (источник — сети — абонент), функционально связанные между собой в едином технологическом процессе производства — потребления тепловой энергии, разобщены в организационном отношении, так как находятся в ведении различных министерств и ведомств (Минэнерго СССР, Минжилкомхоз союзной республики, Горисполком, промышленные министерства и др.).

Для иллюстрации на рис. 1.2 показан конкретный вариант организационной структуры управления системы теплоснабжения большого города, из которого видно, что ТЭЦ и районные котельные, тепловые сети, узлы присоединения абонентов, теплопотребляющие установки этой системы находятся в ведении многих организаций. Указанное обстоятельство, естественно, не может не учитываться при создании автоматизированных систем управления теплоснабжением.

Как известно, одним из важнейших свойств больших систем в энергетике является их экономическая устойчивость, т. е. пологий характер зависимости приведенных затрат от внешних факторов.

Учитывая неполноту и недостаточную достоверность исходных данных о количественных значениях технико-экономических показателей разрабатываемых автоматизированных систем теп-

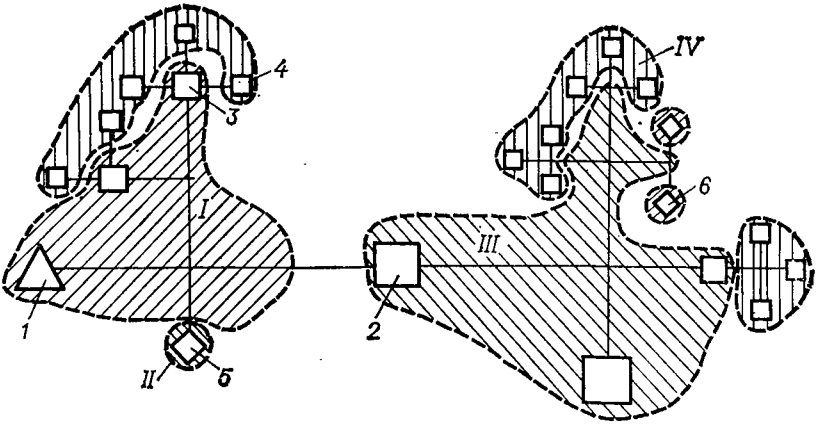


Рис. 1.2. Схема, иллюстрирующая ведомственную принадлежность элементов СЦТ (вариант)

1 — ТЭЦ; *2* — котельная; *3* — центральный тепловой пункт (ЦТП) зданий местных советов; *4* — индивидуальный тепловой пункт (ИТП) зданий местных советов; *5* — ЦТП промпредприятий; *6* — ИТП промпредприятий; *I* — Минэнерго СССР; *II* — промышленное министерство; *III* — топливно-энергетическое управление горисполкома; *IV* — жилищное управление горисполкома

лоснабжения, принципиально невозможно выбрать один оптимальный по денежным затратам вариант. Речь может идти о сравнительной оценке достаточно большого количества вариантов, приведенные затраты по которым находятся в зоне примерно равноэкономичных значений.

При этом должны быть приняты во внимание дополнительно такие факторы, как надежность функционирования автоматизированных систем, удобство в обслуживании, совместимость с организационными формами эксплуатации, дефицитность оборудования, степень риска при использовании новых технических решений, уровень подготовки персонала и др.

Ввиду невозможности формализованного описания и строгой количественной оценки всех перечисленных факторов характер и совершенство принятого технического решения в конечном итоге будет существенно зависеть от опыта и интуиции разработчика.

§ 1.3. Пути совершенствования управления режимами теплоснабжения и отопления

Многообразие условий теплоснабжения обусловливает неоднозначность принципиальных решений, используемых при выборе методов, уровней и технических средств автоматизации. Их выбор зависит от назначения отапливаемых зданий и сооружений, характера теплоснабжающей системы, природно-климатических, социальных и других факторов.

Вместе с тем анализ отечественного и зарубежного опыта позволяет составить представление о путях научно-технического прогресса в рассматриваемой области и сформулировать требования, предъявленные к современным автоматизированным системам теплоснабжения.

Режимы отпуска тепловой энергии в этих системах должны быть маневренными и гибкими, учитывать многообразие возмущающих воздействий на функционирование системы и специфические условия температурного режима отдельных потребителей, рационально использовать динамические свойства составляющих ее звеньев, основываться на рациональном сочетании нескольких ступеней управления (на источнике, в тепловых сетях и в абонентских установках, см. табл. 1.2), обеспечивать возможность программного изменения температуры воздуха в зданиях, предусматривать параллельную работу нескольких источников на общие тепловые сети и участие теплоэлектроцентралей в прохождении пиков (провалов) электрической нагрузки [71].

При этом затраты на производство и распределение тепловой энергии, с учетом взаимосвязей между источниками теплоты и электроэнергетической системой, а также между различными системами инженерного обеспечения населенных мест, промышленных узлов, отдельных зданий, должны быть минимальными.

Краткая характеристика основных задач, решаемых автоматизированной системой управления технологическими процессами теплоснабжения, приведена в табл. 1.3.

Таблица 1.2. Ступени автоматического управления в системах централизованного теплоснабжения

Ступени	Ступени управления	Место осуществления управления	Объект управления
I	Центральное	Котельная, ТЭЦ	Система теплоснабжения, магистральные тепловые сети
II	Районное	Контрольно-распределительный пункт (КРП)	Район теплоснабжения, распределительные тепловые сети микрорайона
III	Групповое	Центральный тепловой пункт (ЦТП)	Теплоснабжение группы зданий, внутриквартальные тепловые сети
IV	Местное	Индивидуальный тепловой пункт (ИТП)	Система теплоснабжения одного здания или блок-секции здания
V	Позонное (пофасадное)	Индивидуальный тепловой пункт (ИТП)	Отдельные ветви систем отопления и вентиляции, отдельные зоны здания
VI	Индивидуальное	Нагревательный прибор в отапливаемом помещении	Отдельное отапливаемое помещение

Таблица 1.3. **Основные задачи, решаемые АСУ ТП теплоснабжения**

Задачи оптимизации	Достигаемая цель	Краткая характеристика (состав) задачи
Производства тепловой и электрической энергии	Минимизация суммарных затрат на производство теплоты (различными теплоисточниками) и электроэнергии (в ОЭЭС)	Оперативное перераспределение тепловых нагрузок между источниками в зависимости от режима тепло- и электропотребления в рамках ОЭЭС. Обеспечение базисного режима работы более экономичных источников и пикового — менее экономичных
Режимов отпуска теплоты потребителям	Обеспечение требуемого режима теплопотребления с минимальными затратами на производство, транспорт и распределение тепловой энергии	Оперативное управление отпуском теплоты на тепловом источнике, в КРП, в тепловых пунктах потребителей в зависимости от метеорологических условий, времени суток, технологического режима предприятий и других факторов
Потокораспределения в тепловых сетях	Обеспечение устойчивой работы тепловых сетей, снабжаемых от нескольких источников с минимальными затратами электроэнергии на транспорт теплоносителя	Оперативное управление гидравлическим режимом тепловой сети при перераспределении нагрузки между источниками, а также потребителями теплоты в зависимости от давлений в определяющих точках сети и других факторов
Режимов работы основного технологического оборудования источников тепловой энергии	Минимизация затрат на производство теплоты (данным теплоисточником)	Оперативное перераспределение нагрузок между отдельными агрегатами (котлами, насосами, деаэраторами и др.) в зависимости от изменения общей нагрузки. Обеспечение работы теплового источника с максимально возможным коэффициентом полезного действия
Режимов работы системы теплоснабжения в аварийных ситуациях	Минимизация ущерба от нарушений снабжения теплом потребителей при авариях	Обнаружение и локализация аварий. Управление гидравлическим и тепловым режимами в аварийных ситуациях

К сожалению, как было отмечено выше, существующая структура построения систем централизованного теплоснабжения больших городов, сложившаяся еще в довоенные годы, имеет существенные недостатки и не является оптимальной для условий комплексной автоматизации.

Для устранения указанных недостатков были предложены [18] новые принципы построения тепловых сетей. От тепловых источников прокладывается кольцевая магистральная тепловая сеть (рис. 1.3), разделенная задвижками на секции с телеуправ-

лением, к которой через контрольно-распределительные тепловые пункты (КРП) оптимальной мощностью 25—50 МВт присоединяются распределительные тепловые сети жилых микрорайонов или промышленных комплексов.

Опыт эксплуатации систем теплоснабжения Харькова и Челябинска показал преимущества такого решения: повышение управляемости сетей, возможность рационального сочетания центрального и децентрализованного регулирования, повышение живучести системы в экстремальных ситуациях.

С целью повышения технологических возможностей местного автоматического регулирования следует при автоматизации теплопотребляющих установок отказаться от традиционной элеваторной схемы и ориентироваться на другие технологические схемы абонентских тепловых вводов: независимые — с присоединением абонентских систем отопления через теплообменные аппараты либо зависимые — с присоединением их с помощью смесительных циркуляционных насосов.

Второе направление заключается в принципиальном изменении конструкции водоструйного элеватора. При этом наиболее перспективными представляются двухсопловые регулируемые

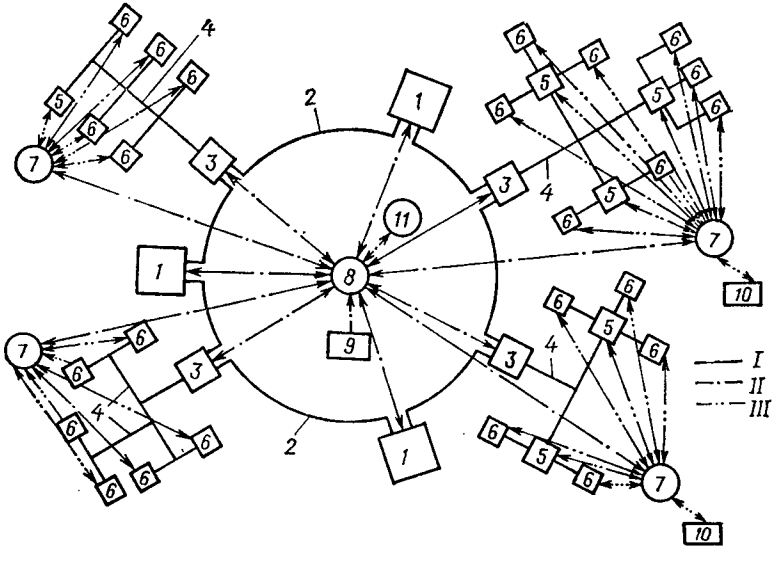


Рис. 1.3. Схема автоматизированных тепловых сетей с контрольно-распределительными тепловыми пунктами:

1 — источники теплоты (котельные, ТЭЦ); *2* — кольцевые магистральные тепловые сети; *3* — контрольно-распределительные пункты (КРП); *4* — распределительные тепловые сети; *5* — центральные тепловые пункты; *6* — то же, индивидуальные; *7* — объединенный диспетчерский пункт микрорайона (ОДП); *8* — автоматизированный центральный диспетчерский пункт системы теплоснабжения (ЦДП); *9* — метеорологический пункт; *10* — метеорологическая служба города; *11* — диспетчер энергосистемы; *I* — тепловые сети; *II* — линии связи к ЦДП; *III* — линии связи к ОДП

элеваторы, преимущества которых перед другими конструкциями заключаются в отсутствии сальников и подвижных элементов.

Как показали исследования, для более полной реализации возможностей индивидуального автоматического регулирования предпочтительно применение горизонтальных систем водяного отопления с одноместным присоединением нагревательных приборов, особенно с поквартирным распределением теплоносителя.

Для эффективного функционирования в условиях АСУ ТП требуют совершенствования и технологические схемы районных отопительных котельных. В частности, они должны предусматривать возможность экономичного и глубокого регулирования производительности сетевых насосов.

Таким образом, новые системы централизованного теплоснабжения для полной реализации возможностей их эффективной эксплуатации в условиях АСУ ТП должны проектироваться с учетом рассмотренных выше обстоятельств.

Принимая во внимание большое значение автоматизации теплоснабжения и трудности технического и организационного характера, которые стоят на пути ее массового внедрения, Госстрой СССР и научный совет Академии наук СССР по комплексным проблемам энергетики приняли решение провести в 17 городах страны эксперимент по комплексной автоматизации теплоснабжения и теплопотребления. Цель эксперимента — найти наиболее эффективный путь решения этой важной проблемы, с тем чтобы выработать научно обоснованные рекомендации для массового внедрения. В каждом из 17 городов (Москва, Ленинград, Рига, Челябинск, Харьков, Запорожье, Минск, Алма-Ата, Барнаул, Симферополь и др.) определены опытные районы комплексной автоматизации, охватывающей все звенья системы теплоснабжения (тепловой источник — сети — абонентские теплопотребляющие установки).

Разнообразие местных условий, а именно различные схемы тепловых сетей (открытые и закрытые, с ЦТП и без ЦТП), разные источники теплоснабжения (ТЭЦ и районные котельные), неодинаковая организационная структура управления теплоснабжением, различные климатические условия, влияние предыдущего местного опыта разработки систем автоматизации, привели к существенному разнообразию принципиальных и технических решений, принятых при создании опытных систем.

В качестве иллюстрации на рис. 1.4 приведена схема комплексной автоматизации опытного района теплоснабжения в Ленинграде. Район насчитывает 160 зданий различного назначения и имеет преимущественно девятиэтажную застройку.

Теплоснабжение осуществляется от районной котельной мощностью 324 МВт (278,5 Гкал/ч). Система теплоснабжения с непосредственным водоразбором из тепловых сетей. Основная часть потребителей подключена к тепловым сетям через ин-

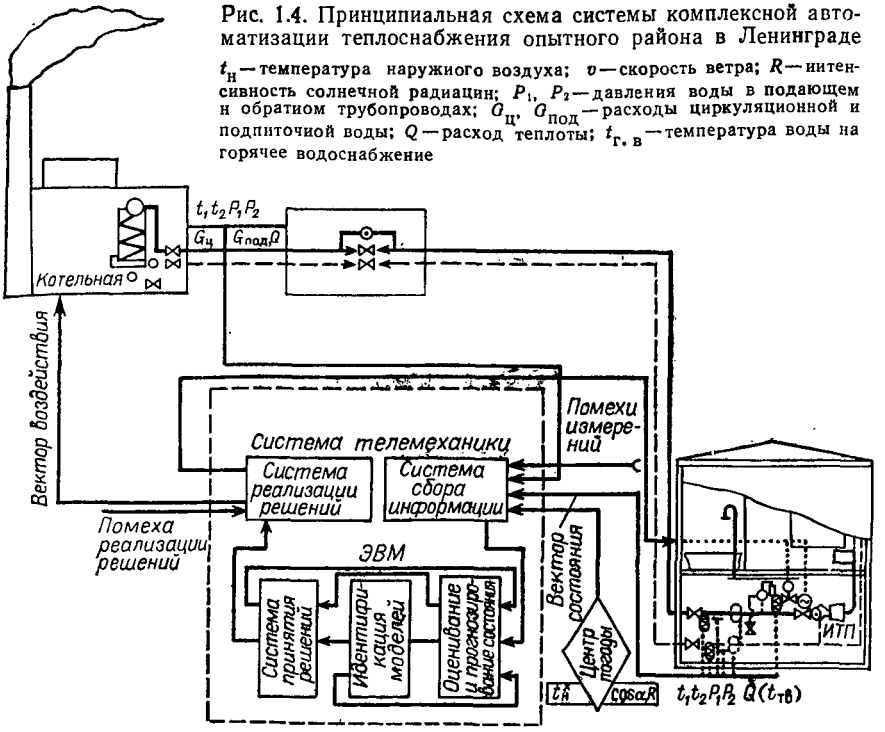


Рис. 1.4. Принципиальная схема системы комплексной автоматизации теплоснабжения опытного района в Ленинграде

$t_н$ — температура наружного воздуха; v — скорость ветра; R — интенсивность солнечной радиации; P_1, P_2 — давления воды в подающем и обратном трубопроводах; $G_ц$, $G_{под}$ — расходы циркуляционной и подпиточной воды; Q — расход теплоты; $t_{г.в}$ — температура воды на горячее водоснабжение

дивидуальные тепловые пункты по зависимой (элеваторной) схеме.

Рассматриваемая система комплексной автоматизации предусматривает оснащение средствами локальной автоматики котельной, тепловых сетей и абонентских теплопотребляющих установок.

Автоматизация котельной включает системы программно-логического управления, автоматического регулирования и защиты технологического оборудования с помощью объектно-ориентированных устройств управления типа КСУ разработки СКБ Чебоксарского ПО «Промприбор». Проект автоматизации котельной выполнен Ленниипроектом.

Для управления потокораспределением в тепловых сетях, осуществлением переключений в аварийных ситуациях контрольные точки сети оборудуются электрофицированными задвижками.

Для автоматизации работы индивидуальных тепловых пунктов использованы регулируемые двухсопловые элеваторы конструкции ВНИИГС.

Управление отпуском тепловой энергии от котельной производится на основе прогнозных данных о размере тепловых на-

грузок, а также о фактическом тепловом состоянии объекта (отапливаемых зданий).

Оно производится с использованием управляющего вычислительного комплекса (УВК) на базе ЭВМ СМ-4. Для оценки теплового состояния района определены контрольные точки, параметры от которых поступают на УВК через телемеханическую систему.

Для сбора и передачи информации намечается использование технических средств, которыми располагает объединенная диспетчерская служба (ОДС) жилищно-эксплуатационного треста. Те же каналы связи предполагаются и при контроле режима давлений в тепловой сети. Отпуск тепловой энергии — качественно-количественный.

Разработка системы выполнена совместно рядом организаций: ВНИИГСом, трестом Оргтехстрой ГлавТЭУ, институтами «Тяжпромавтоматика» (Харьков) и Ленжилпроект, НПО «Кибернетика» АН Узбекской ССР, АКХ им. К. Д. Памфилова, Сибирским энергетическим институтом АН СССР.

Аналогичные работы проводятся и в других городах, где запланирован эксперимент по комплексной автоматизации.

Общую координацию и научно-методическое руководство осуществляют Госстрой СССР и Научный совет по комплексным проблемам энергетики АН СССР.

Глава II

РЕГУЛИРУЕМЫЕ ПАРАМЕТРЫ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ И ОТОПЛЕНИЯ

§ 2.1. Регулируемые параметры микроклимата отапливаемых помещений

Климат внутренней среды, определяемый сочетаниями температуры, влажности и скорости движения воздуха, а также окружающих поверхностей, принято называть микроклиматом помещений, а поддержание определенных, наперед заданных метеорологических условий в закрытых помещениях — основной задачей отопительно-вентиляционных систем.

Температурные условия и показатели воздушной среды (регулируемые метеопараметры) закрытых помещений определяются функциональным назначением помещений, временем года и суток, внешней метеорологической обстановкой, возможностями отопительно-вентиляционных и теплоснабжающих систем. В зависимости от перечисленных условий метеопараметры можно классифицировать как оптимальные, допустимые и необходимые,

Оптимальными метеопараметрами помещений принято считать условия окружающей среды, обеспечивающие наилучшее самочувствие и работоспособность человека [7], наибольшую продуктивность животноводческих комплексов, наиболее качественное протекание технологических процессов в производственных зданиях, максимальную урожайность в культивационных сооружениях [17, 24], сохранность конструкций зданий, сооружений, материалов, оборудования, готовой продукции и др.

Допустимыми метеопараметрами считаются условия, при которых возникают незначительная напряженность системы терморегуляции организма человека, несущественные изменения продуктивности или урожайности в сельском хозяйстве, в количестве и качестве продукции в системе производства и хранения.

Необходимые метеопараметры определяются задачами функционирования, состоянием отопительно-вентиляционных и теплоснабжающих систем, ограждающих конструкций и могут назначаться исходя из условий экономии топливно-энергетических ресурсов, предотвращения (в аварийных ситуациях или в неосновной период функционирования) замерзания теплоносителя в системах, снижения ущерба, гибели животных, разрушения конструкций зданий и др.

Установление и выбор в отапливаемых помещениях оптимальных, допустимых или необходимых метеопараметров зависят от многих факторов. Естественно, что оптимальные значения обеспечивают наилучшие условия в помещениях. Однако требования минимизации общих затрат, расходов тепловой и электрической энергии определяют необходимость поддержания во многих случаях допустимых, а в экстремальных условиях — необходимых метеопараметров.

Следует отметить, что оптимальные и допустимые значения параметров не являются для многих типов зданий постоянными в течение суток. Так, в периоды сна или отсутствия людей в помещениях целесообразно устанавливать пониженные значения температур (программное снижение на определенное время) [74].

Особую область задач управления микроклиматом помещений составляют аварийные режимы, связанные с отоплением зданий при дефиците топлива, нарушениях подачи теплоносителя и др. Здесь метеопараметры или их сочетания могут изменяться в значительных пределах.

Рассматривая вопросы управления микроклиматом, из комплекса метеопараметров следует выделить наиболее важные, поддающиеся прямому или косвенному регулированию: температура и скорость движения воздуха в помещении, его относительная влажность, температура окружающих поверхностей. Основными регулируемыми параметрами для систем отопления являются: температура внутреннего воздуха в помещении $t_в$ и средняя температура поверхностей, обращенных в помещение,

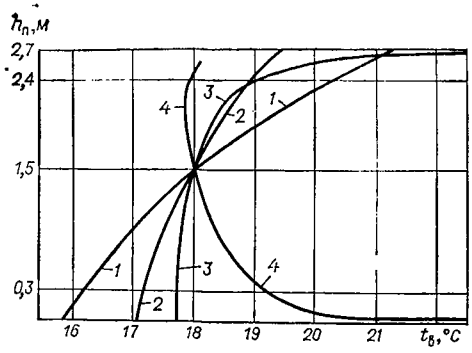


Рис. 2.1. Изменение температуры воздуха по высоте помещения при отоплении:
1 — воздушном; *2*, *3*, *4* — водяном с нагревательными приборами соответственно подоконными (радиатор), потолочными, напольными (панели)

$t_{вп.\,ср}$. Подвижность и влажность воздуха как регулируемые параметры чаще рассматриваются в системах вентиляции и кондиционирования воздуха [50].

Температура воздуха в помещении подразделяется на локальную, среднюю по всему помещению, средневзвешенную для здания в целом или его части. Чаще всего температура воздуха в помещении контролируется (обеспечивается) в части объема помещения, называемой рабочей или обслуживаемой зоной. Например, для жилых помещений эта зона определяется пространством высотой до 2 м (до 1,5 м для сидячих людей) над уровнем пола.

Характер изменения температуры воздуха по высоте помещения при различных видах отопления представлен на рис. 2.1 [55]. Изменение температуры воздуха по высоте и ширине помещений характеризует равномерность нагрева, от которой зависит тепловой комфорт и теплопотери помещения. При определении средней температуры в помещениях, выборе числа и места размещения термометров следует учитывать характер указанных неравномерностей.

В связи с тем, что помещения в здании, в соответствии с назначением и за счет некоторой разрегулировки системы отопления, могут иметь различную температуру, используется понятие средневзвешенной (усредненной) температуры внутреннего воздуха здания в целом или его части:

$$\overline{t}_в = \frac{\Sigma t_{вj} V_j}{\Sigma V_j}, \qquad (2.1)$$

где $t_{вj}$ — средняя температура воздуха в j-м помещении; V_j — объем j-го помещения.

Различие усредненной фактической температуры воздуха в здании от нормируемых значений можно характеризовать коэффициентом среднеквадратичного отклонения

$$S = \sqrt{\frac{\Sigma \left(t^н_{вj} - t_{вj}\right)^2 V_j}{\Sigma V_j}}, \qquad (2.2)$$

где $t^н_{вj}$ — нормируемая величина средней температуры воздуха в j-м помещении.

В качестве радиационного фактора для практических целей регулирования может приниматься [7] средневзвешенная температура поверхностей ограждения и оборудования

$$t_R = \frac{\sum F_{пi} t_{впi}}{\sum F_{пi}}, \tag{2.3}$$

где $t_{впi}$ — средняя температура каждой из поверхностей, включая и греющие, °С; $F_{пi}$ — соответствующие площади поверхностей, м².

Интенсивность суммарного лучисто-конвективного теплообмена характеризуется радиационной эффективной температурой помещений

$$t_п = at_в + (1 - a)\, t_R, \tag{2.4}$$

при этом a определяется в зависимости от назначения и характеристики помещения [7]; для жилых зданий $a = 0{,}46$. Оценка по $t_п$ особенно важна при программном изменении температуры в отапливаемых помещениях.

Более полная характеристика микроклимата помещений возможна с помощью комплексного метеопараметра, зависящего от относительной влажности, скорости движения воздуха, средневзвешенной температуры поверхностей и называемого результирующей температурой $t_{пр}$.

Для определения $t_{пр}$ используются различные расчетные выражения и графики [6, 7, 20]. Такой подход важен в связи с тем, что в последнее время наблюдается определенная тенденция по созданию переменных метеопараметров помещений, обусловленная следующими причинами:

снижением температуры внутреннего воздуха в ночное время для жилых помещений и в нерабочее — для административных зданий, что сокращает расход топлива на отопление;

периодическими изменяющимися температурными воздействиями, соответствующими естественным условиям человеческого организма, что тренирует и укрепляет его, делает более устойчивым к различного рода заболеваниям и улучшает самочувствие;

более точными переменными параметрами микроклимата, что приводит к повышению урожайности в культивационных сооружениях, продуктивности животных, удовлетворяет требованиям некоторых технологических процессов и условиям снижения расхода теплоты;

переменными нормативами (более широкий возможный диапазон изменений), что позволяет упростить регулирование.

В настоящее время практически нет нормируемых переменных величин микроклимата. В связи с этим их значения чаще всего характеризуются отклонением от постоянных (нормируемых) параметров ($\Delta t_в$), например снижение температуры в ночное время на 2 °С ($\Delta t_в = 2$ °С).

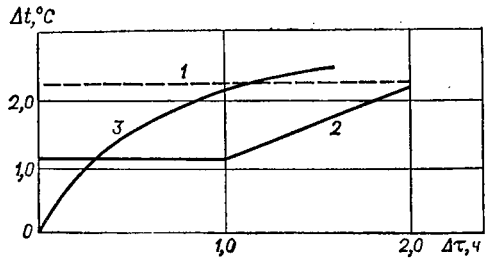


Рис. 2.2. Максимальная амплитуда колебания температуры воздуха в зависимости от продолжительности периода

1—3 — допустимые амплитуды по различным литературным источникам [6]

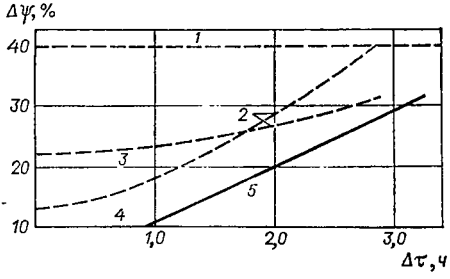
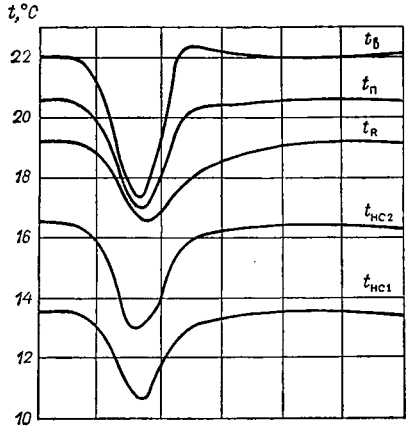


Рис. 2.3. Максимальная амплитуда колебания относительной влажности воздуха в зависимости от продолжительности периода

1—5 — максимальные амплитуды колебаний в зависимости от различных условий [6]



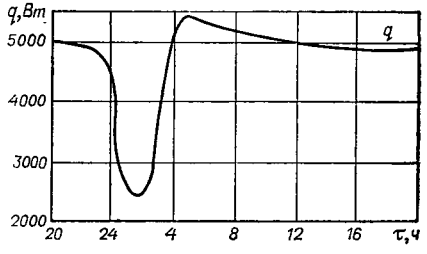


Рис. 2.4. Характер изменения температуры воздуха в помещении в зависимости от интенсивности подачи теплоты

Периодические колебания параметров микроклимата характеризуются также амплитудой A и периодом T. Для оценки влияния динамического микроклимата используется понятие «импульс отклонения температуры». Величина этого импульса при пилообразном изменении параметра выражается [68] произведением $+0{,}25AT$, характеризующим в определенной мере величину нестационарной тепловой нагрузки на систему терморегуляции организма человека.

На рис. 2.2 и 2.3 представлены известные литературные данные по возможной амплитуде колебания температуры и отно-

сительной влажности конкретных помещений в зависимости от продолжительности периода. В общем же случае уровень, до которого снижается температура воздуха в помещениях, зависит от многих факторов и колеблется в широких пределах [44, 74].

Расчет тепловых режимов при программном изменении внутренней температуры и при внешних воздействиях по произвольному закону представляет собой достаточно сложную задачу. На рис. 2.4 в качестве примера показан характер изменения $t_п$, t_R, $t_{нс1}$, $t_{нс2}$, q при соблюдении программного графика изменения $t_в$. Отсюда видно, что, несмотря на повышение температуры в утренние часы (5—6 ч) выше 22 °С, радиационная эффективная температура $t_п$, характеризующая условия комфортности в помещении, находится в пределах 20 °С.

Значение отдельных метеорологических параметров, создающих оптимальные и допустимые условия воздушной среды в различных по назначению закрытых помещениях, даются в СН 245—71, СНиП II-33—75, ГОСТ 12.1.005—76, а также в специальной литературе [6, 7, 17, 20, 21, 24].

Таким образом, в отапливаемых помещениях состав регулируемых параметров, точность их соблюдения во многом зависят от целей и задач регулирования, назначения помещений. Поэтому в дальнейшем необходимо рассмотреть более подробно некоторые особенности регулируемых параметров в различного рода зданиях.

§ 2.2. Микроклимат жилых помещений

Оптимальные метеопараметры в жилых помещениях характеризуются такими условиями теплового режима, которые при длительном и систематическом воздействии на человека обеспечивают сохранение нормального функционального и теплового состояния организма без напряжения реакций терморегуляции. В этом случае появляется ощущение теплового комфорта, создаются предпосылки для высокого уровня работоспособности, которые определяются двумя условиями.

Первое условие комфортности [7] заключается в том, что человек, находящийся в середине обслуживаемой зоны и отдающий тепло, не должен испытывать ни перегрева, ни переохлаждения. Комфортность зависит от характера деятельности, одежды человека, времени года, радиационной обстановки и температуры воздуха в помещении. На рис. 2.5, по данным работы [7], представлены графики для определения комфортных условий в зависимости от наиболее важных из перечисленных факторов при длительном пребывании людей в помещении.

Второе условие температурной комфортности определяет допустимые температуры нагретых и охлажденных поверхностей при нахождении человека на границах обслуживаемой зоны.

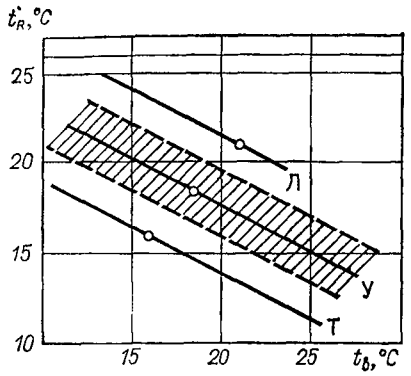


Рис. 2.5. Первое условие комфортности для зимы

Т — при тяжелой работе; У — умеренной; Л — легкой (заштрихованная область соответствует допустимым отклонениям при умеренной работе)

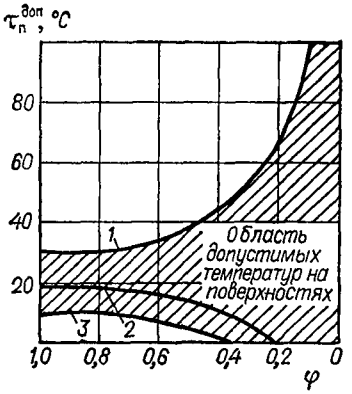


Рис. 2.6. Второе условие комфортности: зависимость допустимых значений температуры нагретых (*1*), охлажденных (*2*) поверхностей и поверхиостей окон (*3*) от коэффициента облучения

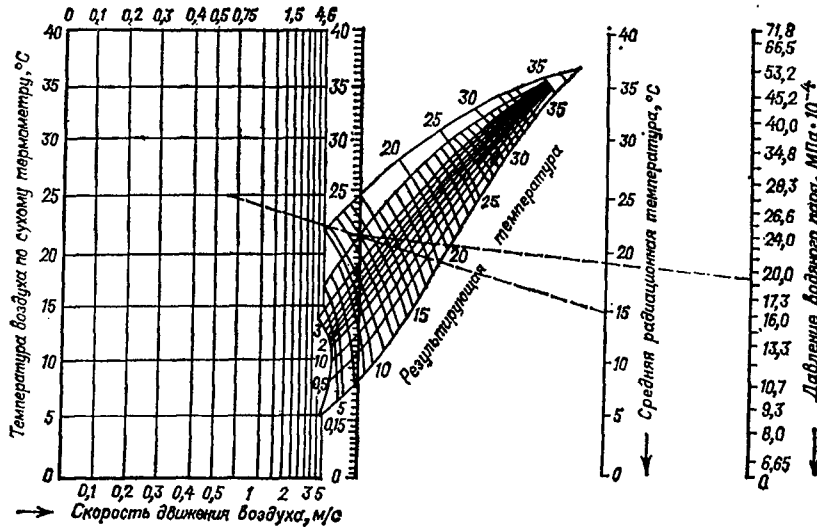


Рис. 2.7. Номограмма для определения результирующей температуры

Поверхности потолка и стен (в зоне выше 1 м от поверхности пола во избежание недопустимого радиационного воздействия на голову человека) могут нагреваться до температуры, приближенно определяемой по формуле

$$t_{вп}^{н} \leqslant 19{,}2 + (8{,}7/\varphi), \qquad (2.5)$$

или охлаждаться до температуры [7]

$$t_{вп}^{охл} \geqslant 23 - (5/\varphi), \tag{2.6}$$

где φ — коэффициент облученности нагретой или охлажденной поверхности с наиболее невыгодно расположенной элементарной площадки на поверхности тела, определяемый по соответствующим графикам либо ориентировочно по формуле

$$\varphi = 1 - 0{,}8\,(x/l),$$

где $l = \sqrt{F_п}$ — характерный размер облучающей панели; $F_п$ — площадь панели; x — расстояние до панели, м.

На рис. 2.6 представлены области допустимых температур на поверхностях в помещении в зависимости от коэффициента облученности, в соответствии с выражениями (2.5), (2.6). Кроме рассматриваемого условия, на холодной поверхности температура должна быть выше температуры точки росы воздуха в помещении.

С целью более полного учета метеопараметров Е. В. Стефанов предлагает использовать номограмму для определения $t_{пр}$, представленную на рис. 2.7. Значения отдельных нормируемых метеорологических параметров в обслуживаемой зоне жилых, общественных и вспомогательных зданий промышленных предприятий приведены в СНиП II-33—75, а также в работах [7, 20, 21].

§ 2.3. Особенности микроклимата общественных и производственных зданий

Состояние воздушной среды в общественных и производственных зданиях должно удовлетворять как санитарно-гигиеническим, так и технологическим требованиям. Микроклимат производственных помещений определяется с учетом обеспечения качественного протекания технологического процесса, а также сохранности оборудования и готовых изделий [17, 59]. Руководящие материалы по нормированию микроклимата определяют необходимые сочетания температуры, влажности и скорости движения воздуха [16], экстремальные скорости v_x, перепады температур в местах поступления приточных струй в рабочую или обслуживаемую зону помещения [17, 60]. По сравнению с жилыми помещениями здесь необходимо учитывать большее число факторов и специфических особенностей деятельности человека, а также производства.

В табл. 2.1 приведены нормируемые оптимальные и допустимые сочетания температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в рабочей зоне производственных [16] и в обслуживаемой зоне общественных зданий [60].

При благоприятных средних значениях температуры, влажности и скорости движения воздуха в помещении в отдельных

Таблица 2.1. **Нормируемые температура $t_в$, относительная влажность $\varphi_в$ и скорость движения воздуха $v_в$**

Помещения и здания	Категория тяжести работы	Для холодного и переходного периодов года $t_н < 10°$ С						
		оптимальные			допустимые			
		при постоянных рабочих местах или в обслуживаемой зоне						вне рабочих мест
		$t_в$, °С	$\varphi_в$, %	$v_в$, м/с не более	$t_в$, °С	$\varphi_в$, %	$v_в$, м/с	$t_в$, °С
						не более		
Производственные	Легкая	20—23	60—40	0,2	19—25	75	0,2	15—26
	Средней тяжести:							
	IIа	18—20	60—40	0,2	17—23	75	0,3	13—24
	IIб	17—19	60—40	0,3	15—21	75	0,4	13—24
	Тяжелая	16—18	60—40	0,3	13—19	75	0,5	12—19
Общественные	—	20—22	45—30	0,1—0,15	18—22	65	0,3	—

местах рабочей или обслуживаемой зоны могут создаваться существенные перепады температуры (температурные контрасты).

На основе обобщения результатов исследований В. Н. Тетеревниковым и Л. В. Павлухиным [62] получены рекомендуемые сочетания перепадов температур $\Delta t_x = t_x - t_в$ и скоростей движения воздуха v_x. На рис. 2.8 показаны рекомендуемые сочетания v_x, t_x, Δt_x при работе средней тяжести и легкой одежде. Дифференцированные связи между нормируемыми параметрами микроклимата ($v_{норм}$, $t_{норм}$) и экстремальными параметрами приточных струй (v_x, t_x, Δt_x) разработаны М. И. Гримитлиным [17].

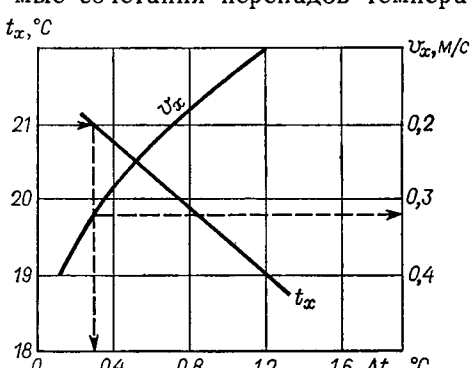


Рис. 2.8. Рекомендуемые сочетания скорости движения воздуха v_x, его температуры t_x и перепада температуры Δt_x для поддержания в помещении оптимальных метеорологических условий

В случае нормирования температуры воздуха из условия технологического процесса, сохранности оборудования или изделий нередко

устанавливаются значительные ограничения на отклонения температуры воздуха (до $\pm 0{,}01\,^{\circ}C$). Для прецезионных процессов в ряде случаев создаются гармонические колебания температуры воздуха определенной амплитуды и частоты.

Оптимальными для животноводческих помещений называются метеорологические условия окружающей среды, при которых возможно получение наибольшей продуктивности от находящихся в них животных. Основным условием для этого является отсутствие напряженности в системе терморегуляции организма. Для животных различных типов и возраста установлены целесообразные пределы изменения температурно-влажностных условий воздушной среды и ограждающих конструкций [24].

Решение уравнения общего лучисто-конвективного теплообмена поверхности тела животных с учетом суточной активности их поведения приводит к предельным уровням зоны максимальной продуктивности в виде

$$t_{в} = c_1 - d_1 t_R \pm \Delta t, \tag{2.7}$$

где коэффициенты c_1, d_1 и перепад Δt зависят от типа и возраста животных.

Любое сочетание $t_{в}$ и t_R, лежащее внутри четырехугольника, ограниченного зоной уравнения (2.7) и прямыми $t'_{в} = c_2$ и $t''_{в} = c_3$, будет отвечать условиям зоны максимальной продуктивности.

Развитие растений обеспечивается совокупностью почвенных и атмосферных условий в соответствии с законом минимакса: если хотя бы один из факторов, обеспечивающих рост и развитие растений, будет в недостатке или избытке, то жизнедеятельность растений и урожай будут находиться от этого фактора в прямой зависимости.

Микроклимат культивационных сооружений является одним из определяющих развитие факторов. Основная климатическая особенность культивационных сооружений — существенная зависимость от наружных метеорологических условий (интенсивности солнечной радиации, ветра, наружной температуры).

Анализ особенностей микроклимата рассматриваемых сооружений и требований к нему показывает, что культивационные сооружения нуждаются в надежных средствах управления микроклиматом, обеспечивающих: постоянный обогрев в зимний период и периодический обогрев в весенне-летний; поддержание требуемой влажности; тепловую защиту пристенной зоны; уменьшение или ликвидацию перегрева в весенне-летний период.

Рекомендуемые значения температур воздуха зависят от вида и сорта культур, стадии развития, времени года и приводятся в специальной литературе [24].

Краткое и далеко не полное изложение особенностей микроклимата различного рода помещений показывает, что много-

образие условий функционирования зданий и сооружений, требований к температуре в помещениях определяет необходимость формулирования состава и характера изменения регулируемых параметров отдельно в каждом конкретном случае.

§ 2.4. Горячее водоснабжение. Параметры регулирования

Удовлетворение гигиенических и бытовых нужд населения в горячей воде, обеспечение промышленности и сельского хозяйства водой определенной температуры является одной из задач систем теплоснабжения. Средняя тепловая нагрузка горячего водоснабжения в городах достигает 10—40 % от расчетной нагрузки отопления, и поэтому она оказывает существенное влияние на тепловые и гидравлические режимы тепловых сетей. Особенностями рассматриваемого типа теплоиспользования являются: слабая зависимость расходов теплоты от климатических условий, круглогодовой характер и значительная неравномерность водопотребления.

Контролируемыми и регулируемыми параметрами в системах горячего водоснабжения являются: качество, температура горячей воды, напор в точках водоразбора. Регулируемыми являются также запасы горячей воды в баках-аккумуляторах, расходы воды у некоторого типа потребителей, допускающих варьирование временем водоразбора.

Необходимая температура воды определяется характером ее использования. Так, для умывания она составляет 25—30 °С, для принятия ванн и душа — 37—40 °С, для мытья посуды — 55—70 °С. В технологических процессах диапазон температуры весьма широк — 20—95 °С.

С другой стороны, в системах теплоснабжения температура воды обусловливается санитарно-гигиеническими требованиями. За нижний предел принимается так называемая «температура пастеризации», при которой погибает большинство болезнетворных бактерий, за верхний предел — такая температура, при которой невозможно получение ожогов потребителями. В точках водозабора СНиП II-34—76 регламентирует следующие температуры:

для систем централизованного горячего водоснабжения, присоединенных к закрытым системам теплоснабжения, — не ниже 50 и не выше 75 °С;

для систем централизованного горячего водоснабжения, присоединенных к открытым системам теплоснабжения, а также для систем местного (децентрализованного) горячего водоснабжения — не ниже 60 и не выше 75 °С.

Поскольку для гигиенических процедур используется вода с температурой 37—42 °С, в некоторых случаях для экономии теплоты осуществляется снижение температуры воды у водоразборных кранов ночью до 40 °С.

Для учреждений социального обеспечения, общеобразовательных школ, детских домов и дошкольных учреждений, а также в зданиях лечебно-профилактических учреждений температура горячей воды принимается не выше 37 °С.

Указанные ранее нижние пределы температуры воды относятся к наиболее удаленным от подогревательной установки водоразборным точкам и к минимальному расходу воды по подающим трубопроводам, соответствующему отсутствию водоразбора и наличию в системе только циркуляционного расхода воды. С учетом потерь тепла в трубопроводах в первом приближении на выходе из подогревателей рекомендуется [32] принимать:

$$t^{\min}_{\text{г. закр}} = t^{\text{норм}}_{\text{г. закр}} + 10 = 50 + 10 = 60\ ^\circ\text{С}; \tag{2.8}$$

$$t^{\min}_{\text{г. откр}} = t^{\text{норм}}_{\text{г. откр}} + 5 = 60 + 5 = 65\ ^\circ\text{С}. \tag{2.9}$$

При более детальных расчетах

$$t^{\min}_{\text{г}} = t^{\text{норм}}_{\text{г}} + \Delta t, \tag{2.10}$$

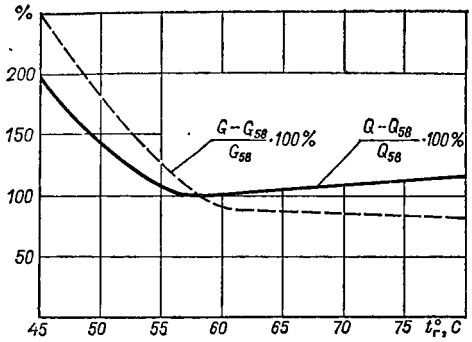
где $t^{\text{норм}}_{\text{г}}$ — минимальная (нормируемая) температура горячей воды в концевой точке, в месте водоразбора, °С; $t^{\min}_{\text{г}}$ — минимальная температура горячей воды на выходе из подогревателя, °С; Δt — охлаждение воды на участке трубопровода, °С:

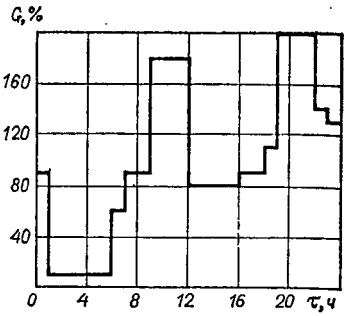
$$\Delta t = \sum_{i=1}^{N} \frac{\pi K_i}{G_i c} d_{\text{н}i} l_i \left[0{,}5\left(t_{\text{н}} + t_{\text{к}}\right) - t_{\text{окр}}\right]; \tag{2.11}$$

K_i — коэффициент теплопередачи участка трубопровода, кДж/(ч·м²·°С); $d_{\text{н}i}$ — наружный диаметр трубопровода, м; l_i — длина участка трубопровода, м; $t_{\text{н}}$ — температура воды на входе в трубопровод, °С; $t_{\text{к}}$ — температура воды в концевой точке участка, °С; $t_{\text{окр}}$ — температура среды, окружающей трубопровод, °С; c — теплоемкость воды, кДж/(кг·°С); G_i — расход воды на i-м участке, м³/ч.

Нарушения температурного режима систем горячего водоснабжения приводят к существенным перерасходам теплоты и горячей воды. На рис. 2.9, по данным работы [77], показаны зависимости относительных расходов от отклонений температуры горячей воды.

Особенностью систем бытового горячего водоснабжения является периодическое и кратковременное включение в работу отдельных приборов, что приводит к резко переменному графику расходов горячей воды по системе в целом в течение суток (рис. 2.10). Помимо внутрисуточных колебаний, наблюдаются изменения среднесуточных расходов в течение недели, месяца, года. Количественное прогнозирование нагрузки горячего водоснабжения определяет совершенство регулирования отпуска теплоты, режимов работы систем отопления, диагностики аварийных ситуаций в системах. Для этих целей часто используется интегральный график потребления горячей воды (рис. 2.11). Здесь тангенс угла наклона касательной в опреде-





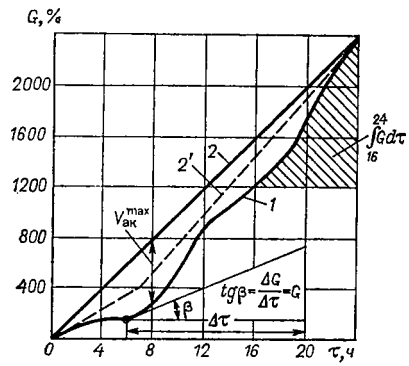


Рис. 2.9. Зависимости относительных расходов горячей воды и тепловой энергии от ее температуры

Рис. 2.10. Обобщенный суточный график потребления горячей воды

Рис. 2.11. Интегральный график водопотребления

ленный момент времени tg β характеризует мгновенный расход G_0, вертикальные отрезки между линиями подачи *2* или *2'* и линией водопотребления *1* — объем воды в баке-аккумуляторе, площадь между абсциссой и линией *1* — суммарное водопотребление за выбранный отрезок времени. Так, заштрихованная на рис. 2.11 площадь дает представление о количестве воды, поступившей из системы потребителям с 16 до 24 ч. В ряде работ [20, 29, 75] рассмотрены вопросы определения расчетных расходов, влияния на него различных факторов, приведены типовые графики.

Опыт треста «Теплоэнерго-II» г. Ленинграда показал, что полученные на основании обработки статистических материалов по методике [1] характерные графики расходов горячей воды позволяют достаточно надежно прогнозировать водопотребление, обнаруживать возникновение утечек в сети.

В системах горячего водоснабжения важным регулируемым параметром является напор в точках водоразбора. Из условий надежности функционирования и предотвращения попадания воздуха в систему минимальный напор в точках водоразбора устанавливается в размере 2—5 м. Так, напор свободного слива воды $H_{св}$ через водоразборные краны у раковины, моек, душевых сеток, умывальников, а также у смесителей умывальников принимаются не менее 2 м, для смесителей у ванн и душей

сеток в квартирах — не менее 3 м, для душевых сеток в групповых установках — до 4 м. Максимальное давление определяется механической прочностью трубопроводов.

Для давления в начале тупикового трубопровода (рис. 2.12)

$$P_{\text{нач}} = P_{\text{к}} + s_{\text{к}k} G_{\text{к}}^2 + \sum_{j=1}^{k} s_j \left(\sum_{i=j}^{k} G_i \right)^2 + \rho g Z_k, \qquad (2.12)$$

для n-го потребителя

$$P_n = P_{\text{к}} + s_{\text{к}k} G_{\text{к}}^2 + \sum_{j=n}^{k} s_j \left(\sum_{i=j}^{k} G_i \right)^2 - s_{nn} G_n^2 + \rho g (Z_k - Z_n), \qquad (2.13)$$

где $P_{\text{к}}$ — давление воды перед концевым прибором; s_j, s_{jj}, $s_{\text{к}k}$, s_{nn} — приведенные коэффициенты гидравлического сопротивления участка магистрали, ответвления, концевого ответвления, n-го ответвления; G_i — расходы воды на i-х участках; Z_k, Z_n — пьезометрические отметки точек k и n соответственно

Цели регулирования для систем горячего водоснабжения могут заключаться в следующем:

в удовлетворении условия $P_i \geqslant P_i^{\text{норм}}$;

в минимизации значения $P_{\text{нач}} = f(G_i)$ по выражению (2.12) при условии $P_i \geqslant P_i^{\text{норм}}$ с целью сокращения затрат на транспорт воды к потребителям (рис. 2.13);

в управлении величинами s_{jj} для доведения до минимума величин $P_i - P_i^{\text{норм}}$;

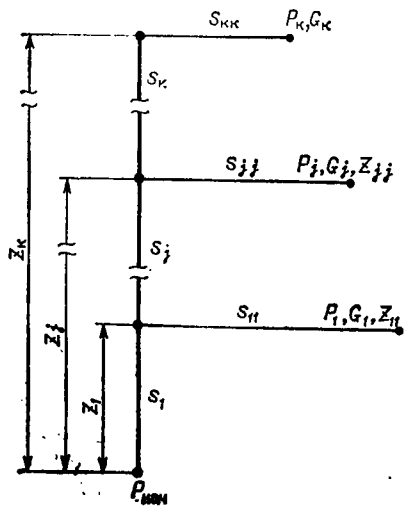
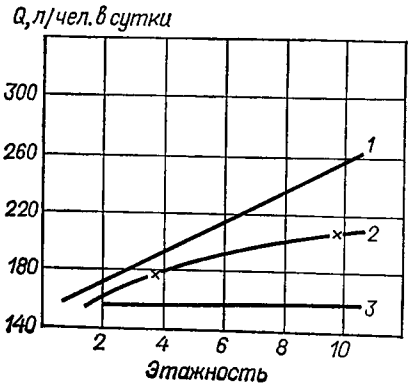


Рис. 2.12. Схема тупикового трубопровода

Рис. 2.13. Зависимость расхода горячей воды от метода регулирования [77]

1 — регулированне отсутствует; *2* — регулирование на вводе; *3* — поэтажное регулирование



в минимизации величины $\int_0^{\tau} P_{\text{нач}}\, d\tau$ (из условия обеспечения суммарным расходом) при наличии потребителей, допускающих варьирование временем водозабора τ (наличие баков-аккумуляторов и др.);

в регулировании расходов воды в циркуляционных контурах систем горячего водоснабжения с целью их минимизации при соблюдении условия $t_{\text{норм}}^{\max} > t_k > t_{\text{норм}}^{\min}$;

в удовлетворении условия $P_i \geqslant P_i^{\text{норм}}$ категорированных потребителей с временным или полным отключением водопотребления у абонентов, допускающих временные перерывы.

§ 2.5. Гидродинамические давления в тепловых сетях

Одним из основных регулируемых параметров для систем теплоснабжения является величина гидродинамического давления в различных точках тепловой сети, анализируемая, как правило, с помощью пьезометрических графиков (рис. 2.14, 2.15). Здесь в период функционирования необходимо минимизировать затраты электроэнергии на привод циркуляционных и подпиточных насосов при удовлетворении требуемых расходов и граничных условий по величинам гидродинамических давлений.

Гидростатический режим тепловых сетей определяется из условий заполнения системы водой до 100 °С и обеспечения в верхних гидравлически связанных точках высоко расположенных отопительных установок избыточного давления не менее 0,05 МПа (5 м вод. ст.), а в элементах системы, расположенных на низких геодезических уровнях, — не выше допустимых для установленного оборудования давлений.

Гидродинамические давления, помимо указанных выше пределов, должны удовлетворять условиям функционирования: для подающей линии — защита от вскипания воды, для обратной линии — предотвращение вакуума (давления меньше 0,1 МПа) в системе, а также предупреждения кавитации жидкости в насосах.

Величина требуемого перепада давлений ΔP на вводе у потребителя зависит от характеристики местной системы и схемы ее присоединения к тепловой сети. В случае присоединения отопительных или вентиляционных систем без элеваторного узла смешения или с насосным подмешиванием $\Delta P = 0{,}02 \div 0{,}05$ МПа ($2 \div 5$ м вод. ст.), при элеваторном присоединении $\Delta P = 0{,}1 \div 0{,}15$ МПа, через водоподогреватели $\Delta P = 0{,}04 \div 0{,}08$ МПа. При последовательном включении системы отопления и водонагревателя на систему горячего водоснабжения располагаемый напор принимается равным суммарной величине требуемых напоров.

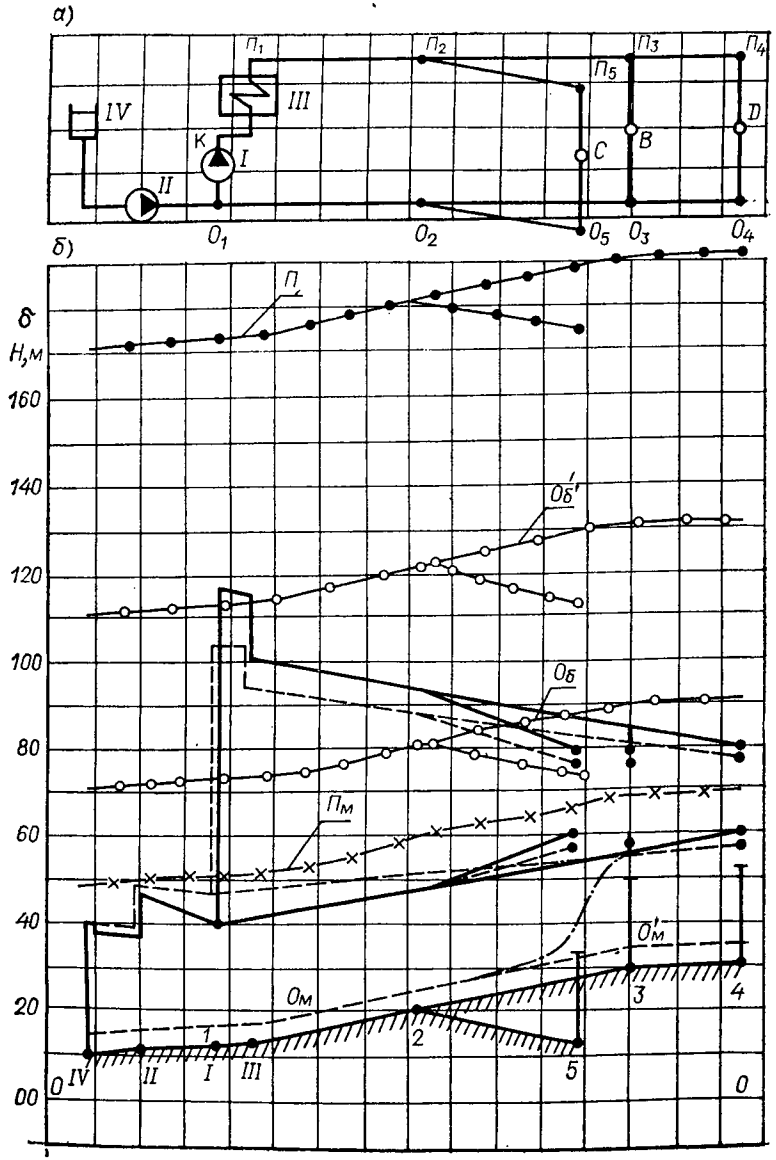


Рис. 2.14. Пьезометрический график тепловой сети

а — принципиальная схема двухтрубной тепловой сети; *б* — пьезометрический график; $П_б$, $П_м$ — предельные линии максимального и минимального напоров в подающем теплопроводе; $О'_б$, $О_б$ — предельные линии максимального напора при независимом и зависимом присоединении абонентов соответственно; $О'_м$, $О_м$ — предельные линии минимального напора в обратном теплопроводе; *I*, *II* — сетевой и подпиточный насосы; *III* — подогреватели сетевой воды; *IV* — бак подпиточной воды; *K* — котел; *1—5* — точки подключения абонентов и ответвления теплопроводов; *B*, *C*, *D* — абоненты

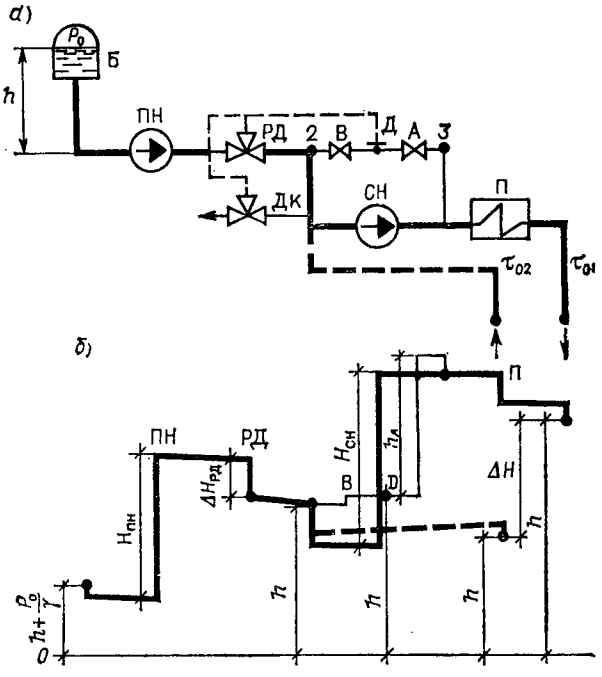


Рис. 2.15. Пьезометрический график трубопроводов в котельной

а — принципиальная схема трубопроводов в котельной; *б* — пьезометрический график трубопроводов в котельной; *h* — пьезометрические напоры; ΔH — потери напора; Б — бак подпиточной воды; ПН — подпиточный насос; СН — сетевой насос; Д — дроссель; А, В — задвижки; РД — регулятор давления; ДК — дренажный клапан; П — подогреватель сетевой воды

В общем случае управление гидравлическими режимами из условий минимизации расходов электроэнергии на транспорт теплоносителя производится при $О_б \geqslant h_{oi} \geqslant О_м$; $П_м \geqslant h_{пi} \geqslant П_о$; $\Delta h_{аб} \geqslant \Delta h_{аб\,доп}$ по условию

$$\min \int_0^{\tau_0} \left(G_ц H'_ц/\eta_ц + G_п H''_п/\eta_п\right) d\tau, \qquad (2.14)$$

где

$$H'_ц = \Delta h_п + \Sigma \Delta h_{пi} + \Delta h_{аб} + \Sigma\, \Delta h_{oi};$$

$$\Delta h_{пi} = S_i G^2_{пi}; \quad \Delta h_ц = S_п G^2_ц; \quad \eta = \frac{\Sigma N_j \eta_j}{\Sigma N_j}; \quad \Delta h_{аб} = S_{аб} G^2_{аб}; \quad \Delta h_{oi} = S_i G^2_{oi};$$

$$H''_{п.зим} \geqslant Z_x - \sum_{i=1}^{x} \Delta h_{oi} + \Delta h_{под} + \Delta H_{рд} - Z_б - \frac{P_0}{\gamma} + 5{,}0;$$

$$H''_{п.\,лет} \geqslant Z_x + \sum_{i=1}^{x} \Delta h_{oi} + \Delta h_{под} + \Delta H_{рд} - Z_б - \frac{P_0}{\gamma} + 5{,}0;$$

$\Delta h_{\text{п}}$ — потери напора в сетевом подогревателе; $\Delta h_{\text{п}i}$, Δh_{oi} — потери напора на i-м участке подающего и обратного трубопроводов соответственно; $\Delta h_{\text{аб}}$ — потери напора концевого абонентского ввода; $G_{\text{ц}}$, $G_{\text{п}i}$, G_{oi}, $G_{\text{аб}}$, $G_{\text{п}}$ — расходы теплоносителя у сетевого насоса, на i-м участке прямого и обратного трубопроводов, абонента, подпиточного насоса соответственно; $\eta_{\text{п}}$, $\eta_{\text{ц}}$—обобщенные коэффициенты полезного действия группы подпиточных и циркуляционных насосов соответственно; $H''_{\text{п. зим}}$ — напор, развиваемый группой подпиточных насосов в зимний период; $H''_{\text{п. лет}}$ — то же, в летний период; $H'_{\text{ц}}$ — напор, развиваемый сетевыми насосами; S_i, $S_{\text{п}}$, $S_{\text{аб}}$ — приведенные коэффициенты гидравлических сопротивлений участков теплопровода, подогревателя, абонента соответственно; N_j, η_j — мощность и коэффициент полезного действия j-го подпиточного или циркуляционного насоса; P_0 — гидродинамическое давление в напорном баке либо в подпиточном водопроводе; $Z_{\text{б}}$, Z_x — пьезометрические отметки подпиточного бака и наиболее неблагоприятного потребителя соответственно; $\Delta H_{\text{рд}}$ — потери напора на регуляторе давления.

Управляющими воздействиями для минимизации энергетических затрат и обеспечения гидравлических режимов в общем случае являются: снижение величины $\Delta H_{\text{рд}}$ за счет оптимального выбора числа работающих насосов, регулирование частоты вращения насосов, выбор представительных абонентов в различные периоды работы системы и др.

§ 2.6. Расходы теплоты

Производным регулируемым параметром в системах теплоснабжения является расход теплоты, определяемый температурами и расходом теплоносителя. Изменение параметров теплоносителя в соответствии с фактической тепловой потребностью абонентов повышает качество теплоснабжения, сокращает расходы тепловой энергии и топлива. Адекватное определение потребного и фактического расходов теплоты способствует возможностям максимальной экономии топлива и тепловой энергии, достижению высоких экономических показателей в теплоснабжении.

Потребные (нормируемые) расходы теплоты определяются в соответствии с известными методиками и нормативными документами.

Часовой расход теплоты на отопление отдельного здания можно определить по выражению

$$Q_{\text{от}} = 1{,}1\,(Q_{\text{но}} + Q_{\text{в}} - Q_{\text{вт}}), \qquad (2.15)$$

где 1,1 — коэффициент, учитывающий дополнительные потери теплоты в местной системе отопления (СНиП II-33—75); $Q_{\text{но}}$ — потери теплоты через наружные ограждения здания с учетом инфильтрационных потерь; $Q_{\text{в}}$ — теплота, затрачиваемая на подогрев вентиляционного воздуха; $Q_{\text{вт}}$ — внутренние тепловыделения

Для определения потерь через наружные ограждения без учета инфильтрации возможно использовать формулу

$$Q'_{\text{но}} = \Sigma k F\,\Delta t, \qquad (2.16)$$

или ее модификацию (формула Н. С. Ермолаева)

$$Q'_{но} = (t_в - t_н) V \{P/S [k_с + \varphi (k_{ок} - k_с)] + 1/L [\psi_1 k_{пт} + \psi_2 k_{пл}]\}; \quad (2.17)$$

$$Q'_{но} = q'_0 V (t_в - t_н), \quad (2.18)$$

где F — площадь поверхности отдельных ограждений, м²; k — коэффициент теплопередачи наружных ограждеиий, Вт/(м²·°С); Δt — разность температур воздуха с вутренней и наружной стороны ограждающих конструкций, °С; $k_с$, $k_{ок}$, $k_{пт}$, $k_{пл}$ — коэффициенты теплопередачи стен, окон, потолка верхнего этажа, пола нижнего этажа, Вт/м²·°С; φ — коэффициент остекления, т е. отношение площади окон к площади вертикальных ограждений (стен); ψ_1, ψ_2 — поправочные коэффициенты на расчетный период температур для верхнего и нижнего горизонтальных ограждений здания для большинства случаев [38]; $\psi_1 = 0{,}75 \div 0{,}9$; $\psi_2 = 0{,}5 \div 0{,}7$; q'_0 — удельная тепловая характеристика конкретного здания.

При использовании справочных осредненных значений для удельной тепловой характеристики здания применяется выражение $q'_0 = \beta q_0$. Здесь q_0 — удельная тепловая характеристика здания, зависящая от объема здания при расчетной наружной температуре $t_{нро} = -30$ °С. В свою очередь, β — поправочный множитель на отклонение расчетной температуры от —30 °С.

Полные теплопотери с учетом инфильтрации

$$Q_{но} = (1 + \mu) q'_0 V (t_в - t_н),$$

где μ — коэффициент инфильтрации:

$$\mu = b \sqrt{2gL \left(1 - \frac{t_н + 273°}{t_в + 273°}\right) + \omega_в^2}; \quad (2.19)$$

g — ускорение свободно падающего тела, м/с²; L — свободная высота здания (для жилых и общественных зданий — высота этажа), м; $\omega_в$ — скорость ветра, м/с; b — постоянная инфильтрации, с/м.

В свою очередь,

$$b'_0 = \frac{c_в F}{q_0 V},$$

где $c_в$ — объемная теплоемкость воздуха; F — площадь суммарного сечения неплотностей в наружных ограждениях.

Ориентировочный расход теплоты на вентиляцию

$$Q_в = m V_в c_в (t_{вн} - t_н); \quad (2.20)$$

$$Q_в = q_в V (t_в - t_н); \quad (2.21)$$

где m — кратность воздухообмена, с$^{-1}$ или ч$^{-1}$; V — объем здания, м³; $V_в$ — вентилируемый объем здания, м³; $t_{вн}$ — температура нагретого воздуха, подаваемого в помещение, °С; $q_в$ — удельный расход теплоты на вентиляцию (при $t_{вн} = t_в$, $q_в = mc_в V_в/V$).

Внутренние тепловыделения включают тепловыделения от людей, электрического освещения и электробытовых приборов, от стояков горячего водоснабжения и полотенцесушителей, а также теплоту, выделяемую при сжигании газа и использовании горячей воды,

В соответствии со СНиП II-33—75 величина внутренних тепловыделений в жилых зданиях определяется по формуле

$$Q_{вт} = 26F_{ж} \cdot 1{,}16. \qquad (2.22)$$

или

$$Q_{вт} = 20{,}8V/h, \qquad (2.23)$$

где $F_{ж}$ — жилая площадь, м^2.

При разработке эксплуатационных режимов подачи теплоты на отопление с учетом фактической заселенности жилых домов для определения внутренних тепловыделений можно пользоваться формулой [20]

$$Q_{вт} = (150 + 198n) \cdot 1{,}16, \qquad (2.24)$$

где n — число жителей.

Рассмотренные выше методы применимы лишь для укрупненного прогнозирования расхода теплоты и топлива. В настоящее время практически отсутствуют обоснованные методики определения более точной теплопотребности с учетом эксплуатационных особенностей.

Фактическое теплопотребление здания наиболее точно определяется с помощью тепломеров. Однако в настоящее время они не нашли еще широкого применения из-за своего невысокого качества и недостаточных масштабов производства. В связи с этим используются менее точные методы замера температур теплоносителя термометрами и расходов воды водомерами на тепловом вводе. Внедряемые и разрабатываемые автоматизированные системы теплоснабжения и отопления создают предпосылки для разработки более простых и точных методов определения потребного и фактического расходов теплоты в рассматриваемых системах.

§ 2.7. Критерии обеспеченности параметров в системах теплоснабжения и отопления

Для оценки обеспеченности значений параметров в системах теплоснабжения и отопления используются разнообразные критерии. Большинство из них характеризует соблюдение расчетных параметров: температуры внутреннего воздуха в отапливаемых помещениях, суммарного расхода теплоты или топлива на отопление зданий и др.

Обеспечение температурного режима в зависимости от выбранных на стадии проектирования параметров наружного климата В. Н. Богословский предложил оценивать с помощью коэффициентов обеспеченности. Исходя из назначения здания, особенностей технологического процесса в качестве показателей здесь выступают: число случаев отклонений условий от расчетных, общая продолжительность отклонений от заданных условий и наиболее невыгодное разовое отклонение.

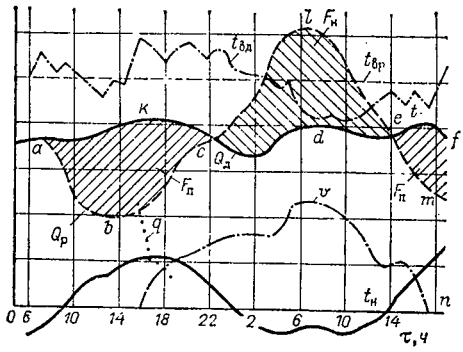


Рис. 2.16. Характеристика возмущающих воздействий и качества управления температурным режимом

$t_н$ — температура наружного воздуха; q — солнечная радиация; v — характер изменения скорости ветра; $t_{вр}$, $t_{вд}$ — требуемое и действительное значения внутренней температуры воздуха в помещениях; $Q_р$, $Q_д$ — расчетное и действительное значения теплопотребления; $F_п$, $F_н$ — площади, характеризующие перетопы и недотопы

Теплоснабжение в аварийных условиях, а также при дефиците топлива, заниженной мощности источника теплоты ставит задачу категорированного обеспечения теплом потребителей с количественной оценкой показателей работы систем отопления. Часто при недоотпуске тепла, как правило, происходит одинаковое снижение температуры во всех зданиях. Вмешательство же обслуживающего персонала в тепловые и гидравлические режимы систем отопления отдельных зданий приводит к общей их разрегулировке. Вместе с тем категорированное теплоснабжение при наличии средств управления позволяет обеспечить здания с высокими требованиями к тепловому режиму необходимыми параметрами с одновременной более низкой степенью обеспеченности второстепенных потребителей.

Рассмотренные выше показатели в несколько измененном виде могут быть использованы и для целей управления в системах теплоснабжения. Качество подачи теплоты и обеспечение температурного режима за период времени τ_1 определяются по формулам:

$$\varphi_q = \frac{\int_0^{\tau_1} \min(Q_р, Q_д)\, d\tau}{\int_0^{\tau_1} \max(Q_р, Q_д)\, d\tau}; \qquad (2.24)$$

$$\varphi_t = \frac{\int_0^{\tau_1} \min\left(t_в^н, t_{вд}\right) d\tau}{\int_0^{\tau_1} \max\left(t_в^н, t_{вд}\right) d\tau}, \qquad (2.25)$$

где φ — коэффициент эффективности, зависящий от качества ведения режима, степени автоматизации и качества наладки; значение φ_q равно отношению (рис. 2.16) площадей *cabcdemn* и *oakclefn*, которое при качественном функционировании системы стремится к единице; $Q_р$ — требуемый (расчетный) минимальный часовой расход теплоты, позволяющий соблюдать температурный режим отапливаемых помещений с учетом всего многообразия возму-

щающих факторов; $Q_д$ — действительный расход теплоты; $t_в^н$ — требуемое в общем случае программное изменение температуры внутреннего воздуха в здании; $t_{вд}$ — действительная температура воздуха в отапливаемом здании.

В формуле (2.25) учтено, что экономия теплоты за счет недогрева помещений не может повышать коэффициент эффективности работы системы. Величины $(1-\varphi)$ характеризует относительное отклонение от расчетных режимов, т. е. долю перетопов $F_п$ и недотопов $F_н$ помещений. Оценка возможных резервов экономии теплоты при управлении может производиться по формуле

$$\psi = \frac{\int_0^{\tau_1} \max(Q_р, Q_д)\, d\tau}{\int_0^{\tau_1} Q_р\, d\tau}, \qquad (2.26)$$

где ψ — коэффициент избытка подачи теплоты.

При эпизодических отклонениях критерием обеспеченности теплового режима может также служить характеристика суммарных относительных «импульсов отклонения температуры»:

$$\sigma = 1 - \left(0{,}25 \sum_{i=1}^{n} A_i T_i / t_в^н \tau\right), \qquad (2.27)$$

где A_i — амплитуда i-го отоклонения (рис. 2.17); T_i — период отклонения; n — число эпизодических отклонений за время τ; τ — время функционирования объекта.

С целью оценки характера отклонений параметров необходимо ввести понятие отказов I, II и III родов. Отказом I рода можно считать отклонение оптимальных параметров в зону допустимых значений (рис. 2.17). В случае отклонения параметров за пределы зоны допустимых значений (но не настолько, чтобы в системе либо в зданиях наступили необратимые процессы — размораживание систем, значительный ущерб и др.) можно считать, что произошел отказ II рода. При аварийных состояниях, наступивших в результате несоблюдения параметров, ситуацию можно оценивать в виде отказа III рода. В этом случае параметры находятся за пределами необходимых для функционирования системы значений.

В рассматриваемой постановке обеспеченность температурных условий внутри помещений с учетом группы отклонений температурного режима может определяться по выражению (2.27).

Автоматизированные системы теплоснабжения позволяют оперативно управлять тепловыми режимами в различных экстремальных условиях. В работе [7] даны рекомендации по

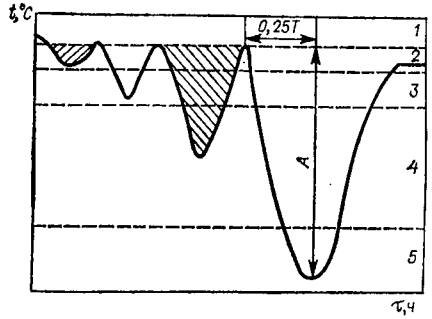


Рис. 2.17. Характеристика отклонений температуры внутреннего воздуха в отапливаемых помещениях

1, 2, 3, 4 — зоны соответственно перетопов, оптимальных, допустимых и необходимых значений температур внутреннего воздуха в отапливаемых помещениях; *5* — зона аварийных состояний системы отопления

значениям коэффициентов обеспеченности $k_{об}$ расчетных условий для холодного периода года:

при особо высоких требованиях к санитарно-гигиеническим условиям $k_{об} \approx \approx 1{,}0$;

при круглосуточном пребывании людей или постоянном технологическом режиме $k_{об} = 0{,}9$;

при ограниченном во времени пребывании людей $k_{об} = 0{,}7$;

при кратковременном пребывании людей $k_{об} = 0{,}5$.

Здесь $k_{об}$ показывает долю общего числа случаев, не допускающих отклонений от расчетных условий.

Естественно, что в случае лимита тепловой энергии в определенный период возможно снижение подачи теплоты к потребителям низших категорий в зависимости от длительности лимитного периода. Категорирование потребителей не только по числу, но и по глубине отклонений позволит эффективно управлять температурными режимами в экстремальных условиях, предотвращать аварийные ситуации.

Глава III

ВОЗМУЩАЮЩИЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ И ОТОПЛЕНИЯ

§ 3.1. Общие положения. Классификация

Основным регулируемым параметром в системах теплоснабжения и отопления, как было показано в предыдущей главе, является температура воздуха в отапливаемых помещениях.

Температурный режим помещений определяется совокупным влиянием непрерывно изменяющихся возмущающих воздействий и направленных на их компенсацию воздействий управления.

Возмущающие действия делятся на внешние (метеорологические) и внутренние. К внешним тепловым воздействиям относятся изменения температуры наружного воздуха, скорости и направления ветра, интенсивности солнечной радиации, влажно-

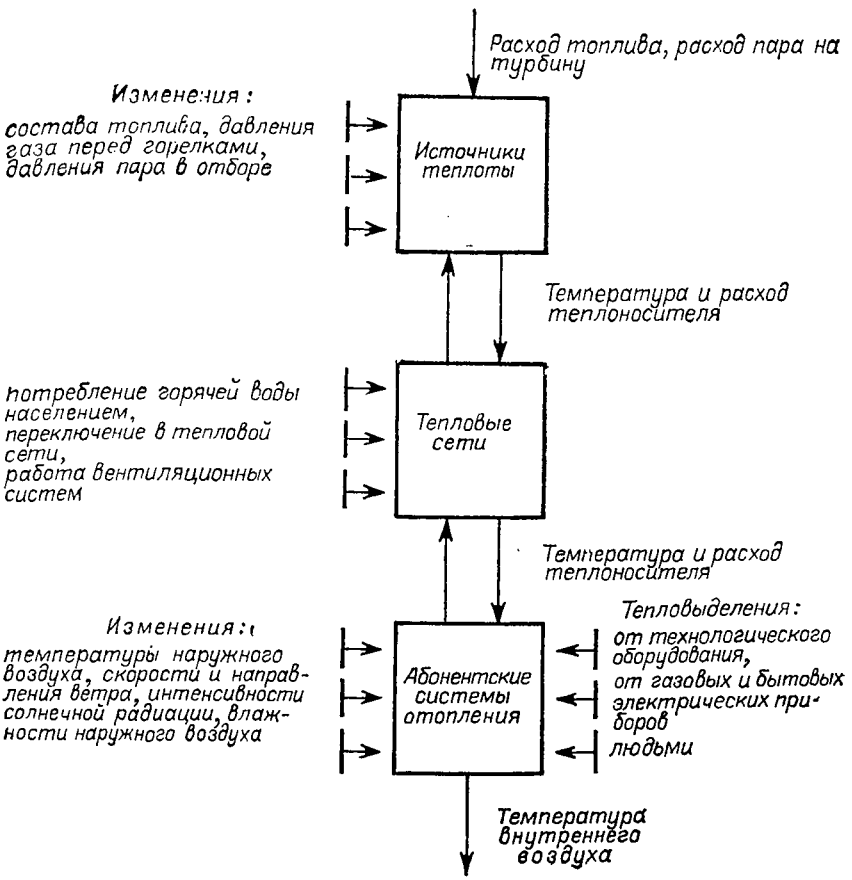


Рис. 3.1. Возмущающие и управляющие воздействия в системах централизованного теплоснабжения

сти воздуха. Внутренние тепловые воздействия включают выделение теплоты в жилых зданиях — при приготовлении пищи, работе электрических осветительных приборов и выделяемой людьми; в ряде промышленных зданий — от технологического оборудования, в животноводческих комплексах — от животных.

Управляющими (регулирующими) воздействиями, которые должны обеспечить стабилизацию температурного режима помещений в заданных пределах или его изменение во времени по заданной программе, являются температура и расход теплоносителя, поступающего в нагревательные приборы, а также продолжительность его подачи.

Управляющие воздействия, в свою очередь, подвергаются различного рода возмущениям. На работу источника теплоты влияют переменный состав топлива, колебания давления газа

перед горелками котла, изменения давления пара в отборе турбины и т. д. На режим работы тепловых сетей оказывают влияние переменная нагрузка горячего водоснабжения, работа вентиляционных устройств, переключения в сети и т. д. (рис. 3.1). Для создания требуемых температурных условий в отапливаемых помещениях влияние указанных возмущений необходимо компенсировать соответствующей системой управления отпуском теплоты.

§ 3.2. Внешние возмущающие воздействия

Температура наружного воздуха. Основным фактором, определяющим режим работы систем отопления, является изменение температуры наружного воздуха. При этом меняется разность между внутренней $t_в$ и наружной $t_н$ температурами, т. е. температурный напор, вызывающий перенос теплоты через ограждающие конструкции зданий. Этот перенос происходит путем кондуктивного теплообмена через толщу ограждений и лучистого и конвективного теплообмена на их поверхностях. За счет разности объемных масс теплого и холодного воздуха возникает перепад давлений внутри и снаружи здания, который обусловливает тепломассообмен путем инфильтрации воздуха через неплотности в ограждающих конструкциях.

По своим динамическим свойствам тепловые потери зданий, вызванные изменением температуры наружного воздуха, делятся на быстрые (через нетеплоемкие ограждения) и медленные (через теплоемкие ограждения).

Колебания температуры наружного воздуха носят периодический и непериодический характер. К периодическим колебаниям относят годовой и суточный ход температуры, зависящий главным образом от широты местности, ее удаленности от моря, рельефа местности, времени года. Непериодические колебания возникают под воздействием случайных факторов. Они могут быть достаточно длительными, многосуточными (например, вызванные прохождением через данный район холодной волны воздуха) и кратковременными (пульсациями), обусловленными локальными причинами.

Изменения температуры наружного воздуха (не считая пульсаций, которые практически не влияют на температурный режим зданий) обычно происходят со скоростью не более 2° в час, но в отдельные периоды (например, при прохождении фронта температурной волны, вызванной циклоном) могут достигать 10° и более. Для большей части районов СССР суточный градиент температур воздуха наиболее существен в весенний период отопительного сезона (март — апрель) [4]. Температуры воздуха изменяются также и с высотой над уровнем земли.

В пределах города имеют место температурные контрасты, обусловленные различной плотностью застройки, высотой до-

мов, шириной улиц и площадей, их расположением по странам света, растительным покровом. Так, средняя неравномерность температуры воздуха по территории Ленинграда составляет 1—2° С, но временами достигает 5—6 °С. Примерно аналогичная картина наблюдается и в других крупных городах [4].

Ветер. Значительное влияние на тепловые потери отапливаемых зданий оказывают скорость и направление ветра. Под действием ветра и температурного напора происходит проникновение наружного холодного воздуха через щели, оконные и дверные заполнения (воздухообмен через поры материалов стен мал и им можно пренебречь), а также горизонтальное перемещение потоков воздуха с наветренной стороны на подветренную.

Вследствие ветрового и гравитационного давлений возникает вертикальное перемещение потоков воздуха внутри здания, сопровождающееся интенсивной инфильтрацией наружного воздуха в помещениях жилых этажей, постепенно уменьшающейся по высоте здания. В помещениях верхних этажей может происходить эксфильтрация воздуха через наружные ограждения. Изменение тепловых потерь зданий при ветре происходит также за счет увеличения коэффициента теплоотдачи ограждающих конструкций.

Степень воздействия ветра на тепловые потери зависит от ориентации здания по странам света, так как скоростной напор ветра по преобладающему направлению значительно больше, чем по остальным (например, во Владивостоке для северного ветра — в 3—4 раза, в Ленинграде для западного ветра — в 2—3 раза) [4].

По своим динамическим характеристикам тепловые потери зданий, обусловленные влиянием ветра, делятся на быстрые и медленные. Быстрые тепловые потери обусловлены проникновением холодного воздуха путем инфильтрации через неплотности в оконных и дверных проемах, стыки наружных стеновых панелей, а также влиянием ветра на коэффициент теплоотдачи окон. При этом величина инфильтрации в большой степени зависит от качества оформления оконных проемов и ухода за ними. Медленные тепловые потери обусловлены главным образом влиянием ветра на коэффициент теплоотдачи наружных поверхностей стен.

Как показали многочисленные исследования [70], зависимость быстрых тепловых потерь здания от скорости ветра в широком диапазоне скоростей может быть принята линейной.

Влияние ветра на тепловой режим здания удобно оценивать путем введения поправки к температуре наружного воздуха, по которой осуществляется регулирование расхода теплоты. Величина этой поправки $\Delta t_{н_v}$ может быть определена из выражения

$$\Delta t_{н_v} = d_р (v - v_р)(t_в - t_н), \tag{3.1}$$

где v — скорость ветра, м/с; $v_р$ — скорость ветра, на которую рассчитываются тепловые потери здания: $v_р \approx 5$ м/с; $t_в$, $t_н$ — температура воздуха внутри и снаружи здания, °С; $d_р$ — коэффициент, зависящий от теплотехнических характеристик помещений и воздухопроницаемости оконных проемов, °С/м.

Помимо увеличения общего размера тепловых потерь, ветер приводит к уменьшению запаздывания при прохождении тепловой волны через стену, а также к относительному снижению доли медленных теплопотерь в суммарных теплопотерях здания (ψ).

Влияние ветра на величину общих тепловых потерь и коэффициент ψ по результатам расчетов, выполненных для помещения средней части здания со стенами 2,5 кирпича при коэффициенте воздухопроницаемости оконных проемов $I = 1{,}8$ кг/(г×× м²·Па), характеризуются данными, приведенными в табл. 3.1.

Различают суточный и годовой ход скорости ветра: годовой зависит от климатических условий, а суточный определяется интенсивностью вертикального обмена между нижними и верхними слоями воздуха в атмосфере в течение суток. У земной поверхности минимум скорости ветра наблюдается в ночные часы, когда ветер часто ослабевает до штиля. После восхода солнца ветер обычно усиливается и скорость его достигает максимума в 13—14 ч.

Ветер не обладает постоянными скоростью и направлением, он дует порывами. Однако на тепловые потери зданий оказывают влияние не отдельные порывы ветра, а его усредненное за определенный отрезок времени значение, которое и должно учитываться в системах автоматического управления подачей теплоты в здания.

Изменение температуры наружного воздуха в холодное время года сопровождается изменением скорости ветра. Для большинства континентальных районов СССР понижение температуры связано обычно с уменьшением скорости ветра в приземном слое воздуха. На рис. 3.2 в качестве иллюстрации приведены расчетные графики скорости ветра в 7 ч утра зимой для средней полосы Советского Союза [55].

Исследования по проветриванию жилых кварталов показали, что между домами в квартале направление ветра при данном господствующем ветре меняется по всем румбам. Однако

Таблица 3.1. **Данные о влиянии ветра на тепловые потери помещений**

Показатели	Скорости ветра, м/с			
	0	5	10	15
Суммарные тепловые потери помещения, %	90	100	111	125
Коэффициент ψ	0,435	0,40	0,37	0,34

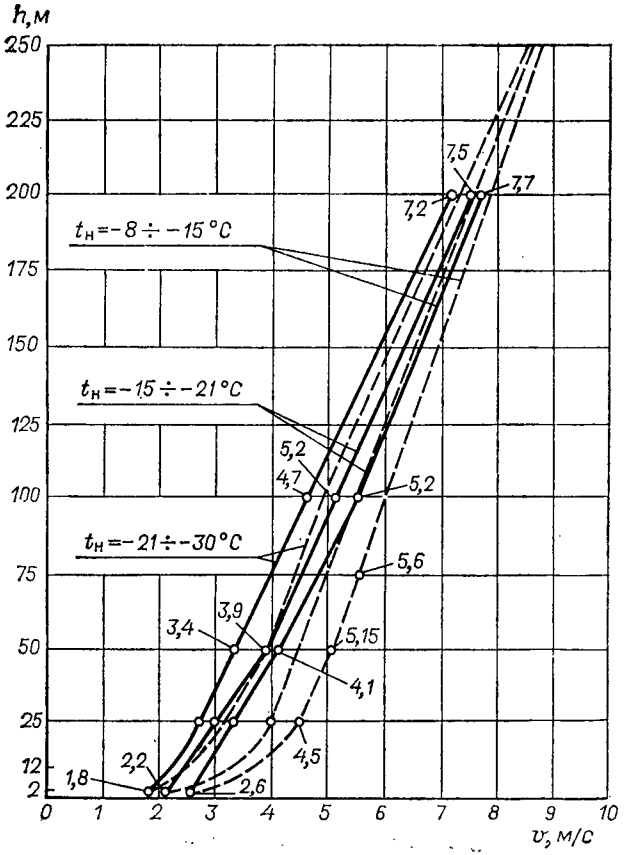


Рис. 3.2. Расчетные графики скорости ветра в городах (сплошные линии) и пригородах (пунктирные линии), расположенных между 50 и 60° северной широты европейской части СССР

в каждой точке можно выделить преимущественное, характерное для нее направление ветра, которое не всегда совпадает с господствующим ветром и зависит от направления обтекаемых препятствий.

В связи с этим учет направления ветра при центральном автоматическом управлении подачей теплоты, за исключением некоторых особых случаев, не представляется возможным.

Учет же скорости ветра (тем или иным способом), которая, может существенно увеличить тепловые потери зданий, при центральном регулировании является необходимым.

Высокая точность компенсации влияния скорости и направления ветра на температурный режим помещений может быть достигнута при пофасадном и индивидуальном автоматическом регулировании теплоотдачи нагревательных приборов.

Солнечная радиация. Поступление теплоты за счет солнечной радиации занимает существенную долю в тепловом балансе отапливаемых помещений.

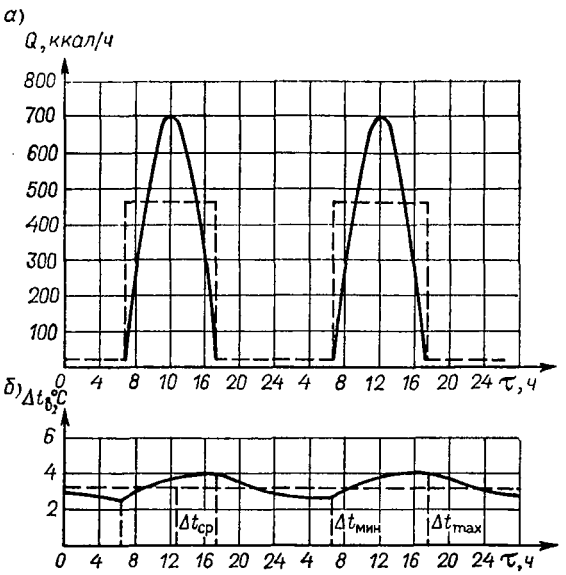


Рис. 3.3 Режим поступлений инсоляционного тепла через окна (*а*) и его влияние на температурный режим помещений (*б*)

Инсоляционная теплота также проникает в отапливаемые помещения по каналам быстрых и медленных теплопотерь (теплопоступлений). Быстрые теплопоступления обусловлены в основном непосредственным проникновением коротковолнового солнечного излучения через окна, медленные — радиационным нагревом наружных поверхностей стен.

Режим быстрых теплопоступлений можно рассматривать как прерывистую теплоподачу, число часов которой определяется временем облучения, а величина — среднеинтегральной интенсивностью инсоляции через окна за время облучения (рис. 3.3).

При определении влияния медленных теплопоступлений на температурный режим помещений следует учитывать, что суточные колебания температуры на наружной поверхности теплоемкого ограждения практически затухают в его толще. Поэтому оказывается возможным учитывать только усредненную за сутки величину этих теплопоступлений, а процесс рассматривать как стационарный [70].

Потоки солнечных лучей приходят на ограждающие поверхности зданий в виде прямой солнечной радиации, в виде лучей, рассеянных атмосферой и облаками, а также в виде потоков, отраженных от поверхностей расположенных рядом зданий, земли и различных предметов.

Соответственно различают прямую, рассеянную и отраженную радиацию. Количество прямой солнечной радиации, поступающей на поверхность, перпендикулярную солнечным лучам, зависит от широты местности, времени года, состояния атмосферы. Рассеянная радиация, как и отраженная, в основном для всех ограждений одинакова, независимо от ориентации.

В некоторых районах Советского Союза в средние месяцы отопительного сезона в период стояния низких температур или сильных ветров лучистые теплопоступления незначительны по сравнению с кондуктивно-инфильтрационными теплопотерями. В других районах этот вклад существен даже в средние зимние месяцы [4, 70]. Весной, когда облачность сравнительно невелика, вклад лучистых теплопоступлений в тепловой баланс зданий значителен во всех районах страны.

Расчеты показывают, что в переходный период отопительного сезона (рис. 3.3, *а*) в северных широтах (70 и 60°) интенсивность прямой радиации на вертикальные поверхности, ориентированные на юг, может превышать интенсивность радиации на те же поверхности в более южных широтах (55 и 40°). В связи с этим учет солнечной радиации при регулировании отопления зданий имеет значение и для высоких широт.

Оценка размера нарушений температурного режима помещений, обусловленных влиянием инсоляции, может производиться по следующим величинам (рис. 3.3, *б*):

минимальному повышению внутренней температуры в момент начала облучения $\Delta t_{мин}$;

максимальному повышению в конце облучения $\Delta t_{макс}$;

среднесуточному приросту температуры $\Delta t_{ср}$.

В качестве примера в табл. 3.2 приведены некоторые результаты расчетов, выполненных для помещений с коэффи-

Таблица 3.2. **Данные о влиянии солнечной радиации на температурный режим помещений**

Показатели	Месяц				
	XII	I	II	III	IV
Продолжительность радиации, ч	5,5 / 2,8	6,7 / 3,6	9,0 / 5,0	10,4 / 6,0	10,4 / 7,3
Среднее количество теплоты, проникающей через окна за период облучения, Вт/м²	100 / 26	120 / 37	160 / 77	175 / 126	171 / 163
Средняя интенсивность радиации на поверхность стены за период облучения, Вт/м²	250 / 64	300 / 93	400 / 196	437 / 316	428 / 406
Прирост температуры воздуха в помещении:					
минимальный	0,8 / 0,1	1,2 / 0,2	2,1 / 0,5	2,6 / 1,1	2,5 / 1,7
максимальный	1,4 / 0,25	2,0 / 0,4	3,3 / 1,0	4,1 / 2,0	4,0 / 2,5
среднесуточный	1,0 / 0,15	1,5 / 0,25	2,6 / 0,7	3,3 / 1,4	3,2 / 2,1

Примечание. В числителе приведены значения показателей для южной ориентации помещений, в знаменателе — для западной.

циентом остекления 0,15 и ориентированных на юг и запад. Расчеты произведены для условий безоблачной погоды при широте местности 60°.

Влияние солнечной радиации на тепловой режим здания удобно оценить путем введения соответствующей поправки к температуре наружного воздуха, определяемой из выражения

$$\Delta t_R = q_{\text{инс}}/\Sigma\overline{kF}, \tag{3.2}$$

где $q_{\text{инс}}$ — количество лучистой теплоты, поступающей в здание (включая коротковолновую радиацию, проникающую через окна, и теплоту, поглощенную ограждающими конструкциями и переданную воздуху помещений), Вт; $\Sigma\overline{kF}$ — основные (кондуктивные) тепловые потери зданий при разнице температур внутреннего и наружного воздуха в 1 °С, Вт/°С.

Из изложенного следует, что солнечная радиация оказывает существенное влияние на тепловой режим помещений. Ее учет при отоплении зданий возможен в случае применения систем пофасадного либо индивидуального автоматического регулирования.

§ 3.3. Внутренние возмущающие воздействия

Внутренние возмущающие воздействия, как было отмечено выше, обусловливаются целым рядом причин. В жилых домах их источником являются бытовые теплопоступления. Значительное количество бытовой теплоты выделяется при приготовлении пищи на кухне. Большая ее часть выделяется интенсивно и в сравнительно короткий срок (рис. 3.4). Но эта теплота достигает жилых комнат чаще всего сглаженным и выровненным потоком благодаря аккумуляции ее ограждениями кухни, предметами обихода, мебелью и пр., значительная же часть ее удаляется при вентиляции самой кухни.

Количество выделяемой теплоты в помещении зависит от состава семьи, уклада жизни, размеров квартиры, характера деятельности семьи (тяжелая или легкая работа), температуры воздуха в помещении, среднего времени пребывания человека в доме. Суточный размер тепловыделений от пребывания человека в течение 50—70 % времени составляет 1300—1400 Вт·ч; суточный расход электроэнергии в квартирах — 500—600 Вт·ч; суточный расход теплоты для приготовления пищи — 1100—1400 Вт·ч; общий среднечасовой размер бытовых тепловыделений — 130—140 Вт·чел.

Для оценки влияния тепловыделений на тепловой режим отапливаемых помещений удельную кубатуру на одного человека можно принять равной (по наружному обмеру) 50 м³, а удельную тепловую нагрузку — $q = 0{,}35$ Вт/(м³·°С).

Приведенные ниже данные, подсчитанные для указанных условий, свидетельствуют о том, что бытовые тепловыделения могут составлять значительную долю от тепловых потерь, возрастающую с повышением температуры наружного воздуха:

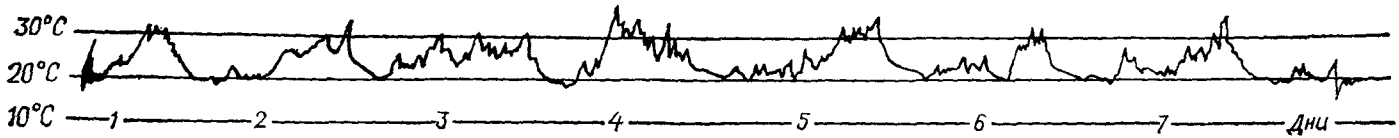


Рис. 3.4. Термограмма кухни

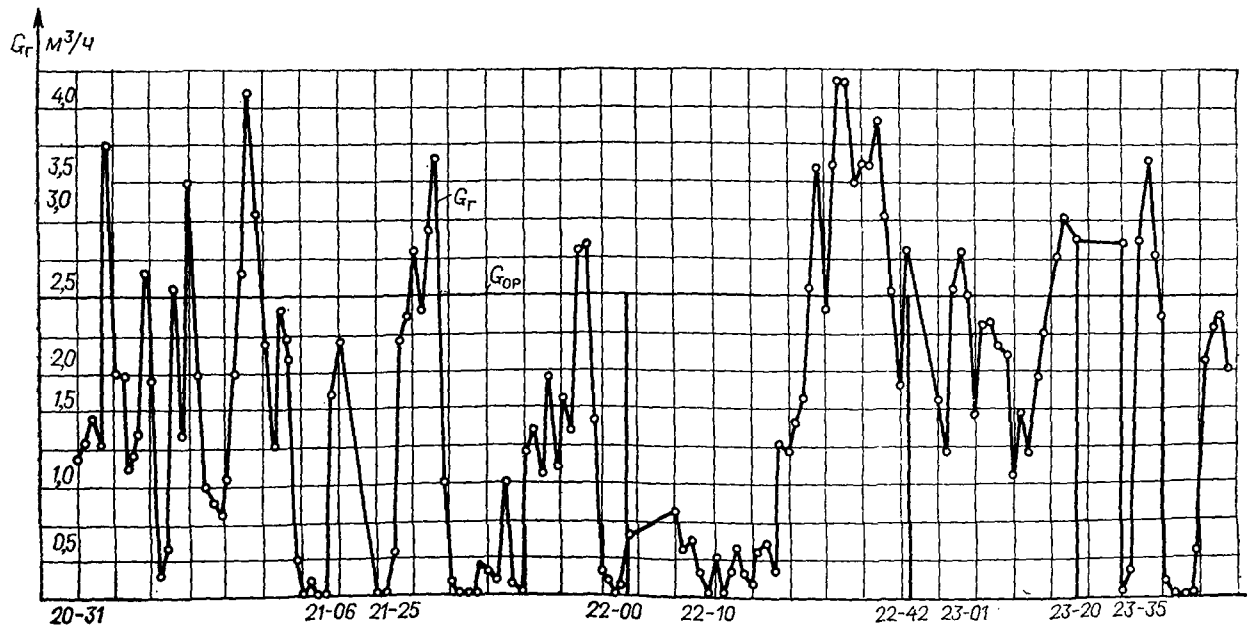


Рис. 3.5. Режим потребления горячей воды в жилом здании в субботу в вечерние часы
$G_г$ — расход воды на горячее водоснабжение; $G_{ор}$ — расчетный расход воды на отопление

Температура наружного воздуха, °С	−30	−20	−17	0	+10
Относительная величина тепловыделений, % от тепловых потерь	15	19	25	38	76

В переходный период отопительного сезона (+10°С) величина тепловыделений приближается к величине тепловых потерь здания. Устранение «перетопов» в помещениях, вызванных влиянием бытовых тепловыделений, может быть достигнуто путем индивидуального регулирования теплоотдачи нагревательных приборов.

§ 3.4. Влияние горячего водоснабжения на режим работы систем теплоснабжения и отопления

Горячее водоснабжение жилых и общественных зданий и коммунальных предприятий является крупным потребителем теплоты в системах централизованного теплоснабжения. Годовой расход теплоты на горячее водоснабжение достигает 40 % от общего годового отпуска ТЭЦ или районной котельной. Пиковые нагрузки горячего водоснабжения в ряде случаев превышают расходы теплоты на отопление зданий (рис. 3.5).

Режим потребления горячей воды населением отличается резко выраженной неравномерностью как в течение недели, так и в пределах суток.

Представление о характере режимов водопотребления дают значения коэффициентов неравномерности [29]:

$$K = G_{\max}/G_{\text{ср}}, \tag{3.3}$$

где $G_{\text{макс}}$ — макимальный расход за исследуемый отрезок времени (неделя, сутки, час); $G_{\text{ср}}$ — средний расход за тот же отрезок времени.

Соответственно различают коэффициент суточной ($K_{\text{сут}}$), часовой ($K_{\text{ч}}$) и секундной ($K_{\text{с}}$) неравномерности.

Как известно, существует несколько систем и способов горячего водоснабжения при централизованном теплоснабжении: закрытые системы с параллельной, последовательной и смешанной схемами включения теплообменников, открытые системы с непосредственным водоразбором из тепловых сетей.

Работа установок горячего водоснабжения приводит к определенным нарушениям параметров теплоносителя в системах отопления. В связи с этим при решении вопросов автоматического регулирования режимов отопления зданий горячее водоснабжение следует рассматривать как возмущающее воздействие на регулирующую величину (расход и температуру теплоносителя).

Влияние горячего водоснабжения на работу систем отопления определяется размером и режимом потребления горячей

воды, способом его осуществления, гидравлическими характеристиками тепловой сети и абонентских установок.

Качественная оценка влияния горячего водоснабжения при разных способах его осуществления на работу систем отопления дана в табл. 3.3.

Следует отметить, что приведенные в этой таблице формулы получены для условий тепловой сети с равномерно распределенной нагрузкой, эквивалентной тепловой сети с одним абонентом. Указанные условия заключаются в следующем: размер потребления горячей воды у абонентов пропорционален их отопительной нагрузке ($n_1 = n_2 = n_i = n$), расчетные потери давления у всех абонентов одинаковы ($H_{a_1} = H_{a_2} = H_a$), коэффициенты отбора (β) при открытой системе и коэффициенты нагрузки теплообменников ($m_п$) при закрытой системе для всех потребителей равны.

Исследования теплового и гидравлического режимов тепловых сетей при различных способах осуществления горячего водоснабжения показали следующее.

Достоинство открытых тепловых сетей с точки зрения их гидравлического режима заключается в том, что при низких температурах наружного воздуха, когда системы отопления наиболее чувствительны к колебаниям расходов воды в сети, водоразбор, производимый в это время из обратных труб, усиливает циркуляцию воды в системах. Это положительно сказывается на их тепловой устойчивости. Водоразбор из подающих труб, уменьшающий расход воды в системах отопления, осуществляется только при положительных температурах наружного воздуха, при которых даже существенные нарушения режимов работы тепловых сетей оказывают малозаметное влияние на температуру воздуха в отапливаемых помещениях. При среднезимних температурах наружного воздуха отбор одновременно из обеих труб тепловой сети создает условия, практически исключающие влияние горячего водоснабжения на режим систем отопления.

Непосредственный водоразбор удачно сочетается с качественно-количественным регулированием в тепловых сетях, так как в этом случае в переходный период отопительного сезона не требуется увеличения (против расчетного) напора воды в сети для уменьшения влияния отбора из подающего трубопровода на работу системы отопления.

Недостатками открытых тепловых сетей являются существенные изменения давления в сети при колебаниях величины водоразбора. В периоды интенсивного водопотребления возможно прекращение или изменение направления циркуляции теплоносителя в обратном трубопроводе на ответвлениях тепловой сети к отдельным зданиям. Указанные обстоятельства должны учитываться при создании АСУ ТП открытых систем теплоснабжения.

Таблица 3.3. **Данные о влиянии горячего водоснабжения на работу систем отопления и тепловой сети**

Способ осуществления горячего водоснабжения	Характер влияния	Расчетные формулы
Непосредственный водоразбор из тепловой сети	Водоразбор из подающей трубы приводит к уменьшению расхода воды в системе отопления, а водоразбор из обратной трубы — к его увеличению. Давление в сети при водоразборе снижается	$x = -n_G[\beta\bar{s}_1-(1-\beta)\bar{s}_2]+ + \sqrt{n_G^2[\beta\bar{s}_1-(1-\beta)\bar{s}_2]^2+ + \alpha^2-n_G^2\alpha^2- - n_G^2[\beta^2\bar{s}_1+(1-\beta)^2\bar{s}_2]}$ (3.4)
Параллельное включение подогревателей горячего водоснабжения	Работа водоподогревателя приводит к уменьшению расхода воды в системе отопления	$x = -bn_G(\bar{s}_1+\bar{s}_2)+ + \sqrt{[bn_G(\bar{s}_1+\bar{s}_2)]^2+\alpha^2- -(bn_G)^2(\bar{s}_1+\bar{s}_2)}$ (3.5)
Последовательное включение подогревателей горячего водоснабжения	Работа водоподогревателя первой ступени не оказывает влияния на режим отопления и снижает температуру воды в обратном трубопроводе тепловой сети, а водоподогревателя второй ступени приводит к уменьшению температуры воды в системе отопления	$\Delta T_{гв} = \Delta T_{гв_I} + \Delta T_{гв_{II}}$ (3.6) $\Delta T_{гв_{II}} = m_п n_Q \Delta T_o$ (3.7) $\Delta T_{гв_I} = (1-m_п) n_Q \Delta T_o$ (3.8)
Смешанная схема включения подогревателей горячего водоснабжения	Работа водоподогревателя первой ступени не оказывает влияния на режим отопления, а водоподогревателя второй ступени приводит к уменьшению расхода воды в системе отопления	$x = -m_п bn_G(\bar{s}_1+\bar{s}_2)+ + \sqrt{[m_п bn_G(\bar{s}_1+\bar{s}_2)]^2+ + \alpha^2-(m_п bn_G)^2(\bar{s}_1+\bar{s}_2)}$ (3.9′)

Примечание: x — коэффициент расхода воды на отопление из тепловой сети, представляющий собой отношение фактического расхода воды к требуемому; n_G — относительная величина расхода воды на горячее водоснабжение (к расчетному расходу воды на отопление); β — доля отбора из подающей трубы в общем водоразборе у абонента; $\bar{s}_1$ и $\bar{s}_2$ — относительные величины гидравлических характеристик подающего и обратного трубопроводов; α — коэффициент расхода воды по режиму качественно-количественного регулирования (при качественном регулировании $\alpha = 1$); b — отношение расходов сетевой и вторичной (водопроводной) воды в подогревателе горячего водоснабжения; $m_п$ — отношение тепловой нагрузки в подогревателе второй ступени к общему расходу теплоты в системе горячего водоснабжения; n_Q — относительная величина расхода теплоты на горячее водоснабжение (к расчетному расходу теплоты на отопление); $\Delta T_{гв}$, $\Delta T_{гв_I}$ и $\Delta T_{гв_{II}}$ — перепад температур воды в подогревателях (общий, в первой и во второй ступенях); ΔT_o — перепад температур сетевой воды в системе отопления.

Наиболее тяжелые условия гидравлического и теплового режимов создаются при закрытой схеме горячего водоснабжения с параллельным включением подогревателя. Колебания расхода воды в системах отопления в этом случае оказываются максимальными.

При последовательной двухступенчатой схеме работа установок горячего водоснабжения совершенно не влияет на гидравлический режим тепловой сети. Однако включение подогревателя второй ступени вызывает понижение температуры воды в системе отопления, которое должно компенсироваться соответствующим повышением температур воды в сети. Кроме того, эта схема плохо сочетается с местным автоматическим регулированием в абонентских вводах.

При смешанной двухступенчатой схеме работа подогревателя второй ступени вызывает колебания расхода воды в системе отопления. Размер нарушений гидравлического режима возрастает с понижением температур сетевой воды (по мере увеличения нагрузки второй ступени подогрева) и достигает максимума в переходный период отопительного сезона. Однако, как уже было отмечено, нарушение гидравлического режима тепловой сети в этот период не оказывает существенного влияния на температуру воздуха в отапливаемых помещениях.

Смешанная двухступенчатая схема, так же как и непосредственный водоразбор, удачно сочетается с режимом качественно-количественного регулирования в тепловых сетях. При таком сочетании не требуется увеличения напора в сети (против расчетного) для компенсации влияния работы подогревателя второй ступени на режим отопления. Сложные условия гидравлического режима при этой схеме (как и при открытой схеме) возникают в часы максимального разбора горячей воды на бытовые нужды, иногда превышающего расход воды в системах отопления.

Таким образом, при всех способах горячего водоснабжения оно оказывает в тех или иных размерах влияние на тепловой и гидравлический режимы систем отопления. Устранение этого влияния может быть достигнуто централизованным путем и местным автоматическим регулированием в абонентских вводах.

§ 3.5. Методы математического представления возмущающих воздействий

Для построения математических моделей, решения вопросов регулирования тепловых и гидравлических режимов возмущающие воздействия необходимо представить в аналитической форме.

Простейшей задачей математической обработки экспериментальных или статистических данных является представление их в виде линейных, параболических или других аналитических

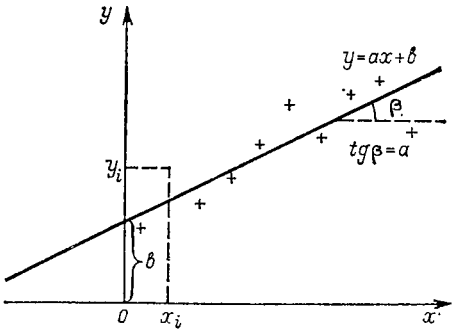


Рис. 3.6. Расположение линии регрессии

формул. Для решения в этом случае чаще всего используется метод наименьших квадратов, позволяющий оценить неизвестные параметры искомой функции.

Пусть имеются две выборки x_i, $i = 1, 2, \ldots, n$ и y_i, $i = 1, 2, \ldots, n$, характеризующие, например, увеличение температуры наружного воздуха (y_i) на временном отрезке (x_i). Требуется подобрать линейную формулу, наиболее близко аппроксимирующую зависимость y_i от x_i (рис. 3.6). Если предположить, что такая линия задается уравнением $y = ax + b$, то коэффициенты a и b необходимо определить по значениям выборок. С этой целью рассматривается величина

$$Q(a, b) = \sum_{i=1}^{n} (y_i - ax_i - b)^2, \tag{3.10}$$

минимизируя которую, из условий $\frac{\partial Q}{\partial a} = 0$, $\frac{\partial Q}{\partial b} = 0$ можно получить:

$$\left.\begin{aligned} a &= \frac{\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} x_i y_i - \bar{x}\bar{y}}{\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} x_i^2 - \left(\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} x_i\right)^2}; \\ b &= \bar{y} - a\bar{x}; \quad \bar{x} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} x_i; \quad \bar{y} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} y_i. \end{aligned}\right\} \tag{3.11}$$

Приведенные выше формулы показывают сущность применения метода наименьших квадратов в простейшем случае. Более сложные приложения этого метода требуют использования матричной алгебры [53]. Так, независимые переменные x_i могут быть не скалярными, а векторными. Если теперь через X обозначить матрицу, строками которой являются векторы x_i, а через Y — вектор (столбец значений зависимой переменной y_i), то

$$Y = XA + E, \tag{3.12}$$

где A — вектор неизвестных коэффициентов; E — ошибка измерения

Оценка вектора A по методу наименьших квадратов имеет следующий вид:

$$\hat{A} = (X^T X)^{-1} X^T Y. \tag{3.13}$$

Значительным развитием метода наименьших квадратов является регрессионный анализ [41, 98, 115, 166], позволяющий не только оценить неизвестные коэффициенты, но и на основе имеющейся статистической информации сделать некоторые выводы о структуре зависимости. Рассматриваемый метод позволяет также строить доверительные интервалы для оценок неизвестных параметров, входящих в уравнение регрессии, и проверять статистические гипотезы, например о равенстве нулю некоторых коэффициентов.

Регрессионный анализ проводится, как правило, в предположении нормальности ошибок измерения. В этом случае, используя критерии согласия, можно проверить различные гипотезы об окончательном виде модели, например о равенстве некоторых коэффициентов и др. Это позволяет построить специальные алгоритмы отбора переменных для введения в регрессионное уравнение [1, 53, 87].

Однако задача построения регрессионной модели не является простой ввиду наличия зависимости во входных переменных (мультиколлинеарность), что приводит к трудностям при обращении матрицы $X^T X$. В связи с этим разрабатываются многочисленные методы, позволяющие преодолеть это препятствие, например использующие процедуры псевдообращения матриц [3], гребневая регрессия, устойчивое оценивание регрессионных коэффициентов и др.

В целом можно сказать, что регрессионный анализ линейных по параметрам моделей достаточно глубоко изучен и представлен большим количеством алгоритмов и программ. Широкое применение рассматриваемые методы находят в задачах управления объектами энергетики [12].

Практические задачи в системах теплоснабжения и отопления часто приводят к нелинейным уравнениям. Построение нелинейного уравнения регрессии является значительно более сложной задачей хотя бы потому, что такая задача может вообще не иметь конечного решения либо иметь много решений. Алгоритмы нелинейного регрессионного анализа обычно итерационны, а скорость их сходимости в значительной степени зависит от начального приближения. Следует отметить наиболее успешно применяемый в таких задачах алгоритм Марквардта, который реализован во многих программах [35].

Дальнейшим развитием задачи является рассмотрение ограничений, накладываемых на коэффициенты регрессии. Нелинейный алгоритм регрессионного анализа с ограничениями типа равенства приведен в работе [35], однако следует отметить, что решение такой задачи требует большого количества вычисле-

ний, что часто приводит к накоплению значительных ошибок и, в свою очередь, вынуждает исследователей увеличивать точность вычислений, например на ЭВМ серии ЕС переходить к удвоенной точности.

Другим направлением развития методов построения параметрических моделей является разработка настраиваемых или адаптивных моделей [30, 81], которые позволяют учесть изменение самой модели во времени.

Существуют различные способы математического описания или предсказания таких возмущающих величин, как, например, метеопараметры. Так, наружную температуру воздуха многие авторы представляют рядом Фурье или его отрезком, а также тригонометрическими полиномами. Такой подход позволяет успешно использовать полученное представление для решения конкретных теплофизических задач, а также при расчете теплоустойчивости. Таким образом, случайный процесс, каковым можно считать изменение $t_н$ во времени, заменяется некоторой детерминированной формулой. Это не всегда удобно, например, при прогнозировании поведения параметров систем теплоснабжения. В этих случаях необходим учет именно вероятностной структуры исследуемого процесса.

Для этой цели с успехом применяются методы анализа временны́х рядов [8], позволяющие построить стохастическую модель, генерирующую исследуемый временно́й ряд, например из последовательности типа «белого шума». Такая модель может иметь довольно разнообразную структуру и учитывать сезонные изменения интересующего временно́го ряда.

Задача получения решений системы уравнений нестационарного теплообмена [2], пригодного для оперативного ведения теплового режима в условиях АСУ, выдвигает свои требования к описанию возмущающих воздействий. Это обусловлено необходимостью работы такой модели в режиме реального времени, то есть время расчета управляющего воздействия должно быть мало́ по сравнению со временем, разделяющим два по-

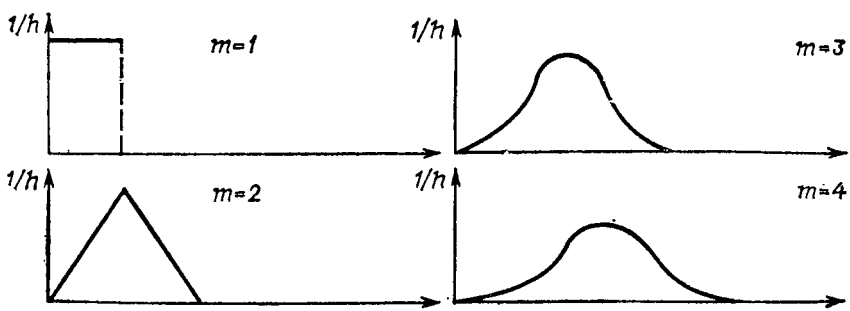


Рис. 3.7. Графики наиболее распространенных B-сплайнов

следовательных управляющих воздействия. Кроме того, решение не должно усложняться при поступлении новой информации о возмущающих воздействиях. Для этого целесообразно использовать аппроксимацию возмущающих воздействий сплайнами [27, 38].

В дальнейшем будут рассматриваться только сплайны на равномерной сетке с шагом h и узлами $0, h, \ldots, nh$.

Функцию $S_m^n(\tau)$ будем называть полиномиальным сплайном степени m дефекта 1 с узлами $0, h, \ldots, nh$, если $S_m^n(\tau)$ является полиномом степени m в любом промежутке между соседними узлами, а на всем промежутке $[0, nh]$ имеет $m-1$ непрерывную производную. Обычно $S_m^n(\tau)$ называется просто сплайном.

Введем обозначения:

$$B_{m-1}(\tau) = \frac{1}{(m-1)!\, h^m} \sum_{j=0}^{m} (-1)^{m-j} C_m^j (jh - \tau)_+^{m-1};$$

$$(x-t)_+^m = [\max(0, x-t)]^m.$$

Функцию $B_{m-1}(\tau)$ называют B-сплайном степени $(m-1)$. С вычислительной точки зрения B-сплайны часто удобно применять в качестве базисных функций для представления сплайнов. B-сплайны обладают следующими свойствами:

$B_{m-1}(\tau) \geqslant 0$ при любом τ;

$$B_{m-1}(\tau) = 0 \text{ при } \tau < 0 \text{ и } \tau > nh; \quad \int_{-\infty}^{+\infty} B_{m-1}(\tau)\, d\tau =$$

$$= \int_0^{nh} B_{m-1}(\tau)\, d\tau = 1.$$

На рис. 3.7 приведены графики наиболее распространенных B-сплайнов. Нетрудно заметить, что B-сплайн нулевой степени представляет собой плотность распределения, соответствующую равномерному на отрезке $(0, h)$ закону. При $m \neq 1$ функция $B_{m-1}(\tau)$ является плотностью распределения суммы m независимых случайных величин, равномерно распределенных на отрезке $(0, h)$.

Наибольшее распространение получили сплайны степени не выше третьей. Ввиду этого следует особо остановиться на линейных и кубических сплайнах.

B-сплайн первой степени задается следующими формулами:

$$B_1(\tau) = \begin{cases} 0, & \tau < 0; \\ \tau/h^2, & 0 \leqslant \tau \leqslant h; \\ -\tau/h^2 + 2/h, & h \leqslant \tau \leqslant 2h; \\ 0 & \tau \geqslant 2h. \end{cases} \tag{3.14}$$

B-сплайн третьей степени имеет несколько более сложный вид:

$$B_3(\tau) = \begin{cases} 0, & \tau < 0; \\ \tau^3/6h^4, & 0 \leqslant \tau \leqslant h; \\ 1/6h\,(-3\tau^3/h^3 + 12\tau^2/h^2 - 12\tau/h + 4), & h \leqslant \tau \leqslant 2h; \\ 1/6h\,(3\tau^3/h^3 - 24\tau^2/h^2 + 60\tau/h - 44), & 2h \leqslant \tau \leqslant 3h; \\ 1/6h\,(-\tau^3/h^3 + 12\tau^2/h^2 - 48\tau/h + 64), & 3h \leqslant \tau \leqslant 4h; \\ 0 & \tau \geqslant 4h; \end{cases} \tag{3.15}$$

$$B_3'(\tau) = \begin{cases} 0, & \tau < 0; \\ \tau^2/2h^4, & 0 \leqslant \tau \leqslant h; \\ 1/6h\,(-9\tau^2/h^3 + 24\tau/h - 12/h). & h \leqslant \tau \leqslant 2h; \\ 1/6h\,(9\tau^2/h^3 - 48\tau/h + 60/h), & 2h \leqslant \tau \leqslant 3h; \\ 1/6h\,(-3\tau^2/h^3 + 24\tau/h - 48/h), & 3h \leqslant \tau \leqslant 4h; \\ 0 & \tau \geqslant 4h \end{cases} \tag{3.16}$$

Рассмотрим вопрос представления сплайнов через B-сплайны. Особенно просто он решается в случае $m = 2$. Пусть имеется некоторая непрерывная функция $f(\tau)$, которую необходимо аппроксимировать сплайнами первой степени, причем ее значения в точках $0, \ldots, nh$ известны. Очевидно, что искомый сплайн представляет собой кусочно-линейную аппроксимацию функции $f(\tau)$ (рис. 3.8). Такая аппроксимация может быть получена через B-сплайны по формуле

$$h \sum_{i=1}^{n} f(ih)\, B_1(\tau - (i-1)\,h). \tag{3.17}$$

Аналогичные формулы существуют для сплайнов третьего порядка, например,

$$h \sum_{i=0}^{n+1} C_i B_3(\tau - (i-2)\,h). \tag{3.18}$$

Коэффициенты C_i здесь определяются более сложно, чем в случае $m = 2$. Для поиска C_i необходимо решить систему линейных уравнений. Если положить $C_i = f(ih)$, получим так называемый локально аппроксимирующий сплайн, который обладает рядом специфичных свойств. Так, его коэффициенты не нужно пересчитывать при увеличении n. Этот сплайн уже не является интерполяционным, то есть его значение при $\tau = ih$ не равно $f(ih)$. Однако при практическом использовании он оказывается удобным, так как позволяет сглаживать зашумленные данные.

Рассмотрим пример аппроксимации усредненного часового расхода горячей воды (рис. 3.9) локально аппроксимирующим

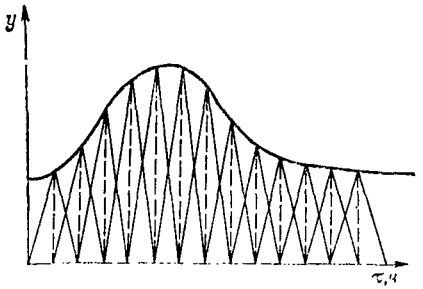


Рис. 3.8. Аппроксимация кривой сплайном первой степени

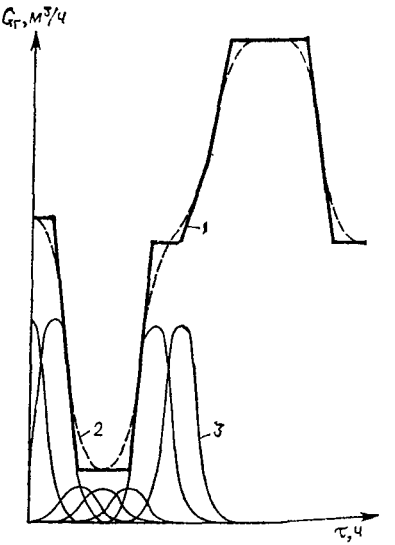


Рис. 3.9. Аппроксимация (*2*) сплайнами (*3*) кривой расходов горячей воды (*1*)

сплайном третьей степени. Такой сплайн для $f(x)$ будет иметь вид

$$S(x) = h \sum_{i=1}^{n} f(x_i) B_3(x - (i-2)h). \qquad (3.19)$$

Для упрощения вычислений заметим, что $B_3(x)$ отличен от нуля лишь на интервале $(0, 4h)$, откуда следует, что для вычисления необходимо принять во внимание только четыре слагаемых в последней сумме.

Значения B-сплайна третьей степени в точках $h/4$, $h/2$, $3/4h$, h, $5/4h$ и т. д. до $4h$ приведены ниже.

$t=\tau/h$	$6hB_3(\tau)$	$t=\tau/h$	$6hB_3(\tau)$
0	0		
0,25	0,015625	2,25	3,671875
0,50	0,125000	2,50	2,875000
0,75	0,421875	2,75	1,890625
1,00	1,000000	3,00	1,000000
1,25	1,890625	3,25	0,421875
1,50	2,875000	3,50	0,125000
1,75	3,671875	3,75	0,015625
2,00	4,000000	4,00	0,000000

Пусть имеются четыре последовательные значения функции $f(x)$ в точках x_{i-1}, x_i, x_{i+1}, x_{i+2}. Для всех j величина $x_j - x_{j-1} = h$. Значения сплайна, аппроксимирующего $f(x)$ в интервале (x_i, x_{i+1}) с шагом h/l, можно вычислить по формуле

$$S[x_i + k(h/l)] = hf(x_{i-1}) B_3[(h/l)(3l+k)] + hf(x_i) B_3[(h/l)(2l+k)] + hf(x_{i+1}) B_3[(h/l)(l+k)] + hf(x_{i+2}) B_3[(h/l)k]. \qquad (3.20)$$

Рассматриваемая формула позволяет довольно просто вычислить значения локально аппроксимирующего сплайна. Ре-

зультирующий сплайн (рис. 3.9) является суммой изображенных B-сплайнов, которые отличаются друг от друга сдвигом по времени и постоянным множителем.

Таким образом, имеющиеся сложные графические зависимости или табличные данные можно аппроксимировать в виде суммы однотипных сплайнов. В результате такого представления во многих случаях упрощается ввод данных и решение задачи с помощью ЭВМ, а также получение моделей, пригодных для оперативного управления тепловыми и гидравлическими режимами в системах теплоснабжения.

В качестве примера рассмотрим вычисление сплайна в середине интервала (x_i, x_{i+1}), при этом формула (3.20) примет вид:

$$S[x_i + (h/2)] = hf(x_{i-1}) B_3[3h + (h/2)] + hf(x_i) B_3[2h + (h/2)] + hf(x_{i+1}) B_3[h + (h/2)] + hf(x_{i+2}) B_3(h/2) =$$
$$= 1/6\{f(x_{i-1}) 6hB_3[3h + (h/2)] + f(x_i) 6hB_3[2h + (h/2)] + f(x_{i+1}) 6hB_3[h + (h/2)] + f(x_{i+2}) 6hB_3(h/2)\}. \quad (3.21)$$

Используя значения $6hB_3(\tau)$, приведенные в табл. 3.3, получим

$$S[x_i + (h/2)] = 1/6[0{,}125f(x_{i-1}) + 2{,}875f(x_i) + 2{,}875f(x_{i+1}) + 0{,}125f(x_{i+2})]. \quad (3.22)$$

Последняя формула позволяет вычислить значения локально аппроксимирующего сплайна по четырем значениям функции на равномерной сетке в середине интервала (x_{i-1}, x_{i+2}).

Глава IV

УПРАВЛЯЮЩИЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ И ОТОПЛЕНИЯ

§ 4.1. Классификация и краткая характеристика управляющих воздействий

Физическая величина, с помощью которой осуществляется воздействие на объект управления, называется регулирующей, а ее изменение — управляющим воздействием, являющимся средством для поддержания необходимого значения регулируемого параметра.

В системах теплоснабжения и отопления управляющим воздействием, в общем случае, является изменение количества подаваемой теплоты, осуществляемое совместным или раздельным регулированием температуры и расхода теплоносителя, а также изменением условий теплообмена. Классификация управляющих воздействий представлена на рис. 4.1. Имеются многочис-

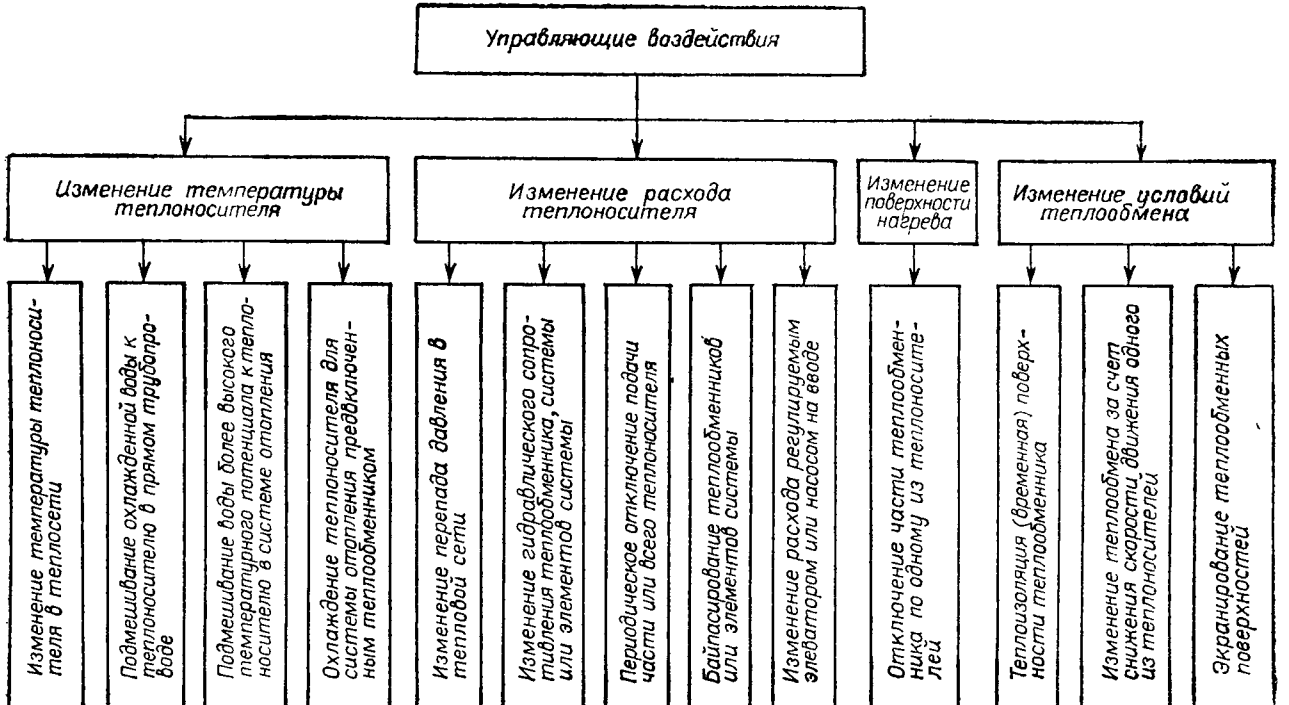


Рис. 4.1. Классификация управляющих воздействий в системах теплоснабжения и отопления

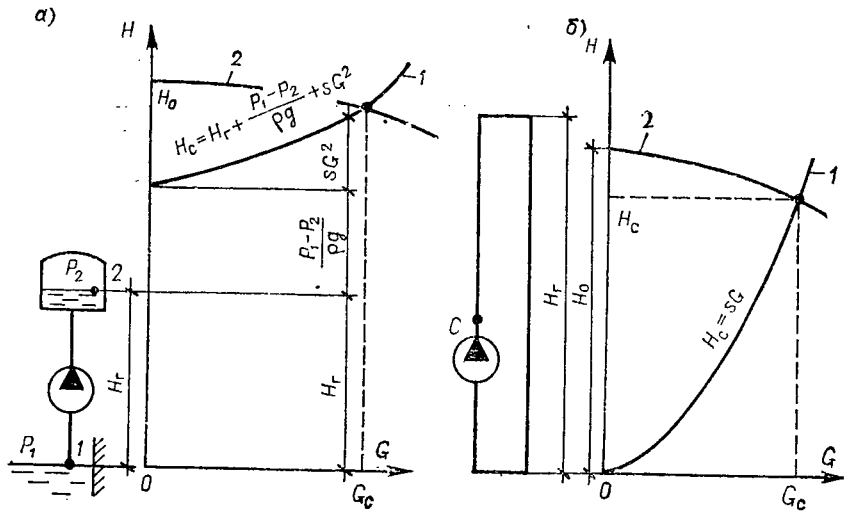


Рис. 4.2. Характерные типы трубопроводных систем
1 — характеристика системы; *2* — характеристика насоса

ленные технические решения для реализации отмеченных на рисунке управляющих воздействий. Рассмотрим некоторые тепловые и гидравлические закономерности, лежащие в основе изменения регулирующих величин.

На рис. 4.2 представлены характерные типы трубопроводных систем: разомкнутой (подпиточный насос — тепловая сеть) и замкнутой (сетевой насос — тепловая сеть).

Совместное решение уравнения характеристики насосов *2* и сети *1* [$H_c = f(G_c)$ дает:

для разомкнутой системы (*а*)

$$G_c' = \sqrt{\frac{H_0 - H_г - (P_2 - P_1)/(\rho g)}{s + b_н}}; \qquad (4.1$$

для замкнутой (циркуляционной) системы (*б*)

$$G_c'' = \sqrt{H_0/(s + b_н)}, \qquad (4.2$$

где G_c', G_c'' — расходы теплоносителя в разомкнутой и замкнутой трубопроводных системах соответственно; s — коэффициент эквивалентного гидравлического сопротивления трубопроводной системы; $b_н$ — коэффициент эквивалентного внутреннего сопротивления насосов (при аппроксимации экспериментальной характеристики насоса двухчленным уравнением); $H_г$ — геометрическая высота подъема воды; P_1, P_2 — гидродинамические давления в начальной и конечной точках трубопроводной системы; ρ — плотность жидкости.

В автоматизированных системах теплоснабжения расчет параметров регулирования расходом жидкости может произв

диться по формуле, следующей из (4.1),

$$\Delta s + \Delta b_{\text{н}} = \left[\Delta H_0 - \Delta \frac{P_2 - P_1}{\rho g} - \Delta H_{\text{г}} - \left(G_2^2 - G_1^2\right)\left(s + b_{\text{н}}\right)\right] / G_2^2, \quad (4.3)$$

где ΔH_0 — величина рассогласования напоров системы и насоса при расходе G_2; $\Delta(P_2 - P_1)$ — изменение перепада давлений в разомкнутой сети; Δs, $\Delta b_{\text{н}}$ — изменение коэффициентов эквивалентного гидравлического сопротивления сети и насосов соответственно; $\Delta H_{\text{г}}$ — изменение геометрической высоты подъема жидкости.

Для замкнутых (циркуляционных) систем в рассматриваемом уравнении величины $\Delta \frac{P_2 - P_1}{\rho g}$ и $\Delta H_{\text{г}}$ следует принять равными нулю. Из (4.1) следует, что основными методами управления в гидравлической системе являются: изменение H_0 регулированием характеристики насоса, подбором насосов для их совместной работы; варьирование величинами давлений на входе и выходе из системы; дросселирование потока с целью изменения величины s или $b_{\text{н}}$.

При регулировании частотой вращения насоса вычисления проводятся по следующему алгоритму.

1. По выражению (4.1) или (4.2) определяется подача насоса G_1 (при известной подаче G_1 и напорах может уточняться величина s).

2. При необходимости подачи $G_1 \pm \Delta G = G_2$ определяется новая величина начального напора H_0.

Из (4.3) следует (при $\Delta s = 0$, $\Delta b_{\text{н}} = 0$, $\Delta H_{\text{г}} = 0$, $\Delta P = 0$)

$$\Delta H_0 = \left(s + b_{\text{н}}\right)\left(G_2^2 - G_1^2\right). \quad (4.4)$$

Тогда при $G = 0$

$$H_0 - H_0' = -\left(s + b_{\text{н}}\right)\left(G_2^2 - G_1^2\right);$$

$$H_0' = H_0 + \left(s + b_{\text{н}}\right)\left(G_2^2 - G_1^2\right). \quad (4.5)$$

3. Новая частота вращения вала насоса при условии параллельного перемещения его характеристики определяется из выражения

$$n_2 = n_1 \sqrt{H_0'/H_0}, \text{ или } n_2 = n_1 \sqrt{1 + \left(s + b_{\text{н}}\right)\left(G_2^2 - G_1^2\right)/H_0} \quad (4.6)$$

Тогда характеристика зарегулированного насоса выразится формулой

$$H = H_0' - b_{\text{н}} G^2. \quad (4.7)$$

При дроссельном регулировании определение степени закрытия задвижки (дросселя) производится в аналогичном порядке.

1. По выражению (4.1) или (4.2) определяется подача насоса G_1 (при известной подаче и напорах может быть уточнена величина s, а также фактическое значение гидравлического сопротивления дроссельного органа $s_{\text{д}}$).

2. По выражению (4.3) при условии $\Delta H_0 = \Delta H_г = \Delta \frac{P_2 - P_1}{\rho g} = \Delta b_н = 0$ следует, что для реализации расхода G_2, необходимо изменить сопротивление на величину

$$\Delta s = \frac{G_1^2 - G_2^2}{G_2^2}(s + b_н). \tag{4.8}$$

3. В соответствии с новым значением сопротивления $s_2 = s_1 + \Delta s$ определяется степень открытия дросселя.

Расчет дроссельных регулирующих органов в элементах систем производится в соответствии с известными выражениями:

$$G_m = \varepsilon \mu F \sqrt{2\Delta P \rho};\ G_0 = \varepsilon \mu F \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \tag{4.9}$$

где G_m, G_0 — массовый и объемный расходы среды; F — площадь проходного сечения; ΔP — перепад давления на клапане; μ — коэффициент расхода; ε — поправка на сжатие газообразной среды(для несжимаемых сред $\varepsilon = 1$).

Коэффициент эквивалентного гидравлического сопротивления дроссельного органа s связан с коэффициентом расхода зависимостью

$$s = \frac{1}{2g\varepsilon^2\mu^2F^2}.$$

В свою очередь, коэффициент расхода зависит от конструкции клапана и, как правило, определяется экспериментально. В расчетах можно использовать данные работы [46] либо для приближенных оценок эмпирическую зависимость:

$$\mu = a - \left(1 - \frac{F}{F_{\max}}\right)^{10\left(1 - \frac{F}{F_{\max}}\right)}, \tag{4.10}$$

где $F_{\max}$ — максимальная площадь проходного сечения клапана; a — коэффициент расхода при открытом клапане (для игольчатых односедельных $a = 0{,}75$; для игольчатых двухседельных и золотниковых $a = 0{,}5$).

Для гидравлического режима открытых тепловых сетей в общем случае можно записать:

$$\left(\sum_1^m G_{oi} + \sum_1^m \beta_i G_{ri}\right)^2 s_I' + \left(\sum_2^m G_{oi} + \sum_2^m \beta_i G_{oi}\right)^2 s_{II}' +$$

$$+ \left(\sum_i^m G_{oi} + \sum_i^m \beta_i G_{ri}\right)^2 s_i' + (G_{oi} + \beta_i G_{ri})^2 s_{oi}' + G_{oi}^2 s_{oi} +$$

$$+ [G_{oi} - (1 - \beta_i) G_{ri}]^2 s_{oi}'' + \left[\sum_1^m G_{oi} - \sum_1^m (1 - \beta_i) G_{ri}\right]^2 s_i'' +$$

$$+ \left[\sum_2^m G_{oi} + \sum_2^m (1 - \beta_i) G_{ri}\right]^2 s_I'' + \left[\sum_1^m G_{oi} - \sum_1^m (1 - \beta_i) G_{oi}\right]^2 s_I'' = H_c. \tag{4.11}$$

где G_{o1}, G_{o2}, ..., G_{ol} — расходы воды на отопление у абонентов; $G_{г1}$, $G_{г2}$, ..., $G_{гl}$ — то же, на горячее водоснабжение, s'_1, s'_{II}, s'_i, s'_{ol}, s''_{ol}, s_{ol} — характеристики гидравлического сопротивления подающих и обратных магистральных и квартальных трубопроводов, тепловых узлов: β_1, β_2, ..., β_{ol} — доля отбора из подающего трубопровода в общем водоразборе абонентов; H_c — напор сетевых насосов.

При измеряемых (или прогнозируемых) величинах $G_{гl}$, известных значениях s'_I, s'_{II}, s'_i, s'_{ol}, s''_{ol} для задаваемых и переменных G_{ol} регулирующие величины H_c и s_o определяются из уравнений вида (4.1), (4.2) и характеристики работы насоса: $H_c = H_o - b_н G_c^2$. В свою очередь, из уравнения баланса расходов следует

$$G_2 = \sum_i^m G_{гl} + \sum_i^m G_{ol}. \tag{4.12}$$

В таком случае уравнение (4.11) можно представить в виде

$$s_{ol} G_{ol}^2 = H_0 - b_н G_c^2 - h_{cl}. \tag{4.13}$$

где h_{cl} — гидравлическое сопротивление подающих и обратных магистральных и квартальных трубопроводов до i-го потребителя; s_{ol} — характеристика гидравлического сопротивления i-го потребителя.

С целью минимизации затрат энергии на перекачку теплоносителя, соблюдения условий гидравлической устойчивости сети и работы оборудования, уравнение (4.13) дополняется ограничениями

$$h_{ol} = s_{ol} G_{ol}^2 \geqslant [h_{ol}]_{min}, \tag{4.14}$$

где $[h_{ol}]_{min}$ — минимальный нормируемый перепад на тепловом вводе.

При оптимизации гидравлического режима на одном из тепловых вводов выполняется условие: $h_{0i} = [h_{0i}]_{min}$ и в результате решения системы уравнений (4.12)—(4.14) определяются величины s_{0i}, H_0. Здесь управляющими воздействиями являются величины Δs_{0i} и ΔH_0. Методы расчета гидравлических режимов тепловых сетей и особенности при решении различного рода задач излагаются в работах [29, 54, 56, 67 и др.].

Скорость распространения гидравлических возмущений (изменения расходов теплоносителя) определяется по известной формуле Н. Е. Жуковского

$$a = \sqrt{\frac{(E_ж/\rho)}{[1 + (E_ж\, d/E_т \delta)]}} \tag{4.15}$$

где $E_ж$, $E_т$ — соответственно модули упругости жидкости и стенок трубопровода; d, δ — соответственно диаметр и толщина стенок трубопровода.

Для оценочных расчетов скорость распространения возмущений можно принимать равной $a \approx 1000$ м/с. Особенности гидродинамики жидкости в системах теплоснабжения и распространения возмущений в них рассмотрены в ряде работ [29, 67].

Закономерности смешения теплоносителей разного температурного потенциала обычно определяются с помощью модели «емкости полного перемешивания», При поступлении в некоторый объем V нескольких (n) потоков с расходами G_i и температурами t_i для несжимаемой жидкости справедливы зависимости:

$$G = \sum_{i=1}^{n} G_i; \quad Vc\rho\, dt = \left(\sum_{i=1}^{n} G_i c t_i - Gct \right) d\tau. \tag{4.16}$$

где G, t — расход и температура выходного общего потока теплоносителя.

Для установившегося режима $\left(\frac{dt}{d\tau} = 0\right)$

$$t = \sum_{i=1}^{n} \frac{G_i}{G} t_i. \tag{4.17}$$

При скачкообразных изменениях расходов и температур из (4.16) следует [46]:

$$t(\tau) = t_1 + (t_0 - t_1)\, e^{-\tau/T}, \tag{4.18}$$

где t_1 — конечное значение температуры, определяемое по (4.17); t_0 — температура теплоносителя в емкости в начальный момент; $T = V/G$ — постоянная, равная времени наполнения емкости при расходе G.

При других законах изменения расходов G_i и температур t_i теплоносителей решение, точное или приближенное, можно получить из уравнения (4.16).

Широкое внедрение в последние годы местного регулирования приводит к созданию значительного многообразия регулирующих органов для подмешивания воды более низкого или высокого потенциалов.

Из (4.16) для установившегося режима следует:

$$\tau_1 = \tau_3 + G(\tau_3 - \tau_2); \tag{4.19}$$

$$\tau_3 = \frac{1}{1+u}\,\tau_1 + \frac{u}{1+u}\,\tau_2; \tag{4.20}$$

$$u = \frac{G_2}{G_1} = \frac{\tau_1 - \tau_3}{\tau_3 - \tau_2}, \tag{4.21}$$

где u — коэффициент смешения; G_1, τ_1 — расход и температура горячей воды, поступающей из тепловой сети; G_2, τ_2 — расход и температура обратной воды; τ_3 — температура воды после смешения.

Изменение поверхности нагрева и условий теплообмена для регулирования используется непосредственно на нагревательных и теплообменных установках. В этом случае часто применяется зависимость

$$k_{\text{пр}} = k_0 (\Delta t_{\text{ср}})^n J_{\text{пр}}, \tag{4.22}$$

где $\Delta t_{\text{ср}}$ — разность между средней температурой теплоносителя и воздуха в отапливаемых помещениях; k_0 — среднее значение коэффициента теплопередачи прибора в стандартных условиях, зависящее от его типа, способа уста-

новки и экранирования; $J_{пр}$ — дополнительный множитель, определяемый в зависимости от расхода воды и типа прибора:

$$J_{пр} = 207\,(G_{пр}/F_{пр}).$$

Значения k_0, n и m определяются обработкой данных испытаний. Так, для выпускаемых в настоящее время типов радиаторов М-140, М-90, РД-90 и др., а также для стальных штампованных панелей [79] они имеют вид:

при движении воды по схеме «сверху вниз»

$$k_0 = 2{,}08;\ n = 0{,}32;\ m = 0{,}031 \text{ при } J_{пр} < 7;$$
$$k_0 = 2.0;\ n = 0{,}32;\ m = 0 \text{ при } J_{пр} \geqslant 7;$$

при движении воды по схеме «снизу вверх»

$$k_0 = 2{,}28;\ n = 0{,}24;\ m = 0{,}075 \text{ при } J_{пр} < 7;$$
$$k_0 = 2{,}64;\ n = 0.24;\ m = 0 \text{ при } J_{пр} \geqslant 7,$$

то же, для конвекторов

$$k_0 = 2{,}0 \div 2{,}5;\ n = 0{,}18 \div 0{,}36;\ m = 0{,}028 \div 0{,}07.$$

Анализ величин n, m и k_0 показывает, что их численные значения изменяются в значительных пределах. Поэтому адаптация выражения (4.22) в автоматизированных системах теплоснабжения производится непосредственно на объекте, с уточнением в процессе эксплуатации численных значений n, m и k_0.

Изменение условий теплообмена с помощью изменения площади теплообмена и скорости движения теплоносителей позволяет производить регулирование непосредственно у потребителя.

Эффективность подогрева нагреваемого теплоносителя и охлаждения греющего теплоносителя при переменных параметрах определяется по широко известным зависимостям *:

$$Q_г = \eta_1 G_1 c_1 \left(t_1^{вых} - t_2^{вх}\right);\ \eta_1 = \frac{t_1^{вх} - t_1^{вых}}{t_1^{вх} - t_2^{вх}}; \tag{4.23}$$

$$Q_н = \eta_2 G_2 c_2 \left(t_1^{вх} - t_2^{вх}\right);\ \eta_2 = \frac{t_2^{вых} + t_2^{вх}}{t_1^{вх} - t_2^{вх}}. \tag{4.24}$$

где η_1 и η_2 — коэффициенты эффективности:

для прямотока

$$\eta_1 = \frac{1 - \exp\{-[1 + (W_1/W_2)]\,(kF/W_1)\}}{1 + (w_1/w_2)}; \tag{4.25}$$

$$\eta_2 = \frac{1 - \exp\{-[1 + (W_1/W_2)]\,(kF/W_1)\}}{1 + (W_1/W_2)}\,(W_1/W_2), \tag{4.26}$$

* Кириллов П. Л., Юрьев Ю С., Бобков В. П. Справочник по теплогидравлическим расчетам. М.: Энергоиздат, 1984. 294 с.

для противотока

$$\eta_1 = \frac{1 - \exp\{-[1 - (W_1/W_2)]\,(kF/W_1)\}}{1 - (W_1/W_2)\exp\{[1 - (W_1/W_2)]\,(kF/W_1)\}}; \tag{4.27}$$

$$\eta_2 = \frac{1 - \exp\{-(1 - (W_1/W_2)]\,(kF/W_1)\}}{1 + (W_1/W_2)\exp\{-[1 - (W_1/W_2)]\,(kF/W_1)\}} \cdot \frac{W_1}{W_2}. \tag{4.28}$$

В этих формулах G_1, G_2 — расходы греющего и нагреваемого теплоносителей соответственно; W_1, W_2 — водяные эквиваленты теплоносителей; c_1, c_2 — теплоемкости теплоносителей; k — коэффициент теплопередачи; F — площадь теплообмена.

Из вышеприведенных выражений следует, что управление количеством подаваемой теплоты здесь может осуществляться количественно (W_1, W_2) либо качественно ($t_1^{вх}$). Рассматриваемые уравнения являются базовыми для построения моделей управления в автоматизированных системах управления технологическими процессами отпуска теплоты.

§ 4.2. Количественно-качественное регулирование тепловой нагрузки

Уравнения отопительного графика в общем виде могут быть представлены следующим образом:

$$\tau_1 = t_в + \delta t_р \varphi^m + (u + 0{,}5)\,\Delta t_р\,(\varphi/\alpha); \tag{4.29}$$

$$\tau_3 = t_в + \delta t_р \varphi^m + 0{,}5\Delta t_р\,(\varphi/\alpha); \tag{4.30}$$

$$\tau_2 = \tau_1 - \Delta t_р\,(u + 1)\,(\varphi/\alpha) = \tau_3 - \Delta t_р\,(\varphi/\alpha), \tag{4.31}$$

где τ_1, τ_3, τ_2 — температуры воды в подающей магистрали, трубопроводе местной системы отопления и обратной магистрали; φ — коэффициент отпуска теплоты; $\delta t_р = \left[\left(\tau_3^р + \tau_2^р\right)/2\right] - t_в^р$ — расчетная разность температур между поверхностью нагревательного прибора и воздухом помещений; $\Delta t_р = \tau_3^р - \tau_2^р$ — расчетный перепад воды в отопительной установке; α — коэффициент изменения расхода воды в системе отопления; u — коэффициент смешения водоструйного насоса (элеватора) или центробежного насоса, устанавливаемого перед системой отопления; m — показатель степени, равный $1/(1 + n)$; n — коэффициент, характеризующий зависимость теплоотдачи нагревательного прибора системы отопления от температурного напора.

Анализ фактического состояния систем теплоснабжения показывает, что величины $\Delta t_р$, φ, m, u, α, $\delta t_р$ рассчитываются для конкретной системы с определенной погрешностью. Это связано с неоднозначностью исходной информации, погрешностями расчета, с несоответствием теплофизических характеристик здания расчетным значениям, с реконструкцией некоторых элементов здания и системы. По данным В. А. Веникова [12], для энергетических систем погрешности распределяются следующим образом: исходных данных — 82—84 %; модели — 14—15 %; метода — 2—3 %.

Как известно, в жилых зданиях наблюдается определенное расхождение между расчетной и фактической площадями установленных приборов. Требуемая температура теплоносителя

только в зависимости от расхождения между фактически установленной и теоретически необходимой поверхностями нагрева меняется в соответствии с выражением

$$\tau_3' = \delta t_p (1/\bar{f})^m + (0{,}5/\bar{f})\,\Delta t_p + t_в, \tag{4.32}$$

где $\bar{f}$ — отношение установленной поверхности нагрева к теоретически необходимой.

В таком случае для построения модели, более адекватно описывающей отпуск теплоты, необходимо уточнение рассматриваемых величин в процессе эксплуатации. Решение прямых и обратных задач существенно упрощается, если графики регулирования линеаризованы.

Аппроксимация уравнений (4.29)÷(4.31) линейными зависимостями, рассмотренная в работе [79], дает

при $1 \geqslant \varphi \geqslant 0{,}5$

$$\tau_1 = t_в + (u + 0{,}5)\,\Delta t_p\,(\varphi/\alpha) + \delta t_p \left(\varphi + \frac{0{,}8n\,(1-\varphi)}{1+n}\right); \tag{4.33}$$

$$\tau_2 = t_1 - \Delta t_p\,(u+1)\,(\varphi/\alpha); \tag{4.34}$$

при $0{,}5 \geqslant \varphi > 0{,}17$

$$\tau_1 = t_в + (u + 0{,}5)\,\Delta t_p\,(\varphi/\alpha) + \delta t_p \left(\varphi + \frac{0{,}4n}{1+n}\right). \tag{4.35}$$

По данным работы [79], погрешность такой аппроксимации незначительна. В общем случае можно записать:

$$\tau_1 = t_в + k_1\varphi + k_2\,(\varphi/\alpha) + c_1; \tag{4.36}$$

$$\tau_2 = t_в + k_1\varphi + k_3\,(\varphi/\alpha) + c_1, \tag{4.37}$$

где в определенном диапазоне значений φ можно вычислить коэффициенты:

$$k_1 = \delta t_p - \delta t_p \frac{0{,}8n}{1+n};\quad k_2 = (u + 0{,}5)\,\Delta t_p;$$

$$k_3 = -0{,}5\Delta t_p;\quad c_1 = \frac{0{,}8n}{1+n}\,\delta t_p. \tag{4.38}$$

Здесь постоянные для здания коэффициенты k_1, k_2, k_3 могут быть вычислены аналитически либо определены на основании экспериментальных данных на участках $\tau_{11} \leqslant \tau_{1l} \leqslant \tau_{12}$ по условиям:

$$\sum [\tau_{1l} - t_{вl} - k_1\varphi_l - k_2\,(\varphi_l/\alpha_l) - c_1]^2 = \min; \tag{4.39}$$

$$\sum [\tau_{2l} - t_{вl} - k_1\varphi_l - k_3\,(\varphi_l/\alpha_l) - c_1)^2 = \min. \tag{4.40}$$

В эксплуатационных условиях наиболее трудно определить требуемое значение коэффициента отпуска теплоты, так как на его величину оказывают влияние внутренние тепловыделения, солнечная радиация, инфильтрация и другие величины.

При исключении φ выражения (4.29)—(4.31) приводят к зависимостям:

$$\tau_1 = \frac{(\alpha k_1 + k_2)\,\tau_2 + (k_3 - k_2)\,t_в + c_1\,(k_3 - k_2)}{\alpha k_1 + k_3}; \tag{4.41}$$

$$\tau_2 = \frac{(\alpha k_1 + k_3)\,\tau_1 - t_в\,(k_3 - k_2) - c_1\,(k_3 - k_2)}{\alpha k_1 + k_2} \tag{4.42}$$

$$t_в = \frac{(\alpha k_1 + k_3)\,\tau_1 - (\alpha k_1 + k_2)\,\tau_2 - c_1\,(k_3 - k_2)}{k_3 - k_2}; \tag{4.43}$$

$$\alpha = \frac{t_в\,(k_3 - k_2) + c_1\,(k_3 - k_2) - k_3\tau_1 + k_2\tau_2}{k_1\,(\tau_1 - \tau_2)}; \tag{4.44}$$

$$\varphi = \frac{\tau_2 - t_в - c_1}{k_1 + k_2/\alpha} = \frac{\tau_1 - t_в - c_1}{k_1 + k_2/\alpha} = \frac{(\tau_1 - \tau_2)\,\alpha}{k_2 - k_3}. \tag{4.45}$$

Рассматриваемые выражения являются уравнениями взаимосвязи параметров функционирующей системы. Как показывают экспериментальные данные, значения постоянных коэффициентов k_1, k_2, k_3, c_1 могут сильно отличаться от величин, определяемых по выражениям (4.38).

Уравнения (4.41)—(4.45) справедливы для условия $\alpha = 1$, а также при центральном количественно-качественном методе регулирования. Для центрального качественного регулирования в сочетании с местным количественным изменением расхода теплоносителя можно получить следующие выражения:

$$\tau_1 = t_в + \left\{\frac{1}{4\,(u+1)^2}\left[(4u+3)\,\tau_1^р + (2u+1)^2\,\tau_2^р + \frac{2u+1}{\alpha}\left(\tau_1^р - \tau_2^р\right)\right] - t_б^р\right\}\left[\frac{(\tau_1 - \tau_2)\,\alpha}{\tau_1^р - \tau_2^р}\right]^{0{,}8} + \frac{2u+1}{2\,(u+1)}\left(\tau_1 - \tau_2\right), \tag{4.46}$$

или

$$t_в = \frac{\tau_1}{2\,(u+1)} + \frac{2u+1}{2\,(u+1)}\,\tau_2 - \left[\frac{(4u+3)\,\tau_1^р + (2u+1)^2\,\tau_2^р - (2u+1)\left(\tau_1^р - \tau_2^р\right)/\alpha}{4\,(u+1)^2} - t_в^р\right] \times \left(\frac{\tau_1 - \tau_2}{\tau_1^р - \tau_2^р}\,\alpha\right)^{0{,}8}. \tag{4.47}$$

Из (4.46), (4.47) следуют линеаризированные уравнения:

$$\tau_1 = \frac{t_в + 0{,}16\left(\chi_1 - \frac{\chi_2}{\alpha} - t_в^р\right) - \left[\frac{0{,}84}{\tau_1^р - \tau_2^р}\left(\chi_1\alpha - \chi_2 - \alpha t_в^р\right) + \frac{2u+1}{2\,(u+1)}\right]\tau_2}{1 - \frac{0{,}84}{\tau_1^р - \tau_2^р}\left[\chi_1\alpha - \chi_2 - \alpha t_в^р + \frac{(2u+1)\left(\tau_1^р - \tau_2^р\right)}{2\,(u+1)\cdot 0{,}84}\right]}; \tag{4.48}$$

$$\tau_2 = t_в + 0{,}16\left(\chi_1 - \frac{\chi_2}{\alpha} - t_в^р\right) + \left\{\frac{0{,}84}{\tau_1^р - \tau_2^р}\left[\chi_1\alpha - \chi_2 - \alpha t_в^р + \frac{(2u+1)(\tau_1^р - \tau_2^р)}{2(u+1)\cdot 0{,}84}\right] - 1\right\}\tau_1 -$$

$$- \frac{0{,}84}{\tau_1^р - \tau_2^р}\left[\chi_1\alpha - \chi_2 - \alpha t_в^р + \frac{(2u+1)(\tau_1^р - \tau_2^р)}{2(u+1)\cdot 0{,}84}\right] \tag{4.49}$$

$$\alpha = -\frac{\mu_2}{2\mu_1} \pm \sqrt{\left(\frac{\mu_2}{2\mu_1}\right)^2 - \frac{0{,}16\chi^2}{\mu_1}}, \tag{4.50}$$

где

$$\chi_1 = \frac{(4u+3)\tau_1^р + (2u+1)^2\tau_2^р}{4(u+1)^2}; \quad \chi_2 = \frac{(2u+1)(\tau_1^р - \tau_2^р)}{4(u+1)^2};$$

$$\mu_1 = \frac{0{,}84(\chi_1 - t_в^р)\Delta\tau}{\tau_1^р - \tau_2^р};$$

$$\mu_2 = t_в + 0{,}16(\chi_1 - t_в^р) - \left[\frac{0{,}84\chi_1}{\tau_1^р - \tau_2^р} - \frac{2u+1}{2(u+1)}\Delta\tau - \tau_1\right].$$

Рассмотрим построение модели управления по данным численного эксперимента. Требуется определить относительные расходы теплоты и характер изменения внутренней температуры помещений при работе по отопительной нагрузке. Известными являются относительные расходы теплоносителя на тепловом вводе. Используем исходные данные примера, приведенного в работе [29]. При $\Delta t_р = 25\,°C$, $u = 2{,}2$, $\delta t_р = (95 + 70) : 2 - t_в^р = 64{,}5\,°C$ из выражений (4.38) следует: $k_1 = 54{,}18\,°C$; $k_2 = 67{,}5\,°C$; $k_3 = -12{,}5\,°C$; $c_1 = 10{,}32\,°C$.

Характеристики для климатических условий Ленинграда приведены в табл. 4.1. В соответствии с исходными данными из формулы (4.47) следует

$$t_в = 0{,}156\tau_1 + 0{,}844\tau_2 - (2{,}25\alpha - 0{,}316)\frac{\Delta\tau^{0{,}8}}{\alpha^{0{,}2}}. \tag{4.51}$$

В таблице представлены результаты расчетов по методике Н. М. Зингера и выражению (4.51). Как видно из сравнения, погрешность расчета не превышает 1 %. При расчетах по формуле (4.51) значения τ_1 принимались в соответствии с данными работы [29]. Кроме того, известными величинами считались τ_2 и α.

В случае построения модели по статистическим данным пассивного эксперимента либо по измеряемым величинам τ_1, τ_2, τ_3, ΔP или Q режима нормальной эксплуатации уравнение теплового баланса можно записать в виде

$$s_1\sqrt{\Delta P_i}\,\Delta\tau_i = 0{,}5(\tau_{3i} + \tau_{2i}) - t_{нi} - \varepsilon - r_1(\sqrt{\Delta P_i}\,\Delta\tau_i)^m, \tag{4.52}$$

или

$$s_2 Q_i = 0{,}5(\tau_{3i} + \tau_{2i}) - t_{нi} - \varepsilon - r_2 Q_i^m, \tag{4.53}$$

где ΔP_i — среднее значение перепада давлений в системе отопления за рассматриваемый период; $\Delta\tau_i = \tau_{3i} - \tau_{2i}$ — средняя разность температур в прямом

Таблица 4.1. Исходные данные и результаты расчетов

Характеристики	Численные значения								
Температура наружного воздуха $t_н$, °С	−25	−20	−15	−10	−8	−5	−2	0	+5
Температура в подающей линии сети τ_1, °С	150	136,07	121,94	107,69	101,99	93,22	84,34	78,39	63,15
Температура в обратной линии τ_2, °С	77,08	71,62	66,13	60,48	57,92	53,15	47,92	44,47	35,88
Относительные расходы воды на отопление α	1,1514	1,1514	1,1514	1,1514	1,1514	1,1094	1,0420	0,9908	0,8378
Относительный расход теплоты на отопление φ	1,0495	0,9266	0,8042	0,684	0,634	0,553	0,469	0,4153	0,284
Внутренняя температура помещений $t_в$, °С:									
по методике [29]	20,13	19,84	19,60	19,40	19,24	18,76	18,20	17,86	17,21
по формуле [4.51]	20,00	19,69	19,52	19,28	19,02	18,61	18,07	17,82	17,29
Относительная погрешность, %	0,65	0,76	0,14	0,62	0,14	0,8	0,7	0,22	0,46

и обратном трубопроводах системы отопления за тот же период; ε — температурный эквивалент внутренних тепловыделений; s, r — коэффициенты пропорциональности, определяемые при решении системы уравнений (4.52) или (4.53).

При аналитическом определении s и r из уравнения теплового баланса следует:

$$s_1 = \frac{t_в^р - t_{нро}}{\Delta\tau_р \sqrt{\Delta P_р}}; \quad s_2 = \frac{1}{q_0 V};$$

$$r_1 = \frac{\delta t_р}{\left(\Delta\tau_р \sqrt{\Delta P_р}\right)^m}; \quad r_2 = \frac{\delta t_р}{Q_р^m},$$

где $\Delta\tau_р$, $\Delta P_р$ — расчетные перепады соответственно температур и давлений в тепловой сети.

Рассматриваемые уравнения справедливы для квазистационарного режима. Кроме того, их специфика предопределяет необходимость подстановки весьма точных значений величин. Поэтому в общем случае переменные значения τ_{3i}, τ_{2i}, ΔP_i, Q_i принимаются осредненными за несколько часов.

Таблица 4.2. Данные эксперимента

Объект исследования	Средневзвешенная температура внутреннего воздуха $t_в$, °С	Температура воды в системе теплоснабжения и отопления			Перепад давлений на вводе $\sqrt{\Delta P} \times 10^{-1}$	Наружная температура воздуха $t_н$, °С
		τ_1, °С	τ_3, °С	τ_2, °С		
Ул. Аэродромная, 5	22,98	57,83	51,17	38,24	0,260	5,118
Ул. Аэродромная, 7	21,68	60,99	52,51	39,36	0,275	5,116

Средневзвешенная температура воздуха в отапливаемых помещениях в определенный промежуток времени может быть вычислена по выражению

$$t_{вi} = 0{,}5\,(\tau_{3i} + \tau_{2i}) - r_1\,(\sqrt{\Delta P_i}\,\Delta\tau_i)^m, \tag{4.54}$$

или

$$t_{вi} = 0{,}5\,(\tau_{3i} + \tau_{2i}) - r_2 Q_i^m. \tag{4.55}$$

Подготовка исходных данных, получение их осредненных значений и решение уравнений (4.52), (4.53) для определения коэффициентов s, ε, r, m может проводиться в соответствии с методикой, изложенной в § 6.2.

Рассмотрим примеры использования уравнений (4.52)—(4.55). На основании натурных экспериментов в районе Комендантского аэродрома г. Ленинграда Ю. А. Войтинской и А. И. Быковой в результате статистической обработки материалов получены значения параметров для исследуемых зданий (табл. 4.2).

Для прогнозирования $t_в$ по формуле (4.54) следует определить значение r_1. Ввиду наличия только средних значений будем считать известными $\tau_1^р = 150$ °С; $\tau_2^р = 70$ °С; $\tau_3^р = 95$ °С; $t_в^р = 18$ °С; $n = 0{,}32$. Величину ε в соответствии с (4.35б) можно оценить по зависимости $\varepsilon = 0{,}4n\,\delta t_р : (1 + n) = 6{,}255$ °С.

Неизвестной является расчетная величина перепада давлений. По формуле (4.52) при незначительных отклонениях расходов от расчетных можно записать:

$$\frac{(\tau_1 - \tau_3)\sqrt{\Delta P}\,(t_в^р - t_{нро})}{(\tau_1^р - \tau_2^р)\sqrt{\Delta P_р}} = 0{,}5\,(\tau_3 + \tau_2) - t_н - \varepsilon - \delta t_р \times$$

$$\times \left(\frac{\tau_1 - \tau_2}{\tau_1^р - \tau_2^р}\sqrt{\frac{\Delta P}{\Delta P_р}}\right)^{0{,}8}.$$

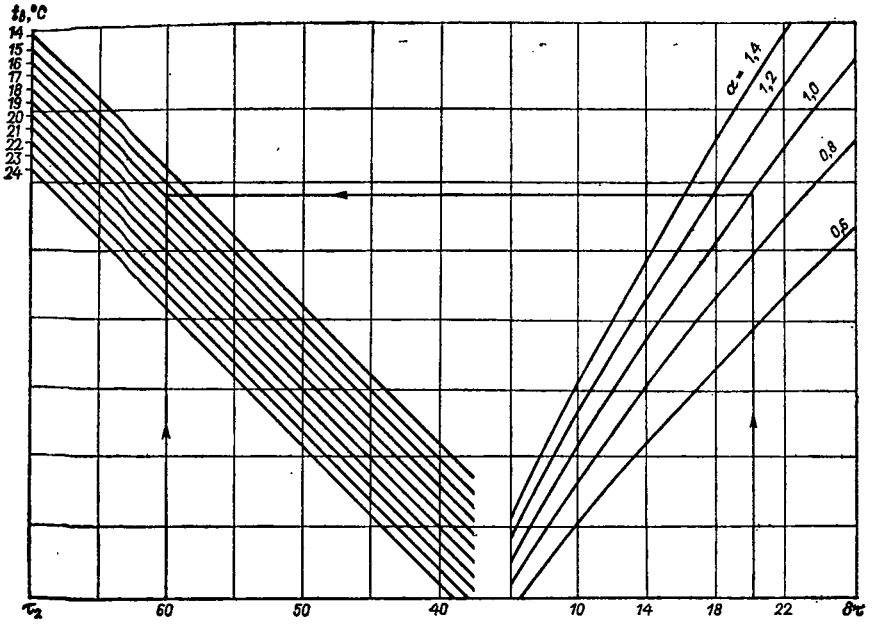


Рис. 4.3. Совмещенный график соотношений температур в прямом и обратном трубопроводах

Решение уравнения относительно $\sqrt{\Delta P_р}$ для зданий на ул. Аэродромной, д. 5 и 7 имеет вид:

$$(\sqrt{\Delta P_р})_5 = 2{,}543;\ (\sqrt{\Delta P_р})_7 = 2{,}84;\ (r_1)_5 = 1{,}1475;\ (r_2)_7 = 1{,}055.$$

Тогда по формуле (4.54) следует: на Аэродромной, 5 $t_в$ = = 22,13 °С; на Аэродромной, 7 $t_в$ = 22,58 °С.

Численные эксперименты, проведенные с уравнениями вида (4.52), показывают, что система весьма чувствительна к погрешностям величин τ_1, τ_2 и др. Очевидно, отмеченное при современном уровне измерительной техники является основным препятствием внедрению такого способа прогноза внутренней температуры воздуха. Так, например, при расчетах по (4.54) изменение величины τ_3 на 0,1 °С приводит к изменению $t_в$ на ~0,25 °С, изменение величины $\sqrt{\Delta P_t}$ на 1 % — изменению $t_в$ на 0,5 °С. Однако обработка экспериментальных данных за достаточно продолжительное время приводит, как правило, к приемлемым результатам. Решение задачи может упроститься при наличии известных величин $t_в$, прямых или косвенных, на некотором промежутке времени. Прогноз относительных расходов и внутренней температуры воздуха в таком случае может проводиться более точно с учетом внутренних тепловыделений, нестационарных процессов, происходящих в ограждающих конструкциях

при различного рода климатических воздействиях. Графики, представленные на рис. 4.3, позволяют более наглядно анализировать тепловые режимы в отапливаемых помещениях.

Качественное регулирование тепловой нагрузки

В настоящее время наибольшее применение находит качественное регулирование ($\alpha = \text{const}$). Это связано с тем, что в данном случае в наименьшей степени выявляется разрегулировка системы теплоснабжения, более просто воздействовать на объект регулирования. Закономерности графиков качественного регулирования достаточно подробно рассмотрены в работах [29, 32, 56]. Однако для решения задач регулирования необходим прогноз внутренней температуры. Из выражения (4.36) следует:

$$\tau_1 = k_0\tau_2 + \frac{(c_1 + t_в)(k_3 - k_2)}{k_1 + k_3}; \quad k_0 = \frac{k_1 + k_2}{k_1 + k_3}, \tag{4.56}$$

Для условий рассмотренного выше примера можно получить

$$t_в = 1{,}52\tau_2 - 0{,}52\tau_1 - c_1. \tag{4.57}$$

Использование расчетной зависимости (4.51) при $\alpha = 1{,}0$ для рассмотренного в § 4.2 примера дает

$$t_в = 0{,}1562\tau_1 + 0{,}8438\tau_2 - 1{,}934\Delta\tau^{0{,}8}, \tag{4.58}$$

где $\Delta\tau = \tau_1 - \tau_2$.

Подстановка в рассматриваемые выражения значений τ_1 и τ_2, полученных на основании зависимостей (4.29)—(4.31), дает следующие величины внутренних температур:

По (4.57) при $c_1 = 10{,}3$		18,1	18,3	18,4	18,2	18,1	17,9	17,5	17,2
По (4.58)		18,0	18,0	18,0	18,0	18,0	18,0	18,0	18,0
При τ_1	150	136,07	121,94	107,69	101,99	93,22	84,34	78,39	
При τ_2	70	65,38	60,58	55,62	53,586	50,42	47,14	44,9	

Нетрудно видеть, что определение средней температуры внутреннего воздуха $t_в$ по выражению (4.58) дает меньшую погрешность. Таким образом, для построения модели управления температурным режимом при отопительном графике и качественном регулировании возможно использование уравнений

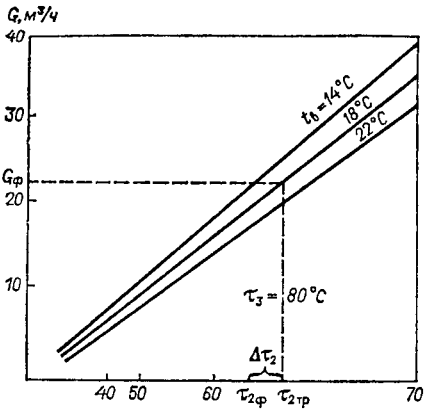


Рис. 4.4. График регулирования

вида (4.58), справедливых в достаточно широком диапазоне изменения $t_в$.

Количественное регулирование тепловой нагрузки

При количественном регулировании определяется эквивалент расхода воды для поддержания заданного температурного режима в отапливаемых помещениях. Методика расчета температуры обратной воды и эквивалента расхода воды в системах теплоснабжения изложены в работах [29, 56]. Полученные в § 4.2 расчетные выражения позволяют определять на основании данных нормальной эксплуатации фактические и требуемые значения расходов G величин перепадов давлений. Уравнение (4.54) преобразуется к виду

$$\Delta P = \frac{(0{,}5\,(\tau_3 + \tau_2) - t_в)^{2/m}}{r_1^{2/m}\,(\tau_3 - \tau_2)^2} \qquad (4.59)$$

или

$$G = \frac{[0{,}5\,(\tau_3 + \tau_2) - t_в]^{1/m}}{r_2^{1/m}\,(\tau_3 - \tau_2)}, \qquad (4.60)$$

где r_1, r_2 — коэффициенты, определяемые в процессе эксперимента.

При постоянных значениях τ_3 и $t_в$ задача регулирования по обратной воде τ_2 заключается в корректировке величин G или ΔP для соответствия равенств (4.59), (4.60). На рис. 4.4 представлен график регулирования тепловой нагрузки административного здания. При постоянной температуре теплоносителя $\tau_1 = 80\,°C$ и его расходе $G_ф$, в случае соответствия $t_в = 18\,°C$, величина τ_2 должна быть равна $\tau_{2тр}$. В ином случае (при $\Delta\tau_2 = \tau_{2ф} - \tau_{2тр}$) требуется корректировка расхода. При незначительных рассогласованиях величина корректировки следует из (4.60) в виде

$$\frac{\Delta G}{G_ф} = 1 - \frac{\tau_3 - \tau_{2тр}}{\tau_3 - \tau_{2ф}}\left(\frac{\tau_3 - \tau_{2ф} - 2t_в^р}{\tau_3 + \tau_{2тр} - 2t_в^р}\right)^{1/m}.$$

Рассматриваемые уравнения справедливы для средних значений параметров в течение не менее 2—3 ч.

Глава V

ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ И ОТОПЛЕНИЯ

Системы теплоснабжения и отдельные элементы систем практически всегда работают в переходных режимах и поэтому решение целого ряда практических задач требует знания их динамических свойств. К числу таких задач прежде всего относятся:

анализ и синтез систем автоматического регулирования (центрального, группового, местного, позонного и индивидуального);

разработка алгоритмов автоматизированного управления режимами отпуска теплоты;

исследование динамических свойств вновь создаваемых элементов систем теплоснабжения в период их проектирования и т. д.

Под динамикой процессов понимается изменение во времени выходных параметров того или иного элемента или совокупности элементов системы теплоснабжения, когда на входе приложено какое-либо возмущение. При этом динамические характеристики описываются тремя показателями (рис. 5.1): временем запаздывания ($\tau_з$), постоянной времени (T) и коэффициентом передачи ($K_п$).

Самым точным методом определения динамических характеристик является экспериментальный. Однако при проектировании и разработке новых объектов этот метод не всегда может быть применен. Кроме того, в системах теплоснабжения, работающих в широких диапазонах изменения технологических параметров, экспериментальное определение динамических характеристик достаточно трудоемко.

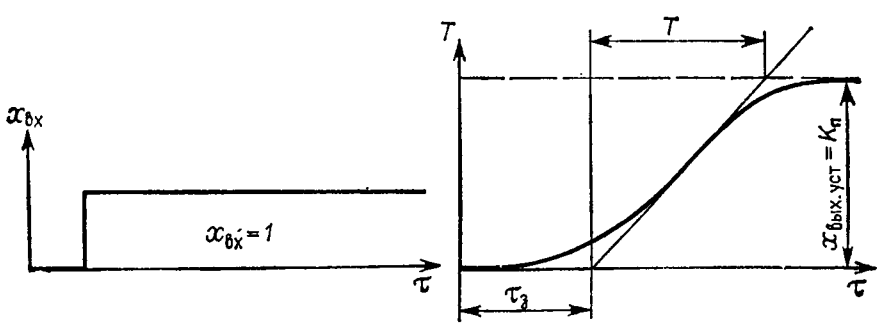


Рис. 5.1. Кривая переходного процесса

T — постоянная времени; $K_п$ — коэффициент передачи; $\tau_з$ — время запаздывания

Качественно новую возможность открыли математические модели, основанные на аналитическом исследовании нестационарных режимов работы объекта. Эти модели позволяют находить динамические характеристики в аналитической форме с коэффициентами, содержащими в явном виде параметры объекта. Полученные однажды, они описывают динамику целого класса однотипных элементов, а особенности отдельных элементов и режимов их работы конкретизируются в содержании коэффициентов.

§ 5.1. Уравнения нестационарного теплообмена элементов систем теплоснабжения и отопления

Система теплоснабжения представляет собой совокупность большого числа теплообменных устройств, объединенных в единую систему генерации, транспорта, отпуска теплоты, и может быть представлена в виде структурной схемы (рис. 5.2), учитывающей все внутренние связи и внешние воздействия. Элементы системы теплоснабжения разделяются по видам теплопередачи (фильтрацией, конвекцией, теплопроводностью, излучением), по физическим свойствам теплоносителей (газ, жидкость, двухфазный теплоноситель с изменяющимся агрегатным состоянием) и по конструктивному выполнению (прямоток, противоток, перекрестный ток). Для всех этих весьма разнохарактерных элементов можно составить дифференциальные уравнения, описывающие процесс динамики теплообмена. При этом допустим такой подход, когда можно пренебречь влиянием изменения массы среды на динамические процессы. В этом случае скорость изменения температуры среды пропорциональна полному количеству теплоты, передаваемой путем конвекции, теплопроводности, излучения, фильтрации и тепловыделения, т. е.

$$m\,dt = Q_к + Q_\lambda + Q_{из} + Q_ф + Q_т, \tag{5.1}$$

где m — масса среды ($m = c\gamma V$); c — теплоемкость; γ — удельный вес; V — объем; $t = (t_1, t_2, \ldots, t_i)$ — температура поверхности тела или теплоносителя; $Q_к$ — суммарный расход подведенной и отведенной теплоты путем конвекции:

$$Q_к = \pm \sum_{i=1}^{n} \alpha_i F_i (t_i - t_{i-1}); \tag{5.2}$$

α_i — коэффициент теплоотдачи; F_i — поверхность теплообмена; Q_λ — результирующий расход подведенной (отведенной) теплоты за счет теплопроводности:

$$Q_\lambda = \sum_{i=1}^{n} \lambda_i F_i \frac{\partial^2 t_i}{\partial x_i^2}; \tag{5.3}$$

λ_i — коэффициент теплопроводности среды; x — пространственная координата;

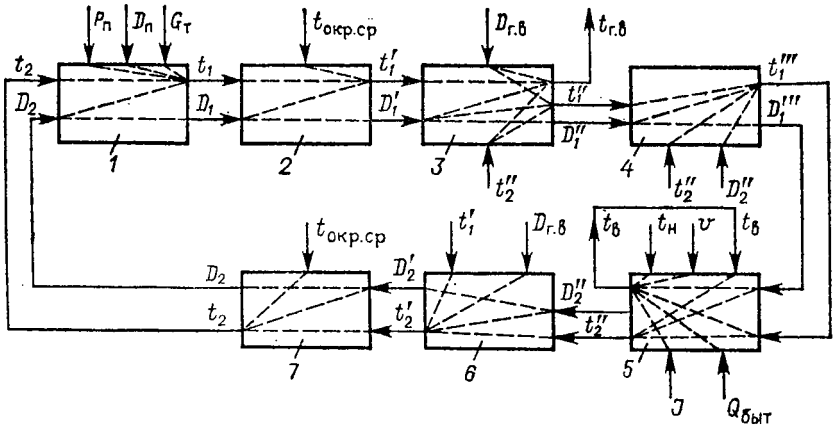


Рис. 5.2. Структурная схема системы теплоснабжения:

1 — источник теплоты; *2*, *7* — магистральные трубопроводы; *3*, *6* — тепловой пункт; *4* — система отопления; *5* — отапливаемое помещение; $P_п$, $D_п$ — давление и расход пара; t_1, t_2, D_1, D_2, — температура и расход теплоносителя в различных точках системы теплоснабжения; $t_{окр.ср}$ — температура окружающей трубопровод среды; $t_{г.в}$, $D_{г.в}$ — температура и расход воды на горячее водоснабжения; $t_в$ — температура воздуха в помещении; $t_н$ — температура наружного воздуха; v — скорость ветра; I — интенсивность солнечного облучения; $Q_{быт}$ — бытовые тепловыделения

$Q_{из}$ — суммарный расход теплоты, подведенной с некоторой области пространства излучением:

$$Q_{из} = \sum_{i=1}^{n} F_i q_i(\tau); \tag{5.4}$$

$q_i(\tau)$ — удельный тепловой поток; $Q_ф$ — количество теплоты, подведенной (отведенной) фильтрацией:

$$Q_ф = \sum_{i=1}^{n} K_{ф_i} F_i (t_i - t_{i-1}); \tag{5.5}$$

$K_{ф_i}$ — коэффициент фильтрационного теплообмена; $Q_т$ — источник тепловыделения, изменение которого может быть задано любым законом.

Выражение dt в уравнении (5.1) есть полный дифференциал

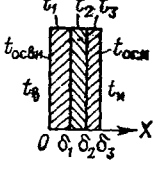
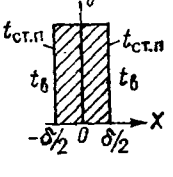
$$dt = \frac{\partial t_i}{\partial \tau} + v_i \frac{\partial t_i}{\partial x_i}, \tag{5.6}$$

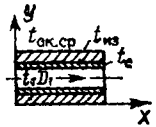
где v_i — скорость теплоносителя.

Для твердого тела и неподвижного теплоносителя $U_i = \frac{\partial t_i}{\partial x_i} \approx 0$.

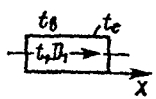
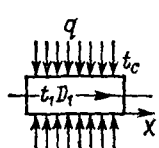
После подстановки значений $Q_к$, Q_λ, $Q_{из}$, $Q_ф$, $Q_т$ и полного дифференциала в выражение (5.1) получим систему дифференциальных уравнений в частных производных для каждого конкретного элемента системы теплоснабжения (табл. 5.1).

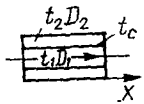
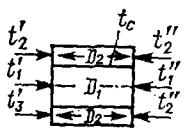
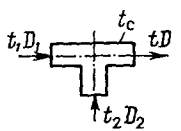
Таблица 5.1. **Исходные уравнения, описывающие динамику теплообмена отдельных элементов системы теплоснабжения**

Элементы	Вид теплообмена	Расчетная схема	Дифференциальные уравнения	Граничные условия
Наружные ограждения помещений (теплоемкие и нетеплоемкие)	Теплопроводность, конвекция и излучение		$\frac{\partial t_1(x,\tau)}{\partial\tau} = a_1 \frac{\partial^2 t_1(x,\tau)}{\partial x^2}$; $\frac{\partial t_2(x,\tau)}{\partial\tau} = a_2 \frac{\partial^2 t_2(x,\tau)}{\partial x^2}$; $\frac{\partial t_3(x,\tau)}{\partial\tau} = a_3 \frac{\partial^2 t_3(x,\tau)}{\partial x^2}$ (5.7)	$\left.\frac{\partial t_1}{\partial x}\right\|_{x=0} = -\frac{\alpha_в}{\lambda_1}(t_в - t_{оч.\,вн})$; $t_1\|_{x=\delta_1} = t_2\|_{x=\delta_1}$, $\frac{\lambda_1}{\lambda_2}\left.\frac{\partial t_1}{\partial x}\right\|_{x=\delta_1} = \left.\frac{\partial t_2}{\partial x}\right\|_{x=\delta_1}$; $t_2\|_{x=\delta_2} = t_3\|_{x=\delta_2}$, $\frac{\lambda_2}{\lambda_3}\left.\frac{\partial t_2}{\partial x}\right\|_{x=\delta_2} = \left.\frac{\partial t_3}{\partial x}\right\|_{x=\delta_2}$; $\left.\frac{\partial t_3}{\partial x}\right\|_{x=\delta_1} = -\frac{\alpha_н}{\lambda_3} \times (t_{ог.\,н} - t_в) + \frac{q_н}{\lambda_3}$;
Внутренние ограждения помещений	Теплопроводность, конвекция и излучение		$\frac{\partial t(x,\tau)}{\partial\tau} = a \frac{\partial^2 t(x,\tau)}{\partial x^2}$ (5.8)	$\left.\frac{\partial t}{\partial x}\right\|_{x=-\frac{\delta}{2}} = -\frac{\alpha_в}{\lambda}(t_в - t_{ст.\,п}) + \frac{+\,q_{он}}{\lambda}$; $\left.\frac{dt}{dx}\right\|_{x=-\frac{\delta}{2}} = -\frac{\alpha_в}{\lambda}(t_в - t_{ст.\,п})$; $\left.\frac{\partial t}{\partial x}\right\|_{x=0} = 0$ (условие симметричного теплообмена)

Объем воздуха помещения	Излучение, конвекция и смешение	—	$c_в V_в \frac{\partial t_в(\tau)}{\partial \tau} = Q_{от}(\tau) + Q_{инс}(\tau) + Q_{быт}(\tau) - \alpha_в F_{вн}(t_в - t_{ст.\,п}) - \alpha_в F_{вн}(t_в - t_{ст.\,вн}) - \alpha_в F_{ок}(t_в - t_{ок.\,вн}) - K_ф F_ф (t_в - t_н)$ (5.9)	—
Изолированный трубопровод	Конвекция, теплопроводность		$c_1 m_1 \frac{\partial t_1(x,\tau)}{\partial \tau} + c_1 D_1 l \frac{\partial t_1(x,\tau)}{\partial x} = \alpha_1 F_1 (t_c - t_1)$; $\frac{\partial t_c(y,\tau)}{\partial \tau} = a_c \frac{\partial^2 t_c(y,\tau)}{\partial y^2}$, $0 \leqslant y \leqslant \delta_1$; $\frac{\partial t_{из}(y,\tau)}{\partial \tau} = a_{из} \frac{\partial^2 t_{из}(y,\tau)}{\partial y^2}$, $\delta_1 \leqslant y \leqslant \delta_2$ (5.10)	$\left.\frac{\partial t_c}{\partial y}\right\|_{y=0} = -\frac{\alpha_1}{\lambda_c}(t_1 - t_c)$; $t_c\|_{y=\delta_1} = t_{из}\|_{y=\delta_1}$, $\frac{\lambda_c}{\lambda_{из}} \left.\frac{\partial t_c}{\partial y}\right\|_{y=\delta_1} = \left.\frac{\partial t_{из}}{\partial y}\right\|_{y=\delta_1}$; $\left.\frac{\partial t_{из}}{\partial y}\right\|_{y=\delta_2} = -\frac{\alpha_2}{\lambda_{из}}(t_{из} - t_н(\tau))$.

Продолжение табл. 5.1

Элементы	Вид теплообмена	Расчетная схема	Дифференциальные уравнения	Граничные условия
Отопительные приборы и неизолированные трубопроводы	Конвекция, излучение		$c_1 m_1 \frac{\partial t_1(x,\tau)}{\partial \tau} + c_1 D_1 l \frac{\partial t_1(x,\tau)}{\partial x} = \alpha_1 F_1 (t_c - t_1);$ $c_c m_c \frac{\partial t_c(x,\tau)}{\partial \tau} = \alpha_1 F_1 (t_1 - t_c) - \alpha_2 F_2 (t_c - t_в)$ $c_в m_в \left(t''_в - t'_в\right) + \alpha_2 F_2 \int_0^l (t_c - t_в)\, dx = \frac{dQ(\tau)}{d\tau}$ (5.11)	$x = 0, \quad t_1(x,\tau) = t'_1,$ $x = l, \quad t_1(x,\tau) = t''_1.$
Радиационные поверхности нагрева котла	Излучение, конвекция		$c_1 m_1 \frac{\partial t_1(x,\tau)}{\partial \tau} + c_1 D_1 l \frac{\partial t_1(x,\tau)}{\partial x} = \alpha_1 F_1 (t_c - t_1)$ $c_c m_c \frac{\partial t_c(x,\tau)}{\partial \tau} = ql - \alpha_1 F_1 (t_c - t).$ (5.12)	$x = 0, \; t_1(x,\tau) = t'_1;$ $x = l, \; t_1(x,\tau) = t''_1.$

Пароводяные подогреватели	Конвекция		$c_1 m_1 \frac{\partial t_1(x,\tau)}{\partial \tau} + c_1 D_1 l \frac{\partial t_1(x,\tau)}{\partial x} = \alpha_1 F_1 (t_c - t_1);$ $c_c m_c \frac{\partial t_c(x,\tau)}{\partial \tau} = \alpha_2 F_2 (t_2 - t_c) - \alpha_1 F_1 (t_c - t_1)$	(5.13)	$t_2(x) = \text{const};$ $x = 0,\ t_1(x,\tau) = t_1';$ $x = l,\ t_1(x,\tau) = t_1''.$
Водоводяные подогреватели, калориферы, конвективные поверхности нагрева котла	Конвекция		$D_1 c_1 (t_1'' - t_1') + \alpha_1 F_1 (t_c - t_1) = c_1 m_1 \frac{dt(\tau)}{d\tau};$ $\alpha_2 F_2 (t_2 - t_c) - \alpha_1 F_1 (t_c - t_1) = c_c m_c \frac{dt_c(\tau)}{d\tau};$ $D_2 c_2 (t_2' - t_2'') - \alpha_2 F_2 (t_2 - t_c) = c_2 m_2 \frac{dt_2(\tau)}{d\tau}$	(5.14)	$x = 0,\ t_1(\tau) = t_1';$ $t_2(\tau) = t_2';$ $x = l,\ t_1(\tau) = t_1'';$ $t_2(\tau) = t_2''.$
Теплообменники смешивающего типа	Смешение		$D_1 c_1 t_1 + D_2 c_2 t_2 - Dct = cm \frac{dt}{d\tau} + c_c m_c \frac{dt_c}{d\tau}$ $\alpha_1 F_1 (t - t_c) = c_c m_c \frac{dt_c}{d\tau}$	(5.15)	—

В принципе любая из перечисленных выше задач могла бы быть решена с очень большой точностью по исходным дифференциальным уравнениям в частных производных с помощью численного интегрирования на цифровых вычислительных машинах. Но это связано с затратой больших средств и времени, что не всегда оправдано, особенно в том случае, когда решение задачи, например выбора системы автоматического регулирования, находится в начальной стадии и поэтому требуется большой объем вариантных проработок возможных схем систем управления.

Кроме того, имеется широкий круг задач, когда необходимо исходить из наибольшей эффективности решения, из его анализируемости. Это возможно лишь в случае получения результата в аналитической форме. Наглядность решения играет очень большую роль, и при одинаковой точности всегда желателен более поздний переход к численным методам, дающим частные результаты. При оценке погрешности метода вычислений следует иметь в виду, что качество исходной информации, используемой при исследовании переменных режимов работы систем теплоснабжения, весьма невысокое. Поэтому в данном случае погрешность исходных данных является безусловно основной составляющей общей погрешности.

Более предпочтительным следует считать метод получения решения в виде передаточных функций. Аппарат передаточных функций более универсален, позволяет легко перейти к вычислению частотных характеристик. Последнее обстоятельство весьма существенно, так как частотный метод анализа динамических систем разработан наиболее полно и очень часто решение задач синтеза и анализа систем регулирования основано на использовании частотных характеристик объекта. Кроме того, определение частотных характеристик не представляет особых трудностей даже в случае сложных систем и существует множество методов аппроксимации по частотным характеристикам.

Общий метод получения передаточных функций сводится главным образом к известным элементам операционного исчисления, в частности к методу Лапласа преобразования функций. Операционное исчисление, основанное на преобразовании Лапласа и разработанное для исследования детерминированных дифференциальных уравнений в прикладной математике, находит широкое применение для решения задач нестационарного теплообмена, сводящихся к определению динамических характеристик теплообменных аппаратов. Этот метод, как известно, основан на работах Хевисайда, Бромвича, Карслоу и Карсона и др.

Полученные исходные системы уравнений (табл. 5.1) являются нелинейными. Поэтому, чтобы применить к ним преобразование Лапласа, необходимо системы дифференциальных уравнений в частных производных с переменными коэффициен-

тами, являющимися функциями пространственных координат и времени, линеаризовать и заменить их постоянными или линейными функциями. Такая замена возможна, если коэффициенты инвариантны относительно времени и пространственных координат или не зависят от времени и изменяются линейно с пространственными координатами. Если систему не удается представить в виде линейной или квазилинейной, то почти отсутствует возможность точного определения передаточных функций.

Заметим, что линеаризация в принципе допустима, если градиент температур по направлениям координат или потоков меняется в небольших пределах. Для малой степени нестационарности, т. е. для малых возмущений и малых отклонений параметров от их значений в заданном равновесном режиме, вполне корректным является решение линеаризованных уравнений.

Передаточные функции, получаемые в результате аналитического решения исходных дифференциальных уравнений в частных производных, являются трансцендентными, что неизбежно при наличии двух независимых переменных. Существует большое количество способов аппроксимации трансцендентных передаточных функций дробно-рациональными выражениями.

При наличии аналитических передаточных функций целесообразно воспользоваться таким из существующих методов аппроксимации, который не был бы связан с громоздкими вычислениями, графическими построениями и, главное, в процессе аппроксимации возможно дольше сохранял бы параметры системы. Аппроксимация станет целиком аналитической, если удастся выразить параметры аппроксимирующей функции через параметры физического объекта.

В результате решения исходных уравнений получаются передаточные функции двух типов. Решение уравнений теплопроводности Фурье (5.7), (5.8), (5.10) дает выражения, содержащие функции гиперболических синусов, косинусов и тангенсов от мнимого аргумента. Точное решение остальных уравнений (5.11)—(5.15) содержит трансцендентные выражения вида

$$e^{A(p)/B(p)},$$

где $A(p)/B(p)$ — дробно-рациональная функция со степенью числителя меньше степени знаменателя и с конечным числом полюсов, расположенных в левой полуплоскости, за исключением, может быть, полюса первого порядка в нуле с отрицательным вычетом в этом полюсе.

Аппроксимация передаточных функций первого типа может быть осуществлена разложением гиперболических функций в степенной ряд. Способ аппроксимации, основанный на разложении изображений функции в степенной ряд, обладает следующими преимуществами:

простотой получения приближенных обыкновенных передаточных функций и вычисления по ним переходных процессов;

возможностью проведения решения при помощи последовательного самоприближения к заданному процессу.

Последнее обстоятельство является особенно важным, так как обеспечивает желаемую точность и возможность сведения ошибки до минимума.

Применение метода разложения изображений в степенной ряд дает удовлетворительную сходимость на всем диапазоне частот $0 \leqslant p \leqslant \infty$ только для передаточных функций первого типа. Использование рассмотренного метода для аппроксимации передаточных функций второго типа дает сравнительно простые выражения только в том случае, если разложение в ряд производится в окрестности какой-либо точки. При этом знание поведения аппроксимирующих передаточных функций в окрестностях $p \to 0$ или $p \to \infty$ не дает возможности судить об их поведении во всем диапазоне изменения p в пределах $0 \leqslant \leqslant p \leqslant \infty$.

В связи с этим более эффективным для практических целей является разложение функции $\exp A(p)/B(p)$ по всей области изменения аргумента, а не в отдельных точках. Для решения задачи в указанном плане целесообразно использовать свойства интегральных оценок, хорошо развитых в теории автоматического регулирования.

Известны три вида интегральных оценок: линейные, квадратичные и обобщенные. С точки зрения простоты вычислений, физической наглядности и характера переходных функций (монотонные процессы), имеющих место в системах теплоснабжения, наиболее рациональным оказывается применение свойств линейных интегральных оценок.

В качестве примера рассмотрим аппроксимацию наиболее часто встречающейся трансцендентной функции вида $K(p) = = \exp [b/(ap + 1)]$ звеном первого порядка $W(p) = = (T_1 p + T_2)/(T_3 p + 1)$.

Здесь постоянные коэффициенты T_1, T_2, T_3 определяются из следующих условий:

$$\lim_{p \to 0} K(p) = e^b; \quad \lim_{p \to 0} W(p) = T_2, \text{ откуда } T_2 = e^b;$$

$$\lim_{p \to \infty} K(p) = 1; \quad \lim_{p \to \infty} W(p) = \frac{T_1}{T_2}, \text{ откуда } T_1 = T_3;$$

$$\lim \frac{d}{dp} K(p) = \lim \frac{d}{dp} W(p).$$

Дифференцируя последнее выражение по p и подставляя $p \to 0$, получим $T_3 = ba/(1 - e^{-b})$.

Если подставить полученные значения коэффициентов в передаточную функцию $W(p)$, то получим аппроксимирующую

передаточную функцию, определенную через параметры исходной функции.

Многочисленные расчеты показали, что аппроксимация трансцендентного выражения звеном первого порядка дает удовлетворительную точность и вполне применима для инженерных расчетов.

§ 5.2. Динамические характеристики здания и его элементов

Как было показано выше, температурный режим отапливаемых помещений формируется в результате совокупного влияния метеорологических условий (температуры наружного воздуха $t_н$, скорости ветра v, интенсивности солнечной радиации I), бытовых тепловыделений $Q_{быт}$ и теплопоступлений от отопительных приборов $Q_{от.}$. Задача состоит в том, чтобы определить закон изменения температуры воздуха в помещении под влиянием этих воздействий.

Скорость изменения температуры воздуха в переходном режиме зависит, наряду с другими факторами, от того, как изменяются в это время температуры внутренних поверхностей наружных и внутренних ограждений $t_{ст.вн}$, $t_{ок.вн}$, $t_{ст.н}$, на которые, в свою очередь, влияют изменения температуры воздуха помещения, температуры наружного воздуха, скорость ветра, интенсивность солнечной радиации (см. рис. 5.2). Поэтому необходимо найти под воздействием этих возмущающих факторов законы изменения температуры поверхностей внутренних и наружных ограждений.

В общем случае ограждающие конструкции представляют собой плоскую стенку, толщина которой во много раз меньше длины. Поэтому в математической формулировке процессы теплопередачи будут описываться одномерными уравнениями Фурье (5.7), (5.8) с граничными условиями третьего рода.

Учитывая, что в современном строительстве широкое распространение находят неоднородные ограждающие конструкции, состоящие из различных слоев или сред с различными теплофизическими свойствами, возникает необходимость в решении системы дифференциальных уравнений Фурье с соответствующими граничными условиями. Число уравнений, содержащихся в системе, определяется числом слоев того или иного ограждения. Наибольшее распространение находят трехслойные ограждающие конструкции, поэтому рассмотрим решение системы дифференциальных уравнений теплопроводности Фурье для трехслойной пластины (5.7).

Применяя к уравнениям (5.7) с соответствующими граничными условиями многократное преобразование Лапласа, дифференцирование и несложные алгебраические преобразования,

получим:

$$\frac{1}{\lambda_3}\operatorname{ch}\delta_3\sqrt{\frac{p}{a_3}}\left[\left(\operatorname{ch}\delta_1\sqrt{\frac{p}{a_1}}+\frac{\alpha_в}{\sqrt{c_1\gamma_1\lambda_1 p}}\operatorname{sh}\delta_1\sqrt{\frac{p}{a_1}}\times\right.\right.$$

$$\times\alpha_н\operatorname{ch}\delta_2\sqrt{\frac{p}{a_2}}+\lambda_2\sqrt{\frac{p}{a_2}}\operatorname{sh}\delta_2\sqrt{\frac{p}{a_2}}\Big)+$$

$$+\left(\sqrt{c_1\gamma_1\lambda_1 p}\operatorname{sh}\delta_1\sqrt{\frac{p}{a_1}}+\alpha_в\operatorname{ch}\delta_1\sqrt{\frac{p}{a_1}}\right)\times$$

$$\left.\times\frac{\alpha_н}{\sqrt{c_2\gamma_2\lambda_2 p}}\operatorname{sh}\delta_2\sqrt{\frac{p}{a_2}}+\operatorname{ch}\delta_2\sqrt{\frac{p}{a_2}}\Big)\right]+$$

$$+\frac{1}{\lambda_3\sqrt{c_3\gamma_3\lambda_3 p}}\operatorname{sh}\delta_3\sqrt{\frac{p}{a_3}}\left[\left(\operatorname{ch}\delta_1\sqrt{\frac{p}{a_1}}+\frac{\alpha_в}{\sqrt{c_1\gamma_1\lambda_1 p}}\operatorname{sh}\delta_1\sqrt{\frac{p}{a_1}}\right)\times\right.$$

$$\times\left(c_3\gamma_3\lambda_3 p\operatorname{ch}\delta_2\sqrt{\frac{p}{a_2}}+\alpha_н\sqrt{c_2\gamma_2\lambda_2 p}\operatorname{sh}\delta_2\sqrt{\frac{p}{a_2}}\right)+$$

$$+\left(\sqrt{c_1\gamma_1\lambda_1 p}\operatorname{sh}\delta_1\sqrt{\frac{p}{a_1}}+\alpha_в\operatorname{ch}\delta_1\sqrt{\frac{p}{a_1}}\right)\times$$

$$\left.\times\left(\frac{c_3\gamma_3\lambda_3 p}{\sqrt{c_2\gamma_2\lambda_2 p}}\operatorname{sh}\delta_2\sqrt{\frac{p}{a_2}}+\alpha_н\operatorname{ch}\delta_2\sqrt{\frac{p}{a_2}}\right)\right]\Delta t_{ог.\,вн}(p)=$$

$$=\left[\left(\frac{\alpha_в}{\sqrt{c_1\gamma_1\lambda_1 p}}\operatorname{ch}\delta_2\sqrt{\frac{p}{a_2}}\operatorname{sh}\delta_1\sqrt{\frac{p}{a_1}}+\right.\right.$$

$$\left.+\frac{\alpha_в}{\sqrt{c_2\gamma_2\lambda_2 p}}\operatorname{sh}\delta_2\sqrt{\frac{p}{a_2}}\operatorname{ch}\delta_1\sqrt{\frac{p}{a_1}}\right)\times$$

$$\times\left(\frac{\alpha_н}{\lambda_3}\operatorname{ch}\delta_3\sqrt{\frac{p}{a_3}}+\sqrt{\frac{p}{a_3}}\operatorname{sh}\delta_3\sqrt{\frac{p}{a_3}}\right)+$$

$$+\frac{\alpha_в}{\sqrt{c_1\gamma_1\lambda_1 p}}\sqrt{\frac{p}{a_2}}\operatorname{sh}\delta_2\sqrt{\frac{p}{a_2}}\operatorname{ch}\delta_1\sqrt{\frac{p}{a_1}}+$$

$$+\frac{\alpha_в}{\lambda_2}\operatorname{ch}\delta_2\sqrt{\frac{p}{a_2}}\operatorname{ch}\delta_1\sqrt{\frac{p}{a_1}}\times\left(\frac{\alpha_н\lambda_2}{\lambda_3\sqrt{c_3\gamma_3\lambda_3 p}}\operatorname{sh}\delta_3\sqrt{\frac{p}{a_3}}+\right.$$

$$\left.\left.+\frac{\lambda_2}{\lambda_3}\operatorname{ch}\delta_3\sqrt{\frac{p}{a_3}}\right)\right]\Delta t_в(p)+\left[\frac{\alpha_н}{\lambda_3}-\frac{(t_{ог.\,н}-t_н)_0}{\lambda_3}\times\right.$$

$$\left.\times\left(\frac{\partial\alpha_н}{\partial t_н}\right)_0\right]\Delta t_н(p)-\frac{(t_{ог.\,н}-t_н)_0}{\lambda_3}\left(\frac{\partial\alpha_н}{\partial\omega}\right)_0\Delta\omega(p)+\frac{1}{\lambda_3}\Delta q_н(p). \quad (5.16)$$

Обозначив выражения, стоящие перед $\Delta t_{ог.\,вн}(p)$ и $\Delta t_в(p)$ в уравнении (5.16.), соответственно через $F(p)$ и $P(p)$, получим

$$F(p)\,\Delta t_{ог.\,вн}(p)=P(p)\,\Delta t_в(p)+\left[\alpha_{н_0}+(t_н-t_{ог.\,н})_0\left(\frac{\partial\alpha_н}{\partial t_н}\right)_0\right]\cdot\Delta t_н(p)-$$

$$-(t_{ог.\,н}-t_н)_0\left(\frac{\partial\alpha_н}{\partial\omega}\right)_0\Delta\omega(p)+\Delta q_н(p). \quad (5.17)$$

Решив уравнение (5.17.) относительно переменной $\Delta t_{ог.\,вн}(p)$, получим передаточные функции (табл. 5.2), определяющие из-

менение температуры воздуха в помещении (5.18), температуры наружного воздуха (5.19), скорости ветра (5.20) и интенсивности солнечного облучения (5.21).

Для двух- и однослойной пластин выражения $F(p)$ и $P(p)$ существенно упрощаются. Передаточные функции двухслойной пластины могут быть получены, если в выражениях $F(p)$ и $P(p)$ вместо λ_3, γ_3, c_3 подставить λ_2, γ_2, c_2, а толщину второго слоя двухслойной пластины считать равной сумме толщин второго и третьего слоев трехслойной пластины, т. е. $\delta_2' = \delta_2 + \delta_3$. Результирующие выражения приведены в табл. 5.2, уравнениях (5.30) и (5.31). Если для однослойной пластины в выражениях (p) и $P(p)$ вместо λ_3, γ_3, c_3, λ_2, γ_2, c_2 подставить соответственно λ_1, γ_1, c_1, а толщину однослойной пластины считать равной суммарной толщине трехслойной пластины, т. е. $\sigma_1' = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3$, то

$$F(p) - (\alpha_в + \alpha_н) \operatorname{ch} \delta_1' \sqrt{\frac{p}{a_1}} + \frac{(\alpha_в \alpha_н + c_1\gamma_1\lambda_1 p)}{\sqrt{c_1\gamma_1\lambda_1 p}} \operatorname{sh} \delta_1' \sqrt{\frac{p}{a_1}}; \quad (5.35)$$

$$P(p) = \alpha_в \operatorname{ch} \delta_1' \sqrt{\frac{p}{a_1}} + \frac{\alpha_в \alpha_н}{\sqrt{c_1\gamma_1\lambda_1 p}} \operatorname{sh} \delta_1' \sqrt{\frac{p}{a_1}}. \quad (5.36)$$

Полученные результаты могут быть использованы при анализе процессов нестационарного теплообмена через ограждающие конструкции, на поверхностях которых имеют место несимметричные граничные условия (наружные теплоемкие ограждения, окна, витражи, внутренние ограждения).

При различной температуре воздуха в соседних помещениях для внутренних ограждающих конструкций необходимо дополнительно иметь передаточную функцию, устанавливающую динамическую связь между температурой на поверхности внутреннего ограждения и интенсивностью солнечного облучения. Так как в настоящее время применяются преимущественно однослойные внутренние ограждения, то рассматриваемая передаточная функция имеет вид (5.22). При симметричных граничных условиях (температура в соседних помещениях одинакова) решение значительно упрощается и имеет вид (5.24).

Полученные передаточные функции характеризуют законы изменения температуры поверхностей внутренних и наружных ограждений под влиянием различных возмущающих воздействий и совместно с уравнением (5.9) составляют систему уравнений динамики температурного состояния помещения. Решая эту систему уравнений относительно $\Delta t_в$, можно получить передаточные функции помещения по различным каналам воздействия. После применения преобразования Лапласа к уравнению (5.9), записанному для приращения температур, и подстановки значений параметров $\Delta t_{ок.вн}$, $\Delta t_{ст.п}$, $\Delta t_{ст.вн}$ из уравнений (5.18)—(5.21), (5.24), получим результирующее выражение, характеризующее изменение температуры воздуха в помещении

Таблица 5.2. **Передаточные функции элементов помещения по различным каналам воздействия**

Элементы	Канал воздействия	Передаточная функция	Коэффициенты передаточной функции
Наружные ограждения помещения (теплоемкие и нетеплоемкие)	Температура внутренней поверхности ограждения по температуре вздуха в помещении	$K_1(p) = \frac{P(p)}{F(p)}$ (5.18)	$F_{(p)} = \left\{ \frac{1}{\lambda_2} \operatorname{ch} \delta_2 \sqrt{\frac{p}{a}} \times \right.$ $\times \left[\operatorname{ch} \delta_1 \sqrt{\frac{p}{a_1}} (\alpha_\beta + \alpha_н) + \right.$ $+ \frac{\alpha_в \alpha_н + c_1\gamma_1\lambda_1 p}{\sqrt{c_1\gamma_1\lambda_1 p}} \operatorname{sh} \delta_1 \sqrt{\frac{p}{a_1}} \Big] +$ $+ \frac{1}{\lambda_2} \operatorname{sh} \delta_2 \sqrt{\frac{p}{a_2}} \left[\operatorname{sh} \delta_1 \sqrt{\frac{p}{a_1}} \times \right.$ $\times \left(\frac{\alpha_н c_1\gamma_1\lambda_1 + \alpha_в c_2\gamma_2\lambda_2}{\sqrt{c_1\gamma_1\lambda_1 c_2\gamma_2\lambda_2}} \right) +$ $\left. \left. + \operatorname{ch} \delta_1 \sqrt{\frac{p}{a_1}} \left(\frac{\alpha_в \alpha_н + c_2\gamma_2\lambda_2 p}{\sqrt{c_2\gamma_2\lambda_2 p}} \right) \right] \right\}$ (5.30)
	То же, по температуре наружного воздуха	$K_2(p) = \frac{\alpha_{н_0} + (t_и + t_{ог.\,н})_0 \left(\frac{\partial \alpha_н}{\partial t_н} \right)_0}{F(p)}$ (5,19)	
	То же, по скорости ветра	$K_3(p) = \frac{(t_{ог.\,н} - t_н)_0 \left(\frac{\partial \alpha_н}{\partial \omega} \right)_0}{F(p)}$ (5.20)	
	То же, по интенсивности солнечного облучения	$K_4(p) = \frac{\rho_н}{F(p)}$ (5.21)	
	Несимметричные граничные условия		$P_{(p)} = \left[\frac{\alpha_в}{\lambda_2 \sqrt{c_1\gamma_1\lambda_1 p}} \operatorname{sh} \delta_1 \sqrt{\frac{p}{a_1}} \times \right.$ $\times \left(\alpha_н \operatorname{ch} \delta_2 \sqrt{\frac{p}{a}} + \right.$ $\left. + \sqrt{c_2\gamma_2\lambda_2 p} \right) \operatorname{sh} \delta_2 \sqrt{\frac{p}{a_2}} +$
Внутренние ограждения помещения	Температура поверхности ограждения по интенсивности солнечного облучения	$K_5(p) = \frac{\left(\operatorname{ch} \delta \sqrt{\frac{p}{a}} + \right.}{2\alpha_в \operatorname{ch} \delta \sqrt{\frac{p}{a}} +}$	

$$+\frac{\alpha_в}{\sqrt{c\gamma\lambda p}}\operatorname{sh}\delta\sqrt{\frac{p}{a}}\Big)\varepsilon\rho_{вн}$$

$$+\frac{\alpha_в^2+c\gamma\lambda p}{\sqrt{c\gamma\lambda p}}\operatorname{sh}\delta\sqrt{\frac{p}{a}} \qquad (5.22)$$

То же, по температуре воздуха в помещении

$$K_6(p)=\frac{\operatorname{ch}\delta\sqrt{\frac{p}{a}}+\frac{\alpha_в}{\sqrt{c\gamma\lambda p}}\operatorname{sh}\delta\sqrt{\frac{p}{a}}}{2\alpha_в\operatorname{ch}\delta\sqrt{\frac{p}{a}}+\frac{\alpha_в^2+c\gamma\lambda p}{\sqrt{c\gamma\lambda p}}\operatorname{sh}\delta\sqrt{\frac{p}{a}}} \qquad (5.23)$$

Симметричные граничные условия

Температура поверхности ограждения по температуре воздуха в помещении

$$K_7(p)=\frac{1}{1+\frac{\lambda}{\alpha_в}\sqrt{\frac{p}{a}}\operatorname{th}\frac{\delta}{2}\sqrt{\frac{p}{a}}} \qquad (5.24)$$

Объем воздуха помещения

Температура воздуха в помещении по температуре наружного воздуха

$$K_8(p)=K_0(p)\Big[\alpha_в F_н K_2(p)+\alpha_в F_{ок}K_2(p)+K_ф F_ф+F_ф(t_в-t_н)_0\Big(\frac{\partial K_ф}{\partial t_н}\Big)_0\Big] \qquad (5.25)$$

$$+\frac{\alpha_п}{\lambda_2}\operatorname{ch}\delta_2\sqrt{\frac{p}{a_1}}\times\Big(\frac{\alpha_н}{\sqrt{c_2\gamma_2\lambda_2 p}}\operatorname{sh}\delta_2\sqrt{\frac{p}{a_2}}+\operatorname{ch}\delta_2\sqrt{\frac{p}{a_2}}\Big)\Big] \qquad (5.31)$$

$$K_0(p)=\frac{1}{\mu T_в p+\mu-\alpha_в F_{вн}K_7(p)-\alpha_в F_н K_1(p)-\alpha_в F_{ок}K_1(p)} \qquad (5.32)$$

$$\mu=\alpha_в F_{вн}+\alpha_в F_н+\alpha_в F_{ок}+K_ф F_ф \qquad (5.33)$$

$$T_в=\frac{V_в C_в}{\mu} \qquad (5.34)$$

Продолжение табл. 5.2

Элементы	Канал воздействия	Передаточная функция	Коэффициент передаточной функции
Объем воздуха помещения	Температура воздуха в помещении по скорости ветра	$K_9(p) = K_0(p)\left[\alpha_в F_н K_3(p) + \alpha_в F_{ок} K_3(p) + K_ф F_ф + F_ф (t_в - t_н)_0 \left(\frac{\partial K_ф}{\partial \omega}\right)_0\right]$ (5.26)	
	То же, по интенсивности солнечного облучения	$K_{10}(p) = K_0(p)\left[\alpha_в F_н K_4(p) + (1 - \rho_{вн})\varepsilon F_{ок} + \alpha_в F_{вн}^{из} K_5(p)\right]$ (5.27)	
	То же, по бытовым тепловыделениям	$K_{11}(p) = K_0(p)$ (5.28)	
	То же, по количеству тепла от отопительного прибора	$K_{12}(p) = K_0(p)$ (5.29)	

Примечание. Выражения $F(p)$ и $P(p)$ даны для двухслойной пластины.

под влиянием различных возмущающих воздействий:

$$\Delta t_{\text{в}}(p) = K_0(p)\left\{\Delta Q_{\text{от}}(p) + \Delta Q_{\text{в}}^{\text{инс}}(p) + \Delta Q_{\text{быт}}(p) + \left[\alpha_{\text{в}}F_{\text{н}}K_2(p) + \right.\right.$$

$$+ \alpha_{\text{в}}F_{\text{ок}}K_2(p) + K_{\text{ф}}F_{\text{ф}} + F_{\text{ф}}\left(t_{\text{в}} - t^{\text{н}}\right)_0\left(\frac{\partial K_{\text{ф}}}{\partial t_{\text{н}}}\right)_0\Big]\Delta t_{\text{н}}(p) +$$

$$+\left[\alpha_{\text{в}}F_{\text{н}}K_3(p) + \alpha_{\text{в}}F_{\text{ок}}K_3(p) + K_{\text{ф}}F_{\text{ф}} + F_{\text{ф}}\left(t_{\text{в}} - t_{\text{н}}\right)_0\left(\frac{\partial K_{\text{ф}}}{\partial \omega}\right)_0\right]\Delta\omega +$$

$$\left.+\left[\alpha_{\text{в}}F_{\text{н}}K_4(p) + \left(1 - \rho_{\text{вн}}\right)\varepsilon F_{\text{ок}} + \alpha_{\text{в}}F_{\text{в}}^{\text{инс}}K_5(p)\right]\Delta I(p)\right\}. \qquad (5.37)$$

Передаточная функция собственно помещения $K_0(p)$ характеризует закон изменения температуры воздуха в помещении в зависимости от количества поступающей (теряемой) теплоты. Результирующие передаточные функции помещения и его элементов приведены в табл. 5.2. [уравнения (5.25)—(5.29), (5.32)—(5.34)].

В проведенном аналитическом исследовании влияние отопительного прибора (системы отопления) рассматривается упрощенно — в виде канала связи, характеризующего закон изменения температуры воздуха в помещении в зависимости от количества теплоты, выделяемой отопительным прибором [см. уравнение (5.9)]. Это дает возможность при решении некоторых задач, например при исследовании влияния конструктивных особенностей собственно помещений на его динамические свойства, задавать произвольно закон изменения $Q_{\text{от}}(\tau)$. Кроме того, имеется целый ряд неотапливаемых помещений (склады, здания, расположенные в южных широтах), в которых отопительные приборы не устанавливаются.

Как уже отмечалось в § 5.1, наиболее целесообразным методом аппроксимации полученных передаточных функций является разложение гиперболических функций $\operatorname{sh} x$, $\operatorname{ch} x$, $\operatorname{th} x$ в степенной ряд. При этом сравнение амплитудно-фазовых характеристик точной и аппроксимирующих передаточных функций ограждающих конструкций показывает, что необходимыми и достаточными числами членов ряда разложения для $\operatorname{sh} x$ и $\operatorname{th} x$ являются три первых члена ряда, а для $\operatorname{ch} x$ — четыре. В результате аппроксимации выражения $F(p)$ и $P(p)$ в передаточных функциях $K_1(p)$—$K_{12}(p)$ в табл. 5.2 принимают следующий вид:

$$F(p) = Ap^3 + Bp^2 + Cp + D;\quad P(p) = Kp^2 + Lp + M. \qquad (5.38)$$

В табл. 5.3. приведены аппроксимирующие передаточные функции для помещения с однослойными ограждающими конструкциями. Здесь и далее аппроксимирующие передаточные функции будут обозначаться через $W(p)$ с индексами, соответствующими точным передаточным функциям $K(p)$. Сопоставление динамических параметров (K, τ, T) расчетных и экспери-

Таблица 5.3. **Аппроксимирующие передаточные функции элементов помещения по различным каналам воздействия**

Элементы	Передаточные функции	Коэффициент передаточных функций
Наружные ограждения помещения (теплоемкие и нетеплоемкие)	$W_1(p) = \frac{\Delta t_{\text{ог. вн}}(p)}{\Delta t_{\text{в}}(p)} = \frac{K_p^2 + L_p + M}{Ap^3 + Bp^2 + Cp + D}$ (5.39) $W_2(p) = \frac{\Delta t_{\text{ог. вн}}(p)}{\Delta t_{\text{н}}(p)} = \frac{\alpha_{\text{но}}(t_{\text{н}} - t_{\text{ог. н}})_0 \left(\frac{\partial \alpha_{\text{н}}}{\partial t_{\text{н}}}\right)_0}{Ap^3 + Bp^2 + Cp + D}$ (5.40) $W_3(p) = \frac{\Delta t_{\text{ог. вн}}(p)}{\Delta \omega(p)} = \frac{(t_{\text{ог. н}} - t_{\text{н}})_0 \left(\frac{\partial \alpha_{\text{н}}}{\partial \omega}\right)_0}{Ap^3 + Bp^2 + Cp + D}$ (5.41) $W_4(p) = \frac{\Delta t_{\text{ог. вн}}(p)}{\Delta I(p)} = \frac{\rho_{\text{н}}}{Ap^3 + Bp^2 + Cp + D}$ (5.42)	$A = \frac{c^3\gamma^3\delta^5}{120\lambda^2} + \frac{(\alpha_{\text{в}} + \alpha_{\text{н}})\, c^3\gamma^3\delta^4}{720\lambda^3}$ $B = \frac{(\alpha_{\text{в}} + \alpha_{\text{н}})\, c^2\gamma^2\delta^4}{24\lambda^2} + \frac{\delta^3 c^2\gamma^2}{6\lambda} + \frac{\alpha_{\text{в}}\alpha_{\text{н}}\delta^5 c^2\gamma^2}{120\lambda^3}$ $C = \frac{(\alpha_{\text{в}} + \alpha_{\text{н}})\, \delta^2 c\gamma}{2\lambda} + \frac{\alpha_{\text{в}}\alpha_{\text{н}}\delta^3 c\gamma}{6\lambda^2} + \delta c\gamma$ $D = \alpha_{\text{в}} + \alpha_{\text{н}} + \frac{\alpha_{\text{в}}\alpha_{\text{н}}\delta}{\lambda}$
Внутренние ограждения помещения	Несимметричные граничные условия: $\Delta W_5(p) = \frac{\Delta t_{\text{ст. п}}(p)}{\Delta I(p)} = \frac{\left(K_p^2 + L_p + M\right) \varepsilon\rho_{\text{вн}}}{\left(Ap^3 + Bp^2 + Cp + D\right)\alpha_{\text{в}}}$ (5.43) $\Delta W_6(p) = \frac{\Delta t_{\text{ст. п}}(p)}{\Delta t_{\text{в}}(p)} = \frac{K_p^2 + L_p + M}{Ap^3 + Bp^2 + Cp + D}$ (5.44)	$K = \frac{\alpha_{\text{в}}\delta^4 c^2\gamma^2}{24\lambda^2} + \frac{\alpha_{\text{в}}\alpha_{\text{н}}\delta^5 c^2\gamma^2}{120\lambda^3}$ $L = \frac{\alpha_{\text{в}}\delta^2 c\gamma}{2\lambda} + \frac{\alpha_{\text{в}}\alpha_{\text{н}}\delta^3 c\gamma}{6\lambda^2}$ $M = \alpha_{\text{в}} \frac{\alpha_{\text{в}}\alpha_{\text{н}}\delta}{\lambda}$ $A = \frac{\delta^5 c^3\gamma^3}{120\alpha_{\text{в}}\lambda^2} + \frac{\delta^6 c^3\gamma^3}{720\lambda^3}$ $B = \frac{\delta^3 c^2\gamma^2}{6\delta_{\text{в}}\lambda^2} + \frac{\delta^4 c^2\gamma^2}{24\lambda^2}$

Элементы	Передаточные функции	Коэффициент передаточных функций
Внутренние ограждения помещения	Симметричные граничные условия: $W_7(p) = \frac{\Delta t_{\text{ст. п}}(p)}{\Delta t_{\text{в}}(p)} =$ $= \frac{K_p^2 + L_p + 1}{Ap^3 + Bp^2 + Cp + 1}$ (5.45)	$C = \frac{\delta c\gamma}{\alpha_{\text{в}}} + \frac{\delta^2 c\gamma}{2\lambda}$ $K = \frac{\delta^4 c^2 \gamma^2}{24\lambda^2}; \quad L = \frac{\delta^2 c\gamma}{2\lambda}$
Объем воздуха помещения	$W_8(p) = \frac{\Delta t_{\text{в}}(p)}{\Delta t_{\text{н}}(p)} =$ $= W_0(p)\left[\alpha_{\text{в}} F_{\text{н}} W_2(p) + \alpha_{\text{в}} F_{\text{ок}} W_2(p) + K_{\text{ф}} F_{\text{ф}} + F_{\text{ф}}(t_{\text{б}} - t_{\text{н}})_0 \left(\frac{\partial K_{\text{ф}}}{\partial t_N}\right)_0\right]$ (5.46) $W_9(p) = \frac{\Delta t_{\text{в}}(p)}{\Delta \omega(p)} =$ $= W_0(p)\left[\alpha_{\text{в}} F_{\text{н}}(p) W_3(p) + \alpha_{\text{в}} F_{\text{ок}} W_3(p) + K_{\text{ф}} F_{\text{ф}} + F_{\text{ф}}(t_{\text{в}} - t_{\text{н}})_0 \left(\frac{\partial K_{\text{ф}}}{\partial \omega}\right)_0\right]$ (5.47) $W_{10}(p) = \frac{\Delta t_{\text{в}}(p)}{\Delta I(p)} =$ $= W_0(p)\left[\alpha_{\text{в}} F_{\text{н}} W_4(p) + (1 - \rho_{\text{вн}})\varepsilon F_{\text{ок}} + \alpha_{\text{в}} F_{\text{вн}}^{\text{инс}} W_5(p)\right]$ (5.48) $W_{11}(p) = \frac{\Delta t_{\text{в}}(p)}{\Delta Q_{\text{быт}}(p)} = W_0(p)$ (5.49) $W_{12}(p) = \frac{\Delta t_{\text{в}}(p)}{\Delta Q_{\text{от}}(p)} = W_0(p)$ (5.50)	$W_0(p) = \frac{b_2 p^2 + b_1 p + b_0}{a_3 p^3 + a_2 p^2 + a_1 p + a_0}$ $b_0 = D_2 D_1 D_0;$ $b_1 = D_2 D_1 C_0 + C_1 D_0 D_0 + D_1 C_0 D_0$ $b_2 = D_2 D_1 B_0 + C_1 D_0 C_0 + C_2 D_1 C_0 + B_2 D_1 D_0 + C_2 C_1 D_0 + D_2 B_1 D_0$ $a_1 = \sigma_2 D_0 + \sigma_1 C_0 - \alpha_{\text{в}} F_{\text{ок}} L_0 D_2 D_1 - \alpha_{\text{в}} F_{\text{ок}} M_0 \varphi_1$ $a_2 = \sigma_3 D_0 + \sigma_2 C_0 + \sigma_1 B_0 - \alpha_{\text{в}} F_{\text{ок}} K_0 D_2 D_1 - \alpha_{\text{в}} F_{\text{ок}} (L_0 \cdot \varphi_1 + M_0 \varphi_2)$ $a_3 = \sigma_4 D_0 + \sigma_3 C_0 + \sigma_2 B_0 + \sigma_1 A_0 - \alpha_{\text{в}} F_{\text{ок}} (K_0 \varphi_1 + L_0 \varphi_2 + M_0 \varphi_3)$ $\sigma_1 = \mu D_2 D_1 - \alpha_{\text{в}} F_{\text{н}} M_2 D_1 - \alpha_{\text{в}} F_{\text{вн}} M_1 D_2$ $\sigma_2 = T_{\text{в}} \mu D_2 D_1 + \mu \varphi_1 - \alpha_{\text{в}} F_{\text{н}} (L_2 D_1 + M_2 C_1) - \alpha_{\text{в}} F_{\text{вн}} (L_1 D_2 + M_1 C_2)$ $\sigma_3 = T_{\text{в}} \mu \varphi_1 + \mu \varphi_2 - \alpha_{\text{в}} F_{\text{н}} (K_2 D_1 + L_2 C_1 + M_2 B_1) - \alpha_{\text{в}} F_{\text{вн}} (K_1 D_2 + L_1 C_2 + M_1 B_2)$ $\sigma_4 = T_{\text{в}} \mu \varphi_2 + \mu \varphi_3 - \alpha_{\text{в}} F_{\text{н}} (K_2 C_1 + L_2 B_1 + M_2 A_1) - \alpha_{\text{в}} F_{\text{вн}} (K_1 C_2 + L_1 B_2 + M_1 A_2)$ $\varphi_1 = C_1 D_2 + D_1 C_2$ $\varphi_2 = B_2 D_1 + C_2 C_1 + B_1 D_2$ $\varphi_3 = A_2 D_1 + B_2 C_1 + C_2 B_1 + A_1 D_2$

Примечание. Индексы «0», «1», «2» при коэффициентах A, B, C, D, K, L, M означают, что эти коэффициенты принадлежат соответственно передаточным функциям: окна, внутреннего и наружного теплоемкого ограждений.

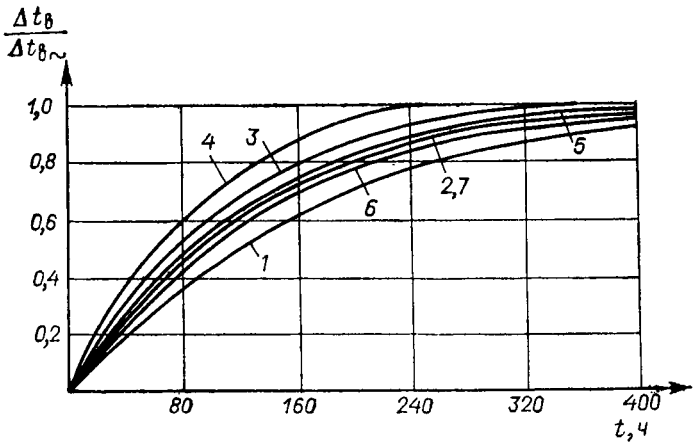


Рис. 5.3. Кривые разгона трехкомнатной квартиры рядовой секции первого этажа при различных метеорологических условиях

№ кривой	1	2	3	4	5	6	7
$t_н$, °С	+10	−10	−26	−26	−26	+10	−8
v, м/с	0	0	0	10	3	6,2	4,5
K, °С/ккал	0,022	0,016	0,014	0,017	0,014	0,0155	0,0147
T, ч	168	130	104	90	124	138	131

ментальных переходных процессов показывает, что погрешность не превышает 5 %. Это подтверждает правильность предпосылок, принятых при математическом описании ограждающих конструкций и помещения в целом.

Характерной особенностью современных зданий является большое разнообразие конструкций и широкий диапазон режимов их работы. В связи с этим практический интерес представляет исследование влияния режимных и конструктивных параметров на динамические свойства помещений. На рис. 5.3 приведены переходные процессы изменения температуры воздуха трехкомнатной квартиры рядовой секции первого этажа типового жилого дома серии II-49П при различных метеорологических условиях. Сопоставление этих кривых показывает, что динамические свойства одного и того же помещения * существенно изменяются в течение отопительного сезона. При переходе от режима максимально возможной тепловой нагрузки ($t_н$ =

* Под помещением здесь и далее понимается квартира в целом.

$= -26\,°C$, $v = 10$ м/с) к режиму минимально тепловой нагрузки ($t_н = +10\,°C$, $v = 0$ м/с) отопительного сезона величина коэффициента передачи возрастает в 2 раза, а постоянная времени — в 1,87 раза.

Специальные исследования показали, что определяющее влияние на изменение динамических свойств помещения в течение отопительного сезона оказывает величина коэффициента фильтрационного теплообмена. Для рассматриваемого примера изменение K и T под влиянием только фильтрационного теплообмена составляет соответственно 91 и 76 %, в то время как увеличение коэффициента теплоотдачи на наружных поверхностях ограждения с 8,7 до 36 Вт/м² при изменении скорости ветра от 0 до 10 м/с приводит к уменьшению величин K и T всего на 9 и 11 % соответственно, а изменение теплофизических параметров ограждающих конструкций вообще не оказывает заметного влияния на изменение динамических свойств помещения.

В общем случае в течение отопительного сезона возможно практически неограниченное число сочетаний различных температур наружного воздуха и скоростей ветра, что затрудняет выбор представительных величин $\alpha_н$ и $K_ф$, входящих в передаточные функции. Задача может быть упрощена, если учитывать, что существует прямая корреляционная зависимость между температурой наружного воздуха и скоростью ветра. Для районов средней широты (50—60°) Европейской части СССР эта зависимость имеет вид [55]:

$$v = 0{,}092 t_н + 5{,}37$$

и позволяет однозначно определить начальные метеорологические условия, которые должны быть заложены в передаточные функции. Все остальные сочетания температур наружного воздуха и скоростей ветра могут считаться возмущающими воздействиями.

Сопоставление переходных процессов, полученных для наиболее вероятных предельных сочетаний температуры наружного воздуха и скорости ветра (кривые *5*, *6*), показывает, что диапазон изменения динамических параметров при этом уменьшается и для постоянной времени составляет 10,2 %, а для коэффициента передачи — 9,7 %. При решении некоторых практических задач, когда не требуется высокая точность в определении динамических характеристик помещения, могут быть использованы средние вероятные за отопительный сезон сочетания температур наружного воздуха и скорости ветра, присущие Европейской части СССР: $t_н = -8\,°C$, $v = 4{,}5$ м/с. При этом погрешность в определении динамических параметров не превышает 5 % (кривая *7*).

К конструктивным особенностям, определяющим динамические свойства помещений, относятся:

Таблица 5.4. **Характеристика помещений здания серии II-49П (рис. 5.4)**

Номер кривой переходного процесса	Тип помещения	Площадь наружного теплоемкого ограждения, м²	Площадь окон, м²	Объем помещения, м³	Площадь внутренних ограждений, м²	Площадь потолочного перекрытия верхнего этажа, м²	Коэффициент воздухопроницаемости окон, м³/(м²·ч)
1	Трехкомнатная квартира рядовой секции среднего этажа	18,7	9,8	145	231,6	—	6,5
2	То же, двухкомнатная	14	7,7	111	179,5	—	6,5
3	Трехкомнатная квартира торцевой секции среднего этажа	28,4	9,8	140	189	—	6,5
5	То же, верхнего этажа	28,4	9,8	140	132,3	56,7	6,5
4	Трехкомнатная квартира рядовой секции верхнего этажа	18,7	9,8	145	173,7	57,9	6,5
6	То же, среднего этажа	18,7	9,8	145	231,6	—	22

расположение помещений в здании;

геометрические размеры помещений;

коэффициент воздухопроницаемости окон;

способ вентиляции здания;

геометрические размеры и теплофизические параметры ограждающих конструкций.

Исследование первых четырех конструктивных особенностей рассмотрим на примере типового жилого дома серии II-49П (табл. 5.4).

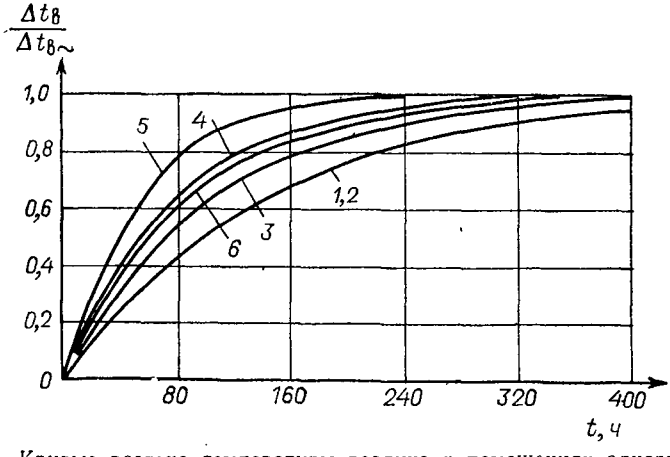


Рис. 5.4. Кривые разгона температуры воздуха в помещениях одного здания с различными конструктивными характеристиками (табл. 5.4)
1 — 5 — i = 6,5 м³/(м²·ч); *6 — i* = 22 м³/(м²·ч)

Различные помещения одного и того же здания могут отличаться геометрическими размерами и коэффициентами фильтрационного теплообмена. Из анализа зависимостей рис. 5.4 видно, что постоянная времени переходного процесса температуры воздуха в помещении уменьшается с увеличением отношения $F_н/F_{вн}$ (кривые *1,3—5*), коэффициента воздухопроницаемости окон (кривые *1, 6*) и не зависит от размеров квартиры (кривые *1, 2*).

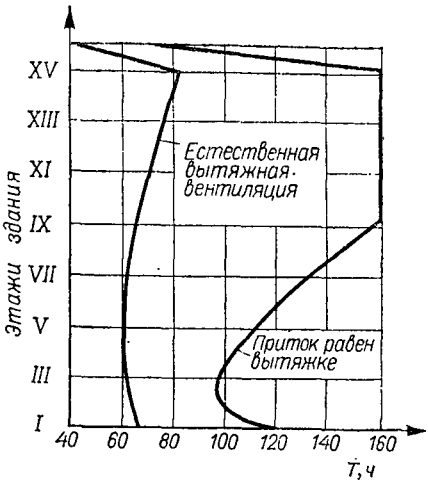


Рис. 5.5. Влияние способа вентиляции здания на динамические свойства помещений

В зданиях, оборудованных системой естественной вентиляции, различно расположенные помещения будут отличаться коэффициентом фильтрационного теплообмена даже при одинаковом коэффициенте воздухопроницаемости окон. Это различие вызывается действием ветрового и гравитационного давления, изменением скорости ветра по высоте здания и влиянием направления ветра.

Исследования показывают, что максимальное изменение динамических параметров под влиянием этих факторов имеет место в квартирах, расположенных на первом этаже, и достигает для постоянной времени 79 %, а коэффициента передачи — 85 % (рис. 5.5).

Для определения влияния теплотехнических параметров ограждающих конструкций на динамические свойства помещений рассмотрим здания разных типов: серии II-29-03 с ограждениями из кирпичной кладки, серии II-49-А2 с ограждениями из стекла и керамзитобетона и серии 1605/12. Теплотехнические характеристики и значения коэффициентов передаточных функций для некоторых типовых ограждающих конструкций приведены в табл. 5.5.

Сравнение разгонных характеристик разнотипных помещений (рис. 5.6) показывает, что их динамические свойства существенно различны; в первую очередь это объясняется разными теплотехническими параметрами материалов ограждающих конструкций и соотношением площадей наружных и внутренних ограждений.

Меньшая величина постоянной времени помещения с наружными ограждениями из кирпичной кладки (кривая *1*) по сравнению с помещением с наружными ограждениями из керамзитобетона (кривая *2*) объясняется тем, что в качестве внутренних ограждений в здании серии II-29-03 частично применены менее

Таблица 5.5. **Теплотехнические характеристики и коэффициенты передаточных функций некоторых типовых ограждающих конструкций**

Материал	Теплотехнические характеристики				Значения коэффициентов передаточных функций						
	δ, м	γ, кг/м³	λ, Вт/м	c, кДж/(кг·°С)	A	B	C	D	K	L	M
Наружные ограждения											
Кирпичная кладка	0,655	1800	0,814	0,879	$3,6 \cdot 10^6$	$6,6 \cdot 10^4$	$4 \cdot 10^3$	67,5	$3,9 \cdot 10^4$	$2,9 \cdot 10^3$	60
Карамзитобетон	0,34	1110	0,407	0,879	$1,3 \cdot 10^4$	$6,2 \cdot 10^3$	$1,3 \cdot 10^3$	69,5	$4,4 \cdot 10^3$	981	62
Железобетон	0,14	2500	1,620	0,837	$6,2 \cdot 10^3$	$7,9 \cdot 10^3$	$1,8 \cdot 10^3$	95,1	$6,5 \cdot 10^3$	$1,6 \cdot 10^3$	87,6
Утеплитель плитный	0,2	600	1,745	0,837							
Витражи:											
стекло	0,006	2500	0,756	0,837							
воздушная прослойка	0,1	1,29	0,344	1,005	$5,5 \cdot 10^4$	0,665	23,06	34,73	0,3	17	27,13
стекло	0,006	2500	0,756	0,837							
Окна:											
стекло	0,003	2500	0,756	0,837							
воздушная прослойка	0,06	1,29	0,343	0,005	$25 \cdot 10^5$	$4,34 \cdot 10^2$	7,9	26,9	$2,36 \cdot 10^2$	4,7	19,4
стекло	0,003	2500	0,756	0,837							
Внутренние ограждения											
Железобетон	0,38	2500	1,620	0,837	20,2	33,85	19	1	6,85	6,4	1
Железобетон	0,14	2500	1,620	0,837	0,125	1,49	5,275	1	0,127	0,625	1
Гипсобетон	0,08	1300	0,465	0,837							
Воздушная прослойка	0,04	1,213	0,349	1,005	0,136	2,66	4,84	1	0,72	2,08	1
Гипсобетон	0,08	1,300	0,465	0,837							
Гипсобетон	0,08	1,300	0,465	0,837	0,0274	0,287	1,9	1	0,045	0,52	1

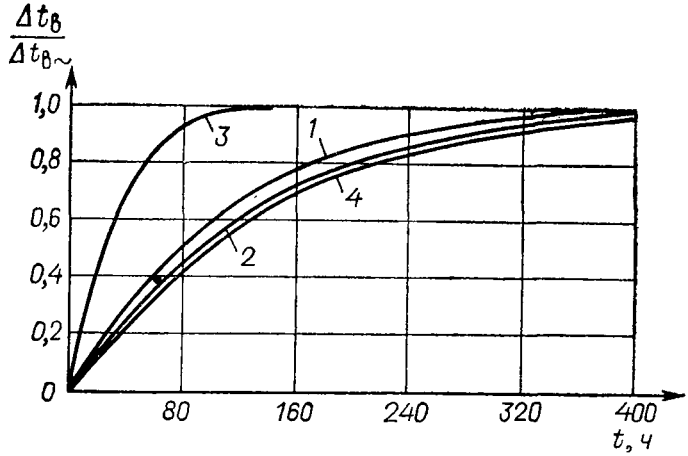


Рис. 5.6. Кривые разгона температуры воздуха в помещениях зданий разных типов

1 — II-29-03; *2* — II-49П; *3* — II-49-А2; *4* — 1605/12

инерционные гипсобетонные панели по сравнению с железобетонными панелями здания серии II-49П. Влияние более инерционного наружного теплоемкого ограждения на величину постоянной времени можно проследить сравнивая кривые *2*, *4*. Эти кривые характеризуют переходный процесс в помещениях, отличающихся только наружными теплоемкими ограждениями. Сравнительно малая величина постоянной времени помещения здания II-49-А2 (кривая *3*) объясняется бо́льшим отношением площади наружных ограждений к площади внутренних ограждений.

Анализ переходных процессов зданий разных типов показал, что определяющее влияние на динамические свойства помещений оказывает теплоаккумулирующая способность внутренних ограждающих конструкций. Пренебрежение теплоинерционными свойствами внутренних ограждающих конструкций приводит к уменьшению величины постоянной времени на 95 %, в то время как пренебрежение теплоинерционными свойствами наружных теплоемких ограждений изменяет величину постоянной времени всего на 10 %.

Таким образом, исследования по определению влияния конструктивных особенностей помещений (квартир) на их динамические свойства показали, что величина постоянной времени очень сильно зависит от расположения помещения в здании, коэффициента воздухопроницаемости окон, от отношения площади наружных ограждений к площади внутренних ограждений, от материала внутренних ограждений. Современные жилые здания характеризуются незначительным влиянием теплоаккумулирующей способности наружных ограждений (теплоемких и

нетеплоемких) на скорость изменения температуры воздуха в помещении. По мере увеличения отношения площади наружных теплоемких ограждений к площади внутренних ограждений степень влияния наружных ограждающих конструкций увеличивается и в пределе становится определяющей.

§ 5.3. Динамические характеристики изолированных трубопроводов

Во всех работах, посвященных исследованию нестационарных процессов теплообмена в системах теплоснабжения, изолированные трубопроводы учитываются в виде звена транспортного запаздывания. Пренебрежение теплоинерционными свойствами изолированных трубопроводов вносит существенную погрешность в результаты расчетов.

Изолированные трубопроводы являются составной частью практически любого энергетического объекта. Имеется ряд работ, посвященных решению задачи о нестационарном теплообмене в изолированном трубопроводе. Эти работы в зависимости от принимаемых допущений могут быть разделены на три группы:

стенка трубопровода рассматривается как сосредоточенная тепловая емкость;

стенка трубопровода рассматривается как распределенная по длине тепловая емкость;

стенка трубопровода рассматривается как полностью распределенная (по длине и радиусу) тепловая емкость.

Ни в одной из этих работ не учитывается влияние инерционности тепловой изоляции. В действительности имеет место сложный процесс распространения тепла по толщине стенки трубы и изоляции, описываемый уравнениями теплопроводности в цилиндрических координатах.

Рассмотрим динамику теплообмена в изолированном трубопроводе с учетом теплопроводности стенки трубы и изоляции в радиальном направлении. Входными параметрами изолированного трубопровода являются температура и расход теплоносителя на входе в трубопровод, температура окружающей трубопровод среды, а выходным — температура теплоносителя на выходе (см. рис. 5.2).

При составлении исходных дифференциальных уравнений (5.10) и их решении приняты следующие допущения:

турбулизация теплоносителя обеспечивает его постоянную температуру в любом живом сечении, которое принимается перпендикулярным оси трубы;

все теплофизические константы теплоносителя, металла труб и изоляции не зависят от температуры;

зависимость коэффициента теплоотдачи от температуры и скорости теплоносителя линеаризована в зоне малых отклоне-

ний параметров от установившегося состояния и учитывается выражением

$$\Delta\alpha = \left(\frac{\partial\alpha}{\partial t_1}\right)_0 \Delta t_1 + \left(\frac{\partial\alpha}{\partial D_1}\right)_0 \Delta D_1;$$

стенка трубопровода и изоляция рассматриваются как двухслойная плоская пластина, что возможно при соответствующем учете влияния кривизны стенки и изоляции на процесс теплообмена в них.

В работе Б. Г. Волика показано, что полый цилиндр можно представить как свернутую пластину при замене действительной толщины цилиндра эквивалентной:

$$\delta_{экв} = \delta\,(d_1 + \delta)/d_1,$$

где δ, $\delta_{экв}$ — действительная и эквивалентная толщина стенки цилиндра; d_1 — внутренний диаметр цилиндра.

Последнее допущение вызвано тем обстоятельством, что решение уравнений теплопроводности Фурье в цилиндрических координатах приводит к громоздким выражениям, содержащим функции Бесселя и Хенкеля от чисто мнимого аргумента. Использование этих выражений в инженерных расчетах весьма трудоемко. При принятом допущении метод решения системы дифференциальных уравнений (5.10) аналогичен методу решения дифференциальных уравнений, характеризующих нестационарный процесс теплообмена в помещении. В результате решения второго и третьего уравнений системы (5.10) получаются выражения, устанавливающие динамическую связь между температурой в любой точке стенки трубопровода с температурой и скоростью омывающего теплоносителя и температурой окружающей трубопровод среды.

Аппроксимирующие передаточные функции изолированного трубопровода приведены в табл. 5.6.

Режимы работы изолированных трубопроводов характеризуются переменной температурой и скоростью теплоносителя. Изменение температуры и скорости теплоносителя вызывает изменение коэффициента теплоотдачи, который, в свою очередь, оказывает влияние на динамические свойства трубопроводов.

Влияние режимов работы изолированных трубопроводов на их динамические свойства проследим на примере изолированной трубы диаметром 0,5 м и длиной 1000 м со следующими теплотехническими параметрами стенки: $\delta = 0{,}0071$ м; $\lambda = 58$ Вт/(м·°С); $c = 0{,}48$ кДж/кг °С; $\gamma = 7850$ кг/м³ и изоляции $\delta = 0{,}12$ м; $\lambda = 0{,}16$ Вт/м·°С; $c = 0{,}84$ кДж/кг·°С; $\gamma = 400$ кг/м³.

Сравнение динамических параметров переходного процесса температуры внутренней поверхности металла труб при возмущениях по различным каналам возмущающих воздействий (табл. 5.7) показывает, что коэффициенты передачи при возму-

Таблица 5.6. **Аппроксимирующие передаточные функции изолированного трубопровода**

Передаточные функции	Коэффициенты передаточных функций
$W_{13}(p) = \frac{\Delta t_c(p)}{\Delta t_1'(p)} = (Kp^2 + Lp + M) \times \times \left[\alpha_1 + (t_1 - t_c)_0 \left(\frac{\partial \alpha_1}{\partial t_1}\right)_0\right] = \frac{}{Ap^3 + Bp^2 + Cp + D}$ (5.51)	$A = \frac{c_1\gamma_1\delta_1^3\delta_2^2}{12a_1a_2} + \frac{\delta_2^3\delta_1^3\alpha_н c_1\gamma_1}{36\lambda_2 a_1 a_2} + + \frac{\alpha_в c_2\gamma_2\delta_2^3\delta_1^3}{36\lambda_1 a_1 a_2} + \frac{c_2\gamma_2\delta_2^3\delta_1^2}{12a_1a_2};$ $B = \frac{c_1\gamma_1\delta_1^3}{6a_1} + \frac{(\alpha_в + \delta_н)\delta_1^2\delta_2^2}{4a_1a_2} + + \frac{\delta_1\delta_2^2 c_1\gamma_1}{2a_2} + \frac{\alpha_в\delta_н\delta_1^3\delta_2^2}{12\lambda_1 a_1 a_2} + + \frac{\alpha_н\delta_2\delta_1^3 c_1\gamma_1}{6\lambda_2 a_1} + \frac{\alpha_в c_2\gamma_2\delta_2\delta_1^3}{6\lambda_1 a_1} + + \frac{c_2\gamma_2\delta_2\delta_1^2}{2a_1} + \frac{\delta_2^3\delta_1 c_1\gamma_1\alpha_н}{6\lambda_2 a_2} + + \frac{\alpha_в\delta_1\delta_2^3 c_2\gamma_2}{6\lambda_1 a_2} + \frac{c_2\gamma_2\delta_2^3}{6a_2} + + \frac{\alpha_в\alpha_н\delta_2^3\delta_1^2}{12\lambda_2 a_1 a_2};$ $C = \frac{(\alpha_в + \alpha_н)\delta_1^2}{2a_1} + \delta_1 c_1\gamma_1 + + \frac{\alpha_в\alpha_н\delta_1^3}{6a_1\lambda_1} + \frac{(\alpha_в + \alpha_н)\delta_2^2}{2a_2} + + \frac{\alpha_в\alpha_н\delta_1\delta_2^2}{2\lambda_1 a_2} + \frac{\delta_2\delta_1\alpha_н c_1\gamma_1}{\lambda_2} + + \frac{\alpha_в\delta_1\delta_2 c_2\gamma_2}{\lambda_1} + c_2\gamma_2\delta_2 + + \frac{\alpha_в\alpha_н\delta_2\delta_1}{2\lambda_2 a_1} + \frac{\alpha_в\alpha_н\delta_2^3}{6\lambda_2 a_2};$ $D = \alpha_в + \alpha_н + \frac{\alpha_в\alpha_н\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\alpha_в\alpha_н\delta_2}{\lambda_2};$ $K = \frac{\alpha_в\alpha_н\delta_1^3\delta_2^2}{12\lambda_1 a_1 a_2} + \frac{\alpha_в\delta_1^3\delta_2 c_2\gamma_2}{6\lambda_1 a_1} + + \frac{\alpha_в\delta_1\delta_2^3 c_2\gamma_2}{6\lambda_1 a_2} + \frac{\alpha_в\alpha_н\delta_1^2\delta_2^3}{12\lambda_2 a_1 a_2} + + \frac{\alpha_в\delta_1^3\delta_2^2}{4a_1a_2};$
$W_{14}(p) = \frac{\Delta t_c(p)}{\Delta D_1(p)} = \frac{= (Kp^2 + Lp + M) \times}{\times (t_1 - t_c)_0 \left(\frac{\partial \alpha_1}{\partial D_1}\right)_0} \rightarrow$ $\rightarrow \frac{}{Ap^3 + Bp^2 + Cp + D}$ (5.52)	
$W_{15}(p) = \frac{\Delta t_c(p)}{\Delta t_{ок.\,ср}(p)} = \frac{R}{Ap^3 + Bp^2 + Cp + D}$ (5.53)	
$W_{16}(p) = \frac{\Delta t_1''(p)}{\Delta t_1'(p)} = e^{-a_1 p} \cdot e^{-a_2} \cdot \frac{T_1 p + T_2}{T_3 p + 1}$ (5.54)	
$W_{17}(p) = \frac{\Delta t_1''(p)}{\Delta D_1(p)} = \frac{a_3 W_{14}(p) - a_4}{a_1 p + a_2 - a_3 W_{13}(p)} [1 - W_{16}(p)]$ (5.55)	
$W_{18}(p) = \frac{\Delta t_1''(p)}{\Delta t_{ок.\,ср}(p)} = \frac{a_3 W_{15}(p)}{a_1 p + a_2 - a_3 W_{13}(p)} [1 - W_{16}(p)]$ (5.56)	

Передаточные функции	Коэффициенты передаточных функций
	$L = \frac{\alpha_в \alpha_н \delta_1^3}{6 a_1 \lambda_1} + \frac{\alpha_в \alpha_н \delta_1 \delta_2^2}{2 \lambda_1 a_2} + \frac{\alpha_в \delta_1 \delta_2 c_2 \gamma_2}{\lambda_1} + \frac{\alpha_н \alpha_в \delta_1^2 \delta_2}{2 \lambda_2 a_1} + \frac{\alpha_в \alpha_н \delta_2^3}{6 a_2 \lambda_2} + \frac{\alpha_в \delta_1^2}{2 a_1} + \frac{\alpha_в \delta_2^2}{2 a_2};$ $M = \alpha_в + \frac{\alpha_в \alpha_н \delta_1}{\lambda_1} + \frac{\alpha_в \alpha_н \delta_2}{\lambda_2};$ $T_2 = e \frac{a_3 M \left[\alpha_1 + (t_1 - t_c)_0 \left(\frac{\partial \alpha_1}{\partial t_1}\right)_0\right]}{D};$ $T_1 = T_3 = e \frac{C a_3 M \left[\alpha_1 + (t_1 - t_c)_0 \left(\frac{\partial \alpha_1}{\partial t_1}\right)_0 T_2\right.}{D^2 (T_1 - 1)};$ $a_1 = \frac{m}{D_{10}};$ $a_2 = \frac{\alpha_{10} F_1}{C D_{10}} \left[1 + \frac{(t_1 - t_c)_0}{\alpha_{10}} \left(\frac{\partial \alpha_1}{\partial t_1}\right)_0\right.;$ $a_3 = \frac{\alpha_{10} F_1}{C D_{10}};$ $a_4 = \frac{1}{C D_{10}} \left[cl \left(\frac{\partial t_1}{\partial x}\right)_0 + F_1 (t_1 - t_c)_0 \left(\frac{\partial \alpha_1}{\partial D_1}\right)_0\right];$ Для наземной прокладки и прокладки в каналах $R = \frac{\alpha_н}{\lambda_{нз}}.$ Для бесканальной прокладки $R = \frac{\lambda_{гр}}{\lambda_{нз}}$

Таблица 5.7. **Динамические параметры переходных процессов**

Канал воздействия	K	T, мин
Температура окружающего трубопровод воздуха (для подземной прокладки и прокладки в каналах)	0,000174	160
Температура окружающего трубопровод грунта (для бесканальной прокладки)	0,00029	140
Скорость теплоносителя	0,02 °С/(м/с)	0,2
Температура теплоносителя	0,999	0.2

щениях по температуре окружающей трубопровод среды и скорости теплоносителя настолько незначительны, что этими каналами воздействия при решении большинства практических задач можно пренебречь.

Величина постоянной времени кривой разгона температуры теплоносителя на выходе существенно меняется с изменением начальной скорости и сравнительно слабо зависит от начальной температуры теплоносителя. Величина коэффициента передачи не зависит от параметров теплоносителя и практически равна единице.

Например, изменение начальной скорости теплоносителя с 3 до 0,5 м/с приводит к увеличению постоянной времени кривой разгона более чем в 6 раз, а изменение начальной температуры теплоносителя со 150 до 30 °С — на 30 %.

При решении практических задач, связанных с учетом теплоинерционных свойств тепловой сети, расчет коэффициентов передаточных функций изолированных трубопроводов может производиться по средним (за отопительный сезон) значениям температур теплоносителя в подающих ($t_{ср} = 110$ °С) и обратных ($t_{ср} = 37$ °С) трубопроводах. При этом погрешность в определении величины постоянной времени не будет превышать 7 %.

К конструктивным особенностям, определяющим динамические свойства изолированных трубопроводов, относятся: толщина и материал изоляции; способ прокладки; диаметр и длина трубопровода.

Сравнение динамических характеристик трубопроводов с различными параметрами реальных теплоизоляционных конструкций показывает, что максимально возможное изменение величины постоянной времени не превышает 3 %, а величина коэффициента передачи во всех случаях практически равняется единице. Это объясняется незначительным различием теплотехнических характеристик теплоизоляционных материалов, применяемых в тепловых сетях.

При выявлении степени влияния способа прокладки трубопроводов (наземной, в каналах и бесканальной) на их дина-

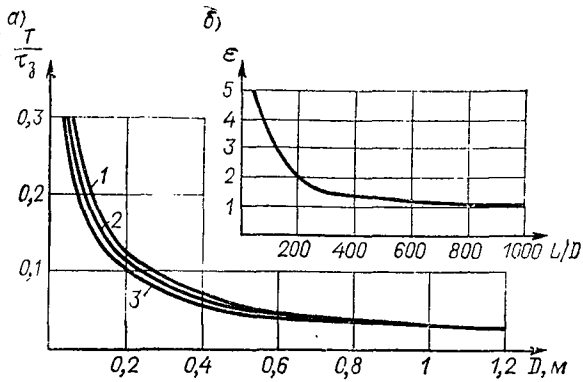


Рис. 5.7. Изменение отношения $T/\tau_з$ в зависимости от диаметра трубопровода и скорости теплоносителя

1 — $\omega = 1$ м/с; *2* — $\omega_0 = 2$ м/с; *3* — $\omega_0 = 3$ м/с

мические свойства не удалось обнаружить сколько-нибудь заметного изменения в кривых разгона. Это объясняется тем, что тепловой поток, формирующий температурное поле вокруг изолированного трубопровода, составляет незначительную долю от количества теплоты, содержащейся в трубопроводе (около 0,0001 %).

Наиболее существенное влияние на изменение динамических свойств изолированных трубопроводов оказывают геометрические размеры трубопроводов — диаметр и длина. Например, изменение диаметра трубопровода от 0,05 до 1,0 м приводит к увеличению постоянной времени кривой разгона более чем в 10 раз.

Анализируя характер изменения постоянной времени в зависимости от длины трубопровода и его диаметра, можно заметить, что при больших длинах трубопровода постоянная времени изменяется линейно. Уменьшение длины трубопровода, начиная с определенной для каждого диаметра точки, приводит к нелинейному закону изменения постоянной времени.

Многочисленные расчеты показали, что этот переход не зависит от отношения длины трубопровода к его диаметру и начинается при величине $L/d = 1000$.

Наиболее удобным критерием оценки динамических свойств изолированных трубопроводов является отношение постоянной времени к величине транспортного запаздывания. На рис. 5.7, *а* показан характер изменения этого отношения в зависимости от диаметра трубы при различных скоростях теплоносителя. Эти графики могут быть использованы для определения величины постоянной времени температуры теплоносителя на выходе трубопровода при известном диаметре и длине трубопровода, температуре и скорости теплоносителя.

Аналитическое выражение, аппроксимирующее приведенную графическую зависимость, имеет вид:

$$\frac{T}{\tau_з} = \frac{1}{25\sqrt[3]{D^2}}.$$

Нужно отметить, что приведенные графические и аналитическая зависимости строго справедливы только для отношений $L/D \geqslant 1000$; при меньших отношениях — $L/D \leqslant 1000$ определение величины постоянной времени будет сопровождаться некоторой погрешностью. На рис. 5.7, *б* приведен коэффициент ε, на который нужно умножить величину постоянной времени, определяемую по графикам (рис. 5.7) или формуле (5.57).

§ 5.4. Динамические характеристики систем отопления

Системы отопления представляют собой последовательно-параллельное соединение теплообменника смешения, отопительных приборов и трубопроводов. В большинстве случаев они являются замкнутыми системами и переменные режимы работы отопительных приборов и трубопроводов систем отопления находятся в тесной взаимосвязи, поэтому при исследовании нестационарных процессов теплообмена в системах отопления необходимо учитывать динамические свойства этих элементов по всем каналам связи.

Входными параметрами системы отопления являются температура и расход теплоносителя, температура воздуха в помещении, а выходными — количество выделяемой теплоты и температура теплоносителя на выходе.

При составлении исходных дифференциальных уравнений (5.11), (5.15) и их решении приняты следующие допущения:

теплофизические параметры воды, металла и воздуха не зависят от температуры;

температура воздуха по длине отопительного прибора одинакова;

градиент температур при теплопередаче теплопроводностью в радиальном и осевом направлениях в металле труб и потоке жидкости не учитывается;

зависимость коэффициента теплоотдачи от температуры и скорости теплоносителя линеаризована в зоне малых отклонений параметров от их значений в заданном равновесном режиме и учитывается выражением

$$\Delta\alpha = \left(\frac{\partial L_1}{\partial t_1}\right)_0 \Delta t_1 + \left(\frac{\partial L_1}{\partial D_1}\right)_0 \Delta D_1.$$

В результате решения дифференциальных уравнений (5.11), (5.15) методом интегрального преобразования Лапласа получены передаточные функции (табл. 5.8), устанавливающие динамическую связь между всеми входными и выходными параметрами. Аппроксимирующие передаточные функции, полученные методом линейных интегральных оценок, приведены в табл. 5.9. Передаточные функции теплообменников смешения не требуют аппроксимации, так как в результате точного ре-

шения получены дробно-рациональные выражения (5.57)—(5.60).

Режимы работы систем отопления характеризуются переменными температурой и скоростью теплоносителя. Характер течения жидкости зависит от типов систем отопления и отопительных приборов и может быть турбулентным или ламинарным. Турбулентное течение жидкости, например, имеет место в однотрубных системах отопления при применении в качестве отопительных приборов конвекторов. Динамические свойства отопительных приборов при турбулентном течении жидкости в зависимости от режима работы изменяются аналогично динамическим свойствам изолированных трубопроводов. Это можно объяснить тем, что изменение динамических свойств определяется величиной коэффициента теплоотдачи, который вычисляется по одной и той же формуле.

Пределы изменения динамических параметров отопительных приборов при ламинарном течении жидкости значительно меньше, чем при турбулентном режиме, так как величина коэффициента теплоотдачи сравнительно слабо зависит от температуры и скорости теплоносителя.

В качестве примера в табл. 5.10 приведены динамические параметры отопительного прибора при возмущении по температуре воды на входе для различных начальных значений температуры и скорости теплоносителя. Сравнение этих кривых показывает, что динамические свойства изменяются в зависимости от начальной скорости теплоносителя и практически не зависят от начальной температуры.

Так как физика процессов теплообмена, происходящих в разводящих трубопроводах систем отопления, аналогична физике процессов в отопительных приборах, то влияние режимов работы на их динамические свойства одинаково. Однако эта аналогия носит только качественный характер. Динамические параметры разводящих трубопроводов систем отопления существенно зависят от начальной скорости теплоносителя и практически не зависят от его начальной температуры. Для количественной оценки динамических параметров разводящих трубопроводов в табл. 5.11 приведены величины транспортного запаздывания, постоянной времени и коэффициента передачи стояка двухтрубной вертикальной системы отопления по участкам. Под участком стояка системы отопления понимается расстояние между центрами отопительных приборов по вертикали. Сопоставление динамических параметров участков стояка системы отопления показывает, что величина транспортного запаздывания и постоянной времени увеличивается с уменьшением скорости, а величина коэффициента передачи уменьшается.

Динамические параметры кривой разгона температуры теплоносителя на выходе стояка системы отопления (перед последним отопительным прибором по ходу теплоносителя) при воз-

Таблица 5.8. **Передаточные функции систем отопления по различным каналам воздействия**

Элементы систем отопления	Канал воздействия	Передаточная функция	Коэффициенты передаточных функций
Отопительные приборы и неизолированные трубопроводы	Температура теплоносителя на выходе по температуре теплоносителя на входе	$K_{19}(p) = e^{-A_1(p)}$ (5.57)	$A_1(p) = a_1 p_1 + a_2 - \frac{a_2 b_2}{b_1 p + b_2 + b_3}$
	То же, по расходу теплоносителя	$K_{20}(p) = \frac{A_2(p)}{A_1(p)}\,[1 - K_{19}(p)]$ (5.58)	$A_2(p) = \frac{a_2 b_4}{b_1 p + b_2 + b_3} - a_3$
			$A_3(p) = \frac{a_2 b_3}{b_1 p + b_2 + b_3}$
	То же, по температуре воздуха в помещении	$K_{21}(p) = \frac{A_3(p)}{A_1(p)}\,[1 - K_{19}(p)]$ (5.59)	$B_1(p) = \frac{b_2 b_3}{b_1 p + b_2 + b_3}$
			$B_2(p) = \frac{b_3 b_4}{b_1 p + b_2 + b_3}$
	Количество тепла, выделяемое отопительным прибором по температуре теплоносителя	$K_{22}(p) = B_1(p) \cdot e^{-A_1(p)}$ (5.60)	$B_3(p) = \frac{b_3^2}{b_1 p + b_2 + b_3} - b_3$
	То же, по расходу теплоносителя	$K_{23}(p) = B_2(p) \times \left\{1 + \frac{B_1(p) \cdot A_2(p)}{A_2(p) \cdot B_2(p)} \times \right.$ $\left. \times\,[1 - K_{19}(p)]\right\}$ (5.61)	$a_1 = \frac{m_1}{D_{10}}$ $a_2 = \frac{\alpha_{10} F_1}{c_1 D_{10}} \left[1 + \frac{(t_1 - t_c)_0}{\alpha_{10}} \left(\frac{\partial \alpha_1}{\partial t_1}\right)\right]$

	То же, по температуре воздуха в помещении	$K_{24}(p) = B_3(p) \times \times \left\{1 + \frac{B_1(p) \cdot A_3(p)}{A_1(p) \cdot B_3(p)} \times \times [1 - K_{19}(p)]\right.$ (5.62)	$a_3 = \frac{1}{c_1 D_{10}} \left[cl \left(\frac{\partial t_1}{\partial x}\right) + + F_1 (t_1 - t_c)_0 \left(\frac{\partial \alpha_1}{\partial D_1}\right)_0\right]$ $b_1 = c_c m_c; \quad b_3 = \alpha_2 F_2$ $b_2 = \alpha_1 F_1 + + F_1 (t - t_c)_0 \left(\frac{\partial \alpha_1}{\partial t_1}\right)_0$ $b_4 = F_1 (t - t_c)_0 \left(\frac{\partial \alpha_1}{\partial D_1}\right)_0$
Теплообменники смешивающего типа	Температура теплоносителя на выходе по температуре холодного теплоносителя	$K_{40}(p) = \frac{D_1}{D} \frac{a_1 p + 1}{ap + 1}$ (5.63)	$a_1 = \frac{m_c c_c}{\alpha_1 F_1}$
	То же, по расходу холодного теплоносителя	$K_{41}(p) = \frac{(t_1 - t)_0}{D_1} \frac{a_1 p + 1}{ap + 1}$ (5.64)	$a = a_1 + \frac{m_c c_c}{Dc}$
	То же, по температуре горячего теплоносителя	$K_{42}(p) = \frac{D_2}{D} \frac{a_1 p + 1}{ap + 1}$ (5.65)	
	То же, по расходу горячего теплоносителя	$K_{43}(p) = \frac{(t - t_2)_0}{D} \frac{a_1 p + 1}{ap + 1}$ (5.66)	

Таблица 5.9. **Аппроксимирующие передаточные функции систем отопления**

Передаточные функции	Коэффициенты передаточных функций
$W_{19}(p) = \dfrac{\Delta t_1''(p)}{\Delta t_1'(p)} =$ $= e^{-a_1 p} \cdot e^{-a_2} \dfrac{T_1 p + T_2}{T_3 p + 1}$ (5.67)	$T_1 = T_3 = \dfrac{a_2 b_2 b_1 T_2}{(b_2 + b_3)^2 (T_2 - 1)}$
$W_{20}(p) = \dfrac{\Delta t_1''(p)}{\Delta D_1(p)} =$ $= \dfrac{K(p)}{L(p)} [1 - W_{19}(p)]$ (5.68)	$T_2 = e \dfrac{a_2 b_2}{b_2 + b_3}$
$W_{21}(p) = \dfrac{\Delta t_1''(p)}{\Delta t_в(p)} =$ $= \dfrac{a_2 b_3}{L(p)} [1 - W_{19}(p)]$ (5.69)	$K(p) = a_3 b_1 p + a_2 b_4 + a_3 b_2$
$W_{22}(p) = \dfrac{\Delta Q_{ст}(p)}{\Delta t_1'(p)} = \dfrac{b_2 b_3}{M(p)} W_{19}(p)$ (5.70)	$L(p) = a_1 b_1 p + (a_1 b_2 + a_1 b_3 + a_2 b_1) p + a_2 b_3$
$W_{23}(p) = \dfrac{\Delta Q_{от}(p)}{\Delta D_1(p)} =$ $= \dfrac{b_3 b_4}{M(p)} \left[1 + \dfrac{b_2 b_3 K(p)}{b_3 b_4 L(p)}\right] [1 - W_{19}(p)]$ (5.71)	$M(p) = b_1 p + b_2 + b_3$
$W_{24}(p) = \dfrac{\Delta Q_{от}(p)}{\Delta t_в(p)} =$ $= -\dfrac{N(p)}{M(p)} \left[1 - \dfrac{b_2 b_3^2 \cdot a_2}{N(p) \cdot L(p)}\right] \times$ $\times [1 - W_{19}(p)]$ (5.72)	$N(p) = b_1 b_3 p + b_2 b_3$

Примечание. Значения коэффициентов a_1, a_2, a_3, b_1, b_2, b_3 приведены в табл. 5.8.

Таблица 5.10. **Динамические параметры чугунного радиатора М-140 в зависимости от режима работы**

°С	v, м/с	$\tau_з$, мин	T, мин	K
95	0,0016	6,5	5,5	0,86
95	0,0006	16,8	8	0,7
50	0,006	16,8	7,8	0,69

мущении по температуре на входе (перед первым отопительным прибором по ходу теплоносителя) могут быть получены путем последовательного соединения передаточных функций каждого участка. Для рассматриваемого примера динамические параметры всего стояка следующие: $\tau_з = 480$ с, $T = 360$ с, $K = 0{,}74$.

Конструктивными особенностями, определяющими динамические свойства систем отопления, являются:

тип отопительного прибора;

поверхность нагрева отопительного прибора;

диаметр трубопроводов систем отопления;

тип систем отопления.

Отопительные приборы разных типов отличаются металлоемкостью, скоростью теплоносителя, поверхностью нагрева, законом изменения температуры теплоносителя по длине трубопровода, т. е. всеми параметрами, которые входят в коэффициенты передаточных функций. Динамические свойства отопительных приборов разных типов рассмотрим на примере чугунного радиатора М-140 и конвектора 20-КП-1,5 с одинаковыми тепловыми нагрузками $Q = 1744$ Вт. Сравнение их динамических параметров по различным каналам воздействия (табл. 5.12) показывает, что наиболее существенно изменяется величина постоянной времени.

Таблица 5.11. **Динамические параметры участков стояка системы отопления при возмущении по температуре теплоносителя**

Номер участка по этажам здания	Скорость теплоносителя, м/с	Транспортное запаздывание, с	Постоянная времени, с	Коэффициент передачи
I	0,212	15	11,5	0,995
II	0,188	17,15	12,6	0,99
III	0,160	19,3	14,0	0,99
IV	0,142	22,45	16,1	0,985
V	0,118	27,0	19,1	0,98
VI	0,0945	33,8	23,2	0,975
VII	0,071	45,0	29,6	0,97
VIII	0,475	67,5	39,6	0,965
IX	0,0116	135,0	151,0	0,88

Таблица 5.12. **Значения динамических параметров по различным каналам воздействия радиатора М-140 и конвектора 20-КП-1,5**

Канал воздействия	М-140			20-КП-1,5		
	$\tau_з$, ч	K	T, ч	$\tau_з$, ч	K	T, ч
Температура теплоносителя на выходе по температуре теплоносителя на входе	0,26	0,68	0,142	0,01	0,81	0,023
То же, по расходу теплоносителя	0,00	0,51 $\frac{°C/кг}{ч}$	0,233	0,00	0,78 $\frac{°C/кг}{ч}$	0,031
Количество тепла, выделяемого отопительным прибором, по температуре теплоносителя	0,00	17,2 $\frac{Вт}{°C}$	0,315	0,00	22,6 $\frac{Вт}{°C}$	0,035
То же, по расходу теплоносителя	0,00	13,2 $\frac{Вт}{кг \cdot ч}$	0,100	0,00	21,3 $\frac{Вт}{кг \cdot ч}$	0,013

Для более металлоемкого чугунного радиатора величины постоянной времени практически на порядок выше, чем для конвектора.

Многочисленные расчеты позволили установить некоторую закономерность изменения динамических параметров отопительных приборов в зависимости от поверхности нагрева. На рис. 5.8, *а* в качестве примера показано изменение динамических параметров кривой разгона температуры теплоносителя на выходе при возмущении по температуре теплоносителя на входе для радиатора М-140 в зависимости от числа секций (при постоянном расходе теплоносителя через прибор). Характер изменения динамических параметров по остальным каналам воздействий аналогичен. Линейный закон изменения динамических параметров отопительного прибора в зависимости от числа секций позволяет легко определить величины K, $\tau_з$ и T для отопительного прибора, состоящего из любого числа секций при известных параметрах одной секции. Для этого необходимо определяемый динамический параметр одной секции умножить на тангенс угла наклона соответствующей прямой и на число секций. Нужно отметить, что тангенс угла наклона зависит от расхода теплоносителя через отопительный прибор.

На рис. 5.8, *б* показано изменение динамических параметров радиатора М-140 в зависимости от перепада температур теплоносителя. Приведенные графические зависимости позволяют определить динамические параметры радиатора М-140, состоящего из любого числа секций, при любом расходе теплоносителя по известному перепаду его температур.

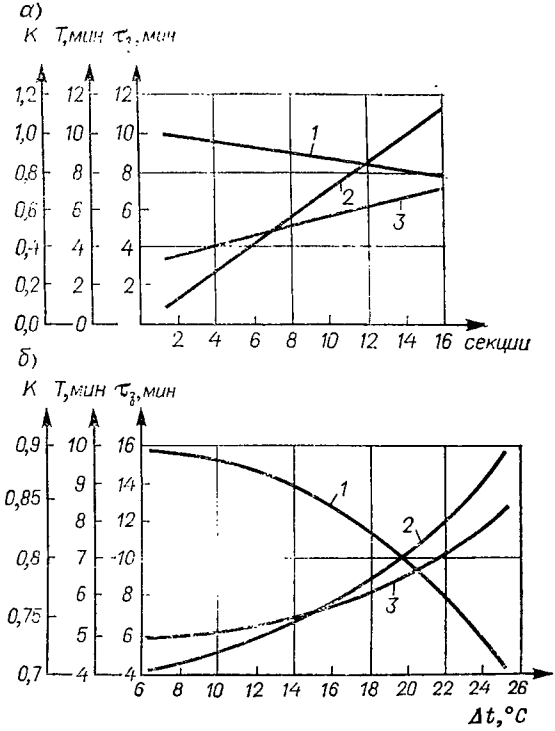


Рис. 5.8. Изменение динамических параметров радиатора М-140 в зависимости *а* — от числа секций (Δt=var, D=const): *1* — $K=f(n)$; *2* — $\tau_3=f(n)$; *3* — $T=f(n)$; *б* — от перепада температур теплоносителя (D — var; F — var). *1* — $K=f(\Delta t)$; *2* — $\tau_3=f(\Delta t)$; *3* — $T=f(\Delta t)$

Трубопроводы систем отопления по конструкции отличаются только поверхностью нагрева, которая зависит от диаметра трубы и ее длины. Характер изменения динамических параметров трубопроводов систем отопления различных длин и диаметров аналогичен характеру изменения динамических параметров отопительных приборов в зависимости от поверхности нагрева.

Динамические свойства системы отопления рассмотрим на примере двухтрубной системы отопления с нижней разводкой и однотрубной вертикальной системы с осевыми замыкающими участками и верхней разводкой. В качестве отопительных приборов рассмотрены чугунные радиаторы М-140. Расчетные параметры системы отопления соответствуют рядовой секции здания серии II-49П.

На первом этапе имеет смысл рассмотреть схему присоединения системы отопления без подмешивания обратной воды. Это позволит сделать вывод о динамических свойствах собственно системы отопления.

В табл. 5.13 приведены динамические параметры кривой разгона температуры теплоносителя в различных точках си-

Таблица 5.13. **Динамические параметры систем отопления при схеме присоединения без подмешивания обратной воды**

Тип системы отопления	Место определения переходного процесса	τ, мин	K	T, мин
Двухтрубная	Перед первым отопительным прибором по ходу теплоносителя	0,26	0,99	0,19
Однотрубная	То же	1,66	0,97	1,3
Двухтрубная	Перед последним отопительным прибором по ходу теплоносителя	8,0	0,74	67,0
Однотрубная	То же	10,0	0,68	18,0
Однотрубная	На выходе системы отопления	12,0	0,65	22,0
Двухтрубная	То же	16,0	0,55	16,0

стемы отопления при возмущении по температуре теплоносителя на абонентском вводе. При возмущении по расходу величина транспортного запаздывания будет равна нулю, а величина постоянной времени для каждой из рассматриваемых точек — соответствовать значениям, приведенным в табл. 5.13.

Анализ приведенных зависимостей показывает, что теплоинерционные свойства систем отопления вносят существенную поправку в закон изменения температуры теплоносителя перед отопительным прибором, что, в свою очередь, оказывает влияние на динамические свойства помещений по каналам регулирующих воздействий. Степень этого влияния зависит от типа системы отопления.

При применении двухтрубных систем отопления закон изменения температуры теплоносителя перед отопительным прибором определяется теплоинерционными свойствами только разводящих трубопроводов систем отопления, а при применении однотрубных систем отопления, кроме того, и типом отопительных приборов. Максимальную поправку к величине постоянной времени отапливаемого помещения по каналу регулирующего воздействия вносят однотрубные горизонтальные проточные системы. Изменение постоянной времени помещения здания серии II-49-А2 при применении даже таких малоинерционных отопительных приборов, как чугунный радиатор М-140, может составлять 10 % и более.

Присоединение систем отопления к тепловой сети через элеватор или насос приводит к увеличению времени переходного процесса температуры теплоносителя перед отопительными приборами за счет влияния изменяющейся температуры обратной воды. Величина постоянной времени кривой разгона увеличивается с увеличением коэффициента смешения и в пределе стремится к величине постоянной времени системы отопления с независимым присоединением ($u = \infty$). На рис. 5.9 в каче-

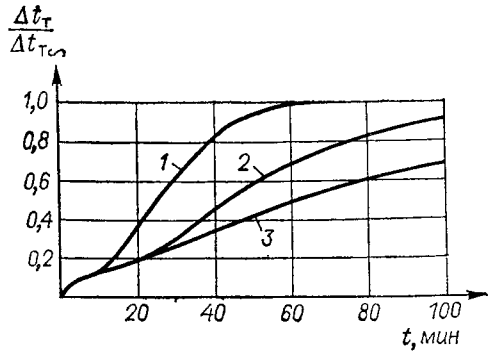


Рис. 5.9. Кривые разгона температуры теплоносителя перед последним отопительным прибором при возмущении по температуре сетевой воды на абонентском вводе

1 — система отопления присоединена без подмешивания ($u=0$) *2* — элеваторное или насосное при соединение системы отопления ($u=3$); *3* — независимая схема присоединения ($u=\infty$)

стве примера приведены разгонные кривые температуры теплоносителя перед последним отопительным прибором однотрубной системы отопления при различных схемах присоединения ($u = 0$, $u = 3$, $u = \infty$). Сопоставление этих кривых показывает, что при переходе от схемы присоединения без подмешивания к независимой схеме присоединения величина постоянной времени увеличивается в 3 раза.

§ 5.5. Динамические характеристики теплообменных аппаратов и котельных установок

С точки зрения исследования динамических характеристик применяемые в системах теплоснабжения теплообменные аппараты могут быть разделены на три группы.

В первой группе рассматривается движение по каналу одной жидкости, при этом тепловой поток вдоль повернхости нагрева считается заданным (радиационные поверхности нагрева котла). Ко второй группе относятся теплообменные устройства с постоянной по длине температурой греющего теплоносителя (пароводяные подогреватели), а к третьей — устройства с переменной по длине температурой греющего и нагреваемого теплоносителей (водоводяные подогреватели, калориферы, конвективные поверхности нагрева котла).

Теплообмен с однофазным потоком теплоносителя является одним из важнейших физических процессов в теплоэнергетике. Вопросы автоматизации тепловых энергетических объектов не могут быть успешно решены без исчерпывающих сведений о динамических особенностях теплообменных систем с однофазным потоком. Естественно, что интерес к проблемам нестационарного теплообмена рос прямо пропорционально внедрению автоматики в энергетику. Начиная с появления первых, основополагающих в этой области работ — П. Профоса и Я. Тахакаси за рубежом, А. А. Арманда и А. А. Таля в СССР — литература по динамике теплообмена неуклонно пополнялась, и сейчас библиография, посвященная этому вопросу, весьма внушительна. Едва ли есть

необходимость останавливаться на разборе отдельных работ, тем более что подход к решению задач в большинстве из них одинаков. Теплообменные устройства состоят, по крайней мере, из трех взаимосвязанных подсистем — двух движущихся теплоносителей и оболочки между ними, которая пропускает теплоту. Характер взаимодействия с окружающей средой зависит от свойств системы и задается в виде граничных условий. Каждая из рассматриваемых подсистем является трехмерной. Уравнения, описывающие динамику процесса, как правило, нелинейны, а аналитическое решение их в общем виде невозможно, поэтому для их решения вводятся упрощения, направленные на исключение отдельных связей, накладываемых уравнениями и краевыми условиями.

Общепринятыми, как показали экспериментальные исследования, и вполне оправданными для теплообменных аппаратов являются следующие упрощения: отказ от рассмотрения сопутствующих (перекрестных) процессов; пренебрежение членом, определяющим кинетическую энергию потока; замена механизма вязкого трения в уравнении движения эмпирической зависимостью, учитывающей сопротивление движению в каналах.

Дальнейшим упрощением уравнений, принятым подавляющим большинством авторов, является отказ от рассмотрения реальной трехмерности потока. Движение и теплоносителя, и охлаждаемой среды принимается как одномерное. При этом жидкости рассматриваются как гомогенные. Единственная из пространственных координат ориентирована в направлении движения центра масс жидкости.

Подробный анализ работ, посвященных исследованию нестационарных процессов теплообмена, выполнен Е. П. Серовым и Б. П. Корольковым.

При проведении аналитического исследования динамики рассматриваемых элементов системы теплоснабжения, на наш взгляд, целесообразно использовать результаты математического описания динамических свойств, предложенных А. А. Талем, Б. П. Корольковым, В. М. Рущинским.

При выводе передаточных функций радиационных теплообменных устройств с независимым обогревом (5.12) предполагается, что:

тепловой поток по длине участка постоянен;

в переходном режиме изменение давления рабочей среды и ее массовый расход постоянны по длине;

температура металла по радиусу трубы постоянна;

теплосодержание среды является линейной функцией температуры и давления на участке.

Как видно из структурной схемы теплообменного устройства с независимым обогревом, приведенной на рис. 5. 10, входными параметрами являются температура (t'_1) и расход (D_1) среды

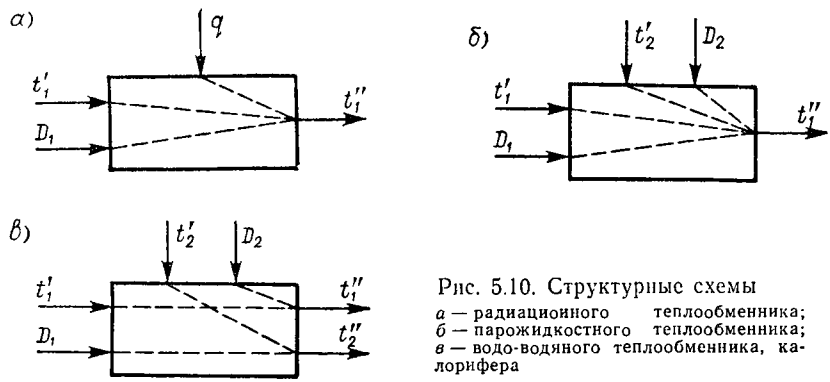


Рис. 5.10. Структурные схемы
а — радиационного теплообменника; *б* — парожидкостного теплообменника; *в* — водо-водяного теплообменника, калорифера

на входе в участок, подвод теплоты к поверхности нагрева (q), а выходной — температура среды на выходе из участка (t_1'').

Передаточные функции по всем каналам связи, полученные в результате решения системы дифференциальных уравнений (5.12), приведены в табл. 5.14.

Допущения, принимаемые при написании исходных уравнений (5.13) и их решений, аналогичны допущениям, принимаемым для радиационных теплообменников. Входными параметрами парожидкостных теплообменников (рис. 5.10) являются температура (t_2') и расход (D_2) греющего теплоносителя, температура (t_1') и расход (D_1) нагреваемого теплоносителя на входе в теплообменник, а выходным — температура нагреваемого теплоносителя на выходе из теплообменника (t_1''). Результаты решения сведены в табл. 5.14.

Анализ общего случая обмена теплотой между двумя потоками значительно сложнее, чем для частных случаев независимого обогрева и обогрева при постоянном значении температуры одной из жидкостей. Даже без учета (как это делается в большинстве работ) влияния теплоемкости кожуха и потерь тепла через него решению, при условии несжимаемости обеих жидкостей, подлежит система трех дифференциальных уравнений в частных производных.

Для случая теплоемкой разделяющей стенки ($\lambda_{\text{поп}} = \infty$, $\lambda_{\text{прод}} = 0$) решение удается получить только в области изображений по Лапласу. Дж. Ризика рассматривал теплообмен между двумя потоками газа и упростил задачу отказом от учета эффекта аккумуляции тепла в газах. Его передаточные функции хотя и проще, чем получаемые в общем случае, но все же переход от них к временным характеристикам затруднителен.

Переходная характеристика является наиболее желательным итогом решения исходной системы дифференциальных уравнений, поэтому, стремясь получить временные зависимости для теплообменников типа «Труба в трубе», многие авторы делают

Таблица 5.14. **Передаточные функции теплообменных аппаратов и котельных установок**

Элемент системы	Канал воздействия	Передаточные функции	Коэффициенты передаточных функций
Радиационные поверхности нагрева котла	Температура теплоносителя на выходе по температуре теплоносителя на входе	$W_{25}(p)=\frac{\Delta t_1''(p)}{\Delta t_1'(p)}=e^{-a_1 p}\cdot e^{a_3}\times$ $\times\frac{T_1 p+T_2}{T_3 p+1}$ (5.73)	$a_1=\frac{m_1}{D_1}$; $a_2=\frac{m_c\cdot c_c}{D_1\cdot c_1}$; $a_3=\frac{m_c c_c}{\alpha_1 F_1}$;
	То же, по тепловому потоку	$W_{26}(p)=\frac{\Delta t_1''(p)}{\Delta q(p)}=$ $=\frac{b_1}{a_4 p+1}[1-W_{25}(p)]$ (5.74)	$a_4=\frac{m_c c_c m_1 c_1}{(m_c c_c+m_1 c_1)\alpha_1 F_1}$; $b_1=\frac{F_2}{m_c c_c+m_1 c_1}$;
	То же, по расходу теплоносителя	$W_{27}(p)=\frac{\Delta t_1''(p)}{\Delta D_1(p)}=$ $=-b_2\frac{0{,}2a_3 p+1}{a_4 p^2+p}\times$ $\times[1-W_{25}(p)]$ (5.75)	$b_2=\frac{(t_2-t_1)_0 m_c}{m_c c_c+m_1 c_1}$; $T_1=T_3=\frac{a_3 a_4 T_2}{T_2-1}$; $T_2=e^{a_3}$
Пароводяные подогреватели	Температура теплоносителя на выходе по температуре теплоносителя на входе	$W_{28}(p)=\frac{\Delta t_1''(p)}{\Delta t_1'(p)}=e^{-a_1 p}\times$ $\times e^{-a_2}\frac{T_1 p+T_2}{T_3 p+1}$ (5.76)	$a_1=\frac{m_1}{D_{10}}$; $a_2=\frac{\alpha_1 F_1}{c_1 D_1}$; $a_3=\frac{a_1\alpha_1 F_1}{1+\alpha_2 F_2}$;
	То же, по температуре греющего теплоносителя	$W_{29}(p)=\frac{\Delta t_1''(p)}{\Delta t_2(p)}=$	$a_4=\frac{m_c c_c}{\alpha_1 F_1+\alpha_2 F_2}$; $b_1=\frac{m_1 c_1 m_c c_c}{\alpha_1^2 F_1^2}$;

	То же, по расходу теплоносителя	$= \frac{b_3}{b_1 p^2 + b_2 p + b_3} \times$ $\times [1 - W_{28}(p)]$ (5.77) $W_{30}(p) = \frac{\Delta t_1''(p)}{\Delta D_1(p)} =$ $= \frac{b_4(1 + b_5 p)}{b_1 p^2 + b_2 p + b_3} \times$ $\times [1 - W_{28}(p)]$ (5.78)	$b_2 = \frac{1}{\alpha_1 F_1}\left(m_c c_c + m_1 c_1 + + m_1 c_1 \frac{\alpha_2 F_2}{\alpha_1 F_1}\right)$; $b_3 = \frac{\alpha_2 F_2}{\alpha_1 F_1}$; $b_4 = -\frac{D_1 c_1 l}{\alpha_1 F_1 D_2} \frac{\partial t_1}{\partial x} \times$ $\times \left(1 + 0{,}8 \frac{\alpha_2 F_2}{\alpha_1 F_1}\right)$; $b_5 = \frac{0{,}8 \frac{m_c c_c}{\alpha_1 F_1}}{\left(1 + 0{,}8 \frac{\alpha_2 F_2}{\alpha_1 F_1}\right)}$; $b_6 = 0{,}2 \frac{c_1 D_1 l}{\alpha_1 F_1 D_2} \cdot \frac{\partial t_1}{\partial x}$; $T_1 = T_3 = \frac{a_3 \cdot a_4 T_2}{T_2 - 1}$; $T_2 = e^{a_3}$
	То же, по расходу греющего теплоносителя	$W_{31}(p) = \frac{\Delta t_1''(p)}{\Delta D_2(p)} =$ $= \frac{b_5}{b_1 p^2 + b_2 p + b_3} \times$ $\times [1 - W_{28}(p)]$ (5.79)	
Водоводяные подогреватели, калориферы, конвективные поверхности нагрева котла	Температура нагреваемой среды по температуре на выходе	$W_{32}(p) =$ $= \frac{B_1 p^2 + B_2 p + B_3}{A_1 p^3 + A_2 p^2 + A_3 p + A_4}$ (5.80)	$A_1 = a_4 \cdot a_5 \cdot a_6$; $A_2 = a_3 \cdot a_4 a_5 +$ $+ [a_5(1 + a_2) + a_1 a_4 + a_4] a_6 a_4$

Продолжение табл. 5.14

Элемент системы	Канал воздействия	Передаточные функции	Коэффициенты передаточных функций
Водоводяные подогреватели, калориферы, конвективные поверхности нагрева котла	Температура нагреваемой среды по температуре греющего теплоносителя	$W_{33}(p) = \frac{R_c a_5}{A_1 p^3 + A_2 p^2 + A_3 p + A_4}$ (5.81)	$A_3 = [a_5(1+a_2) + a_1 a_4 + a_4]a_3 + [a_1(1+a_2)+a_2]a_6 + 2a_5 + a_4 + a_1 + a_4;$ $A_4 = [a_1(1+a_2)+a_2]a_3 + a_1$
	То же, по расходу нагреваемой среды	$W_{34}(p) = -\frac{t_1'' - t_1'}{D_{10}} K_{32}(p)$ (5.82)	$B_1 = a_1 a_4 a_6;$
	То же, по расходу греющего теплоносителя	$W_{35}(p) = \frac{t_{32}'' - t_2'}{D_{20}} K_{33}(p)$ (5.83)	$B_2 = a_1[a_6(1+a_2) + a_4 a_3 + a_4];$ $B_3 = a_1[a_3(1+a_2)+1]$
	Температура греющего теплоносителя на выходе по температуре на входе	$W_{36}(p) = \frac{c_1 p + c_2 p + c_3}{A_1 p^3 + A_2 p^2 + A_3 p + A_4}$ (5.84)	$c_1 = a_3 a_4 a_5;$ $c_2 = a_3[a_5(1+a_2) + a_1 a_4 + a_4];$ $c_3 = a_5[a_1(1+a_2)+a_3];$
	То же, по температуре нагреваемой среды	$W_{37}(p) = \frac{a_5}{R_м a_6} K_{33}(p)$ (5.85)	$a_1 = \frac{D_{10} c_1}{\alpha_{10} F_1};$ $a_2 = \frac{\alpha_2 F_2}{\alpha_{10} F_1};$
	То же, по расходу греющего теплоносителя	$W_{38}(p) = \frac{t_2'' - t_2'}{D_{20}} K_{36}(p)$ (5.86)	$a_3 = \frac{D_{20} c_2}{\alpha_{20} F_2};$ $a_4 = \frac{m_c c_c}{\alpha_{10} F_1};$
	То же, по расходу нагреваемой среды	$W_{39}(p) = -\frac{t_1'' - t_1'}{D_{10}} K_{37}(p)$ (5.87)	$a_5 = \frac{m_1 c_1}{\alpha_{10} F_1};$ $a_6 = \frac{m_2 c_2}{\alpha_{20} F_2}$

различные упрощающие предпосылки. Наиболее часто встречается отказ от учета влияния на переходный процесс тепловой аккумуляции в разделяющей стенке. Введение такого рода упрощающих предпосылок существенно сказывается на точности получаемых результатов.

Сопоставление результатов аналитического исследования распределенной и сосредоточенной модели теплообменника типа «Труба в трубе» показывает, что точность результатов решения для распределенной модели при принимаемых упрощениях не превышает точности результатов решения для сосредоточенной модели. Поэтому при аналитическом исследовании динамики водоводяных теплообменников и калориферов они считались сосредоточенными по длине. Это существенно упрощает процесс получения передаточных функций и дальнейшее их использование.

Для этого случая принимаются следующие допущения:

температура металла труб по радиусу постоянна;

теплообмен между наружной стенкой и окружающей средой отсутствует;

теплосодержание среды является линейной функцией температуры;

давление среды в стационарном и нестационарном режимах постоянно.

Входными параметрами (см. рис. 5.10.) являются температуры (t'_1, t'_2) и расходы (D_1, D_2) теплоносителей на входе в теплообменное устройство, а выходными — температуры теплоносителей на выходе (t''_1, t''_2). Результаты решения систем дифференциальных уравнений (5.14.) приведены в табл. 5.14.

§ 5.6. Динамические свойства совокупностей элементов систем теплоснабжения

Основные задачи качественного экономичного теплоснабжения, требующие для своего решения знания динамических свойств, по своему характеру могут быть подразделены на две группы.

К первой группе относятся задачи, связанные с автоматизацией процессов отпуска теплоты (центральное, групповое местное позонное, индивидуальное регулирование, регулирование температуры воды на горячее водоснабжение и др.).

Ко второй группе относятся задачи, связанные с режимными расчетами:

температурный режим помещений при аварийных ситуациях в системе теплоснабжения;

программный отпуск теплоты;

возможность участия ТЭЦ в покрытии пиковых электрических нагрузок;

режимы отпуска теплоты от ТЭЦ и районных котельных;

влияние работы установок горячего водоснабжения и вентиляции на температурный режим в отапливаемых помещениях и др.

Нужно отметить, что все перечисленные задачи являются составной частью наиболее общей задачи — создание автоматизированной системы управления теплоснабжением.

Независимо от характера решаемой задачи исследованию подвергается в первую очередь вопрос о влиянии тех или иных мероприятий по системе теплоснабжения на температурный режим в отапливаемых помещениях.

Анализ структурной схемы (см. рис. 5.2) показал, что практически все возмущения, действующие на систему теплоснабжения, оказывают влияние на закон изменения теплопотерь (теплопоступлений). Степень этого влияния зависит от возмущающего фактора, места приложения возмущения и схемного решения того или иного участка системы.

Основными узловыми точками системы теплоснабжения, в которых при возмущающих воздействиях происходит, а при управляющих воздействиях может и должно происходить изменение параметров теплоносителя, являются: трубопровод перед отопительным прибором, абонентский ввод, тепловой пункт, ТЭЦ или котельная.

Таким образом, для решения поставленных выше задач необходимо знание динамических свойств изменения температуры воздуха в помещении по различным каналам возмущающих и управляющих воздействий системы теплоснабжения.

Целью настоящего параграфа является выявление влияния теплоинерционных свойств различных элементов системы теплоснабжения на температурный режим в отапливаемых помещениях. Количественную оценку этого влияния рассмотрим на примере трех различных помещений: трехкомнатных квартир рядовой и торцевой секции среднего этажа здания II-49П, помещения здания II-49-А2.

Динамические характеристики совокупностей элементов системы теплоснабжения определяются для скачкообразного изменения во времени возмущающего сигнала (температуры наружного воздуха, скорости ветра, интенсивности солнечного облучения бытовых тепловыделений, температуры и расхода теплоносителя в различных точках системы теплоснабжения). Это позволяет сравнивать динамические параметры разгонных кривых между собой.

Динамические свойства совокупности элементов помещение — отопительный прибор рассмотрим на примере перечисленных выше помещений и конвектора, чугунного радиатора, бетонной отопительной панели в различных сочетаниях. Сравнение разгонных характеристик (рис. 5.11) температуры воздуха в различных помещениях при возмущениях по скорости ветра v, бытовым тепловыделением $Q_{быт}$, температуре $t_т$ и расходе тепло-

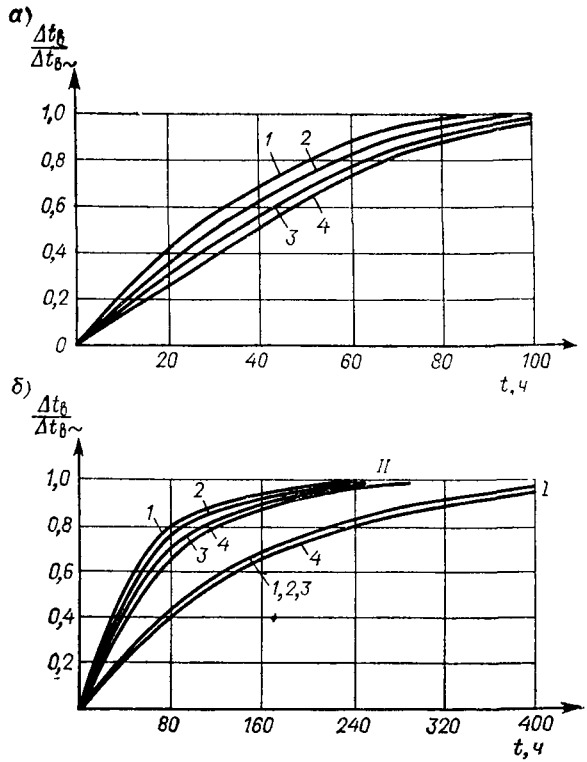


Рис. 5.11. Разгонные кривые температуры воздуха в помещении по различным каналам возмущающих воздействий

а — помещение здания типа II-49-А2; б — квартиры здания типа II-49П; *I* — рядовой секции; *II* — торцевой секции; *1* — при возмущениях $Q_{быт}$, I, $t_т$, D (при применении конвекторов радиаторов); *2* — при возмущениях $t_т$, D (при применении бетонных отопительных панелей); *3* — при возмущении v; *4* — при возмущении $t_н$

носителя D при применении малоинерционных отопительных приборов показывает, что они отличаются только коэффициентами передачи, а значения постоянной времени одинаково и равно постоянной времени кривой разгона собственно помещения (кривые *1*).

Это совпадение можно объяснить тем, что доля теплопотерь через теплоемкие ограждения при возмущении скоростью ветра несоизмеримо мала по сравнению с долей теплопотерь через нетеплоемкие ограждения, а теплоинерционные свойства чугунного радиатора и конвектора несоизмеримо малы по сравнению с теплоинерционными свойствами рассматриваемых помещений.

Различие в переходных характеристиках наблюдается при возмущении по температуре наружного воздуха $t_н$ (кривые *4*), интенсивности солнечного облучения I (кривые *3*), температуре и расходе теплоносителя при применении инерционных отопи-

тельных приборов (кривые *2*). Это различие объясняется теплоинерционными свойствами наружных, а для возмущения по интенсивности солнечного облучения и внутренних теплоемких ограждений, отопительных приборов и увеличивается с увеличением отношения площади наружных теплоемких ограждений к площади окон, с увеличением теплоинерционных свойств ограждающих конструкций и отопительных приборов и с уменьшением теплоинерционных свойств всего помещения. Так, постоянная времени кривой разгона температуры воздуха в помещении здания II-49-А2 при возмущении по температуре наружного воздуха увеличивается на 30 %, при возмущении по интенсивности солнечного облучения — на 22 %, а при возмущении по температуре и скорости теплоносителя — на 12 % по сравнению с постоянной времени кривой разгона собственно помещения.

В рассматриваемых примерах коэффициенты передаточных функций рассчитаны для значения температуры наружного воздуха +10 °С. Как уже отмечалось, динамические параметры помещения по различным каналам воздействий изменяются в течение отопительного сезона. В табл. 5.15 в качестве примера приведены значения динамических параметров по различным каналам воздействий при различных начальных метеорологических условиях для трехкомнатной квартиры восьмого этажа ря-

Таблица 5.15. Изменение динамических параметров помещения в течение отопительного сезона

Возмущение	Динамические параметры	Температура наружного воздуха $t_н$, °С				
		+10	0	−10	−20	−26
Скорость ветра	K, °С/(м/с)	0,885	1,62	2,56	4,05	5,1
	T, ч	140	154	168	194	215
Температура наружного воздуха	K	1,08	1,19	1,335	1,55	1,67
	T, ч	152	166	180	206	227
Интенсивность солнечного облучения	K, °С/(Вт/м²)	0,0069	0,0086	0,0086	0,01	0,01
	T, ч	146	160	174	200	221
Бытовые тепловыделения	K, °С/Вт	0,0135	0,0149	0,0167	0,020	0,021
	T, ч	140	154	168	194	215
Температура теплоносителя	K	0,27	0,297	0,333	0,379	0,42
	T, ч	144	158	172	198	219
Расход теплоносителя	K, °С/(кг/ч)	0,0785	0,173	0,31	0,5	0,61
	T, ч	144	158	172	198	219

довой секции здания серии II-49П. Нужно отметить, что статическая характеристика по регулирующему воздействию расходом теплоносителя через отопительный прибор линеаризована в зоне расчетного расхода при отклонениях $\pm 0{,}3D_{\text{расч}}$.

Сопоставление данных табл. 5.15 показывает, что соотношение между динамическими параметрами помещения по разным каналам воздействия при различных метеорологических условиях остается неизменным.

При изменении параметров теплоносителя на абонентском вводе, тепловом пункте, ТЭЦ или котельной в формировании закона теплопоступлений участвуют соответственно системы отопления, внутриквартальные и магистральные тепловые сети.

Как уже отмечалось в § 5.4, системы отопления могут увеличивать постоянную времени переходного процесса температуры воздуха в помещении при изменении температуры теплоносителя на абонентском вводе на 10 % и более в зависимости от типа системы отопления.

Теплоинерционные свойства трубопроводов систем теплоснабжения проявляются только при изменении температуры теплоносителя и зависят от длины и диаметра труб. На рис. 5.12 приведены переходные процессы температуры воздуха в помещении при изменении температуры теплоносителя на центральном тепловом пункте и на ТЭЦ. Как видно, величины транспортного запаздывания и постоянной времени изменяются в значительных пределах под влиянием теплоинерционных свойств трубопроводов.

До настоящего времени рассматривались переходные процессы температуры воздуха в отапливаемых помещениях при однократном ступенчатом изменении возмущающего сигнала. Интерес представляют переходные процессы при реальных возмущающих воздействиях. В качестве примера рассмотрим влияние переменных режимов работы установок горячего водоснабжения на изменение температуры воздуха в отапливаемых помещениях.

Неравномерность расхода теплоты на отопление в течение суток, вызванная влиянием переменных режимов работы установок горячего водоснабжения, зависит от типа системы теплоснабжения (открытая, закрытая), характера тепловой нагрузки, схемы теплового ввода, его автоматизации, режима отпуска теплоты и наличия аккумуляторов. Все эти факторы учитываются при расчете параметров теплоносителя, подаваемого на тепловой пункт. Одним из основных требований, предъявляемых к этим расчетам, является равенство фактического количества теплоты на отопление за сутки расчетному. При этом допускается отклонение от расчетных расходов теплоты в отдельные периоды суток. Характер изменения теплопоступлений определяется суточной неравномерностью нагрузки горячего водоснабжения. Для жилых районов г. Москвы может быть использован

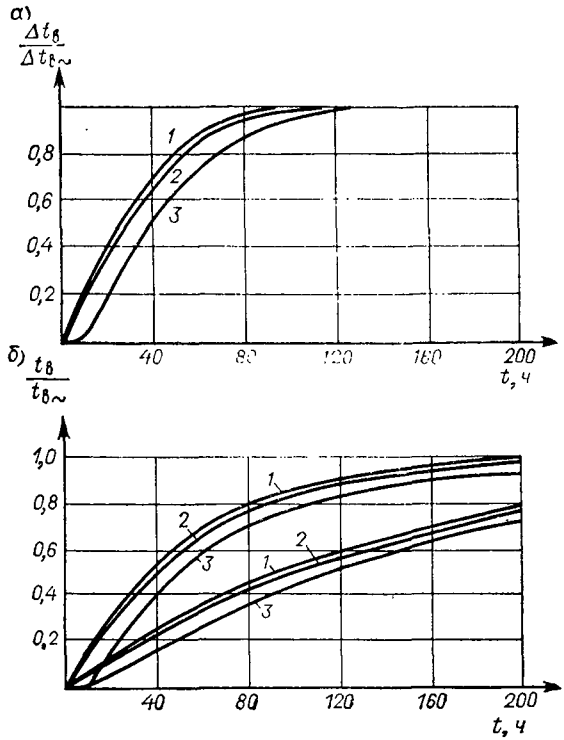


Рис. 5.12. Кривые разгона температуры воздуха в помещениях при возмущении по температуре теплоносителя

а — помещение здания II-49-А3; *б* — трехкомнатные квартиры торцевой и рядовой секций здания II-49П; *1* — перед отопительным прибором; *2* — на тепловом пункте; *3* — на ТЭЦ

следующий график расхода теплоты на горячее водоснабжение: 6ч — 0, 10ч — $Q_I^{ср}$, 4ч — $1{,}3Q_I^{ср}$, 4ч — $2{,}2Q_I^{ср}$. Периодичность изменения теплопоступлений в здания будет аналогична. Величина отклонения расхода теплоты на отопление от расчетного определяется конструкцией и схемой теплофикационного ввода.

На рис. 5.13 показано изменение температуры воздуха в трехкомнатной квартире торцевой секции верхнего этажа здания серии II-49П при двухступенчатой последовательной схеме присоединения системы горячего водоснабжения. При соответствии расчетного графика температур теплоносителя требуемому (в рассматриваемом примере принимался повышенный график температур, рассчитанный для $\rho = 0{,}3$) и высокой наружной температуре изменение температуры воздуха в помещении не превышает 0,35 °С. При низких наружных температурах изменения температуры воздуха в отапливаемых помещениях увеличи-

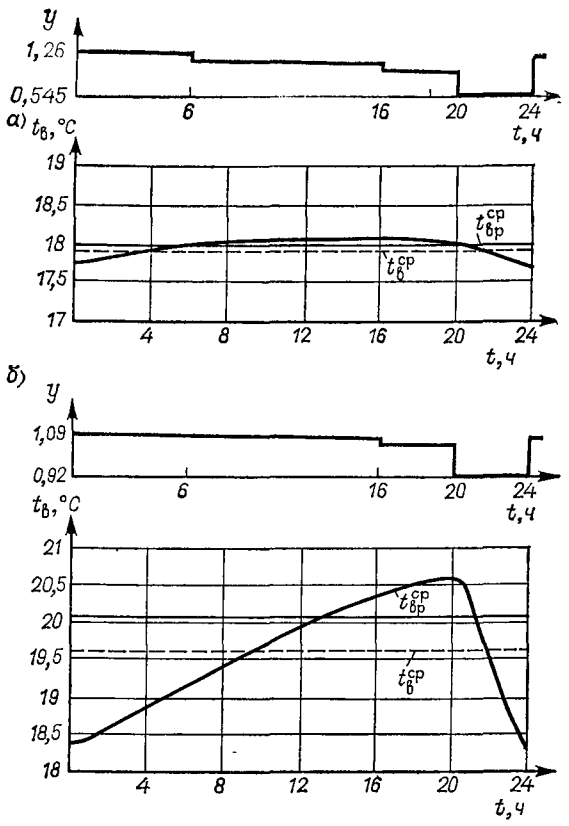


Рис. 5.13. Изменение температуры воздуха в помещении под влиянием переменных режимов работы установки горячего водоснабжения

а — ρ=0,3, $t_н$=0 °С; *б* — ρ=0,4, $t_н$= —26° С; *y* — отношение фактического расхода тепла на отопление к требуемому расходу

ваются и могут составлять значительную величину. В рассматриваемом примере максимальное изменение температуры воздуха составляет 2,3 °С. Нужно отметить, что средняя температура воздуха в помещении, рассчитанная по формулам статики ($t_{в.р}^{ср.}$), отличается от действительной средней (среднеинтегральной) температуры ($t_в^{ср.}$). Это различие увеличивается с увеличением амплитуды колебаний температуры воздуха в помещении.

Результаты исследований показывают, что скорость изменения температуры воздуха в отапливаемых помещениях при изменении параметров теплоносителя определяется теплоинерционными свойствами как собственно помещения, так и элементов систем теплоснабжения, расположенных по тракту пере-

дачи теплоносителя от места приложения воздействия до рассматриваемого помещения. Наиболее безынерционным управляющим (возмущающим) воздействием является изменение расхода теплоносителя, так как при этом воздействии отсутствует транспортное запаздывание, а изолированные трубопроводы не участвуют в формировании закона теплопоступлений в помещения.

При решении практических задач степень влияния теплоинерционных свойств элементов системы теплоснабжения на температурный режим в отапливаемых помещениях может приближенно оцениваться отношением суммы динамических параметров (постоянной времени и транспортного запаздывания) кривой разгона теплопоступлений к величине постоянной времени собственно помещения. Пренебрежение теплоинерционными свойствами отдельных элементов системы или их совокупностей по тракту передачи теплоносителя при величине отношения меньше 0,03 приводит к погрешности в определении величины постоянной времени, не превышающей 5 %.

Теплоинерционные свойства наружных нетеплоемких ограждений, водо-водяных и парожидкостных теплообменников, водогрейных котлов и узлов смешения несоизмеримо малы по сравнению с остальными элементами. Поэтому при расчете динамических параметров совокупностей элементов системы теплоснабжения они могут учитываться только своими коэффициентами передачи. Однако при решении вопросов автоматизации, когда эти элементы охватываются обратной связью или их передаточные функции закладываются в модель (для окон), необходимо учитывать все динамические параметры.

Как уже отмечалось, одной из основных задач, для решения которой необходимо располагать знанием динамических свойств объекта, является анализ и синтез систем автоматического регулирования. Процесс построения систем автоматического регулирования предполагает выбор информационной схемы системы, определение закона формирования регулятором регулирующих воздействий и расчет параметров настройки регулятора с целью обеспечения требуемого качества процесса регулирования (максимальное отклонение регулируемой величины, время регулирования, остаточное отклонение регулируемой величины, колебательность процесса).

Методы анализа и синтеза систем автоматического регулирования широко освещены в отечественной литературе. При этом наибольшее практическое применение получили частотные методы анализа динамических свойств систем регулирования [58].

Глава VI

МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ УПРАВЛЕНИЯ РЕЖИМАМИ РАБОТЫ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

§ 6.1. Математическое моделирование в системах теплоснабжения

В предыдущей главе приведены методы и результаты математического анализа динамических характеристик системы централизованного теплоснабжения. Сущность примененного в ней подхода состоит в том, что СЦТ рассматривается как совокупность различного рода теплообменных устройств, функционально объединенных в единую систему генерации, транспорта, распределения и потребления теплоты. Указанные теплообменные устройства различаются по характеру входных и выходных воздействий, видам теплоносителя и конструктивному исполнению.

Рассмотрение элементов системы как теплообменных устройств с распределенными параметрами позволило получить дифференциальные уравнения, описывающие процессы нестационарного теплообмена в этих системах.

Дальнейший процесс изучения динамических свойств элементов системы сводится к интегрированию указанных уравнений с использованием преобразования Лапласа и аппроксимации полученных выражений более простыми дробно-рациональными функциями.

Для составления математической модели системы теплоснабжения в целом используются известные из теории линейных систем автоматического регулирования правила сложения и умножения передаточных функций соответственно параллельных и последовательно включенных звеньев и др.

С целью упрощения структуры математической модели применяются известные методы эквивалентирования гидравлических цепей.

Количественная оценка нестационарных режимов в системе достигается путем решения полученных уравнений на ЭВМ для различных вариантов конструкций элементов и схем тепловых сетей.

Адекватность математической модели системы (или ее отдельных элементов) устанавливается путем проведения экспериментальных исследований и сопоставления их материалов с результатами аналитических расчетов, выполненных для конкретных условий проведения эксперимента.

Оценивая рассмотренный выше методический подход, нельзя не отметить его ограниченные возможности из-за отсутствия учета стохастического характера процессов, протекающих в системах централизованного теплоснабжения.

Кроме того, надо иметь в виду, что сколько-нибудь полный учет при аналитическом описании системы многообразия действующих на нее возмущений, свойств распределенности параметров ее звеньев, сложной иерархии построения неизбежно приводит к чрезмерному усложнению модели.

При этом сложность решения систем дифференциальных уравнений, составляющих основу такой модели, никак не оправдывается для условий оперативного управления ввиду недостаточной полноты и точности исходной информации.

Для построения математической модели функционирования СЦТ применяется также вероятностно-статистический подход, сущность которого вкратце сводится к следующему.

После предварительного выбора факторов, определяющих состояние системы при ее нормальной эксплуатации, проводится пассивный эксперимент, предусматривающий непрерывное измерение значений этих факторов в течение определенного периода времени, разделенного на два этапа.

Путем соответствующей статистической обработки данных, полученных за первый этап наблюдений, находятся уравнения множественной регрессии, устанавливающие зависимость управляющих воздействий от возмущений и времени при заданном характере изменения регулируемых величин.

Адекватность математической модели проверяется на втором этапе эксперимента сопоставлением прогнозируемых значений параметров (определенных из указанных уравнений) с фактически измеренными величинами.

При всех положительных качествах рассмотренного выше вероятностного подхода к описанию системы теплоснабжения нельзя не отметить и его недостатки.

Такой подход неизбежно вызывает необходимость выполнения значительного объема натурных экспериментов на каждом конкретном объекте для отыскания соответствующих статистических зависимостей, ограничивает возможности распространения полученных результатов на условия, отличные от тех, при которых проводился эксперимент.

Его применение (без сочетания с аналитическими методами) не позволяет использовать знания и представления о физической природе исследуемого объекта, сужает возможности учета обширного опыта, полученного на основе ранее выполненных многочисленных исследований и изучения практики эксплуатации систем теплоснабжения и отопления.

В связи с этим представляется целесообразным применение для математического описания рассматриваемых систем так называемого структурно-вероятностного метода, основанного на комбинировании аналитического (детерминированного) и вероятностно-статистического подходов.

Особенность этого метода заключается в том, что вид (структура) исходных уравнений, определяющих параметры функцио-

нирования СЦТ, принимается на основе математического анализа физических процессов, протекающих в этих системах.

Некоторые из коэффициентов, входящих в эти уравнения, могут определяться путем соответствующих расчетов, а некоторые — на основе натурного эксперимента, проводимого с целью идентификации объекта. В процессе оперативного управления значения рассматриваемых коэффициентов могут корректироваться на основе поступающей информации о фактическом тепловом состоянии СЦТ.

В практике теплоснабжения и отопления известны также методы управления, особенность которых заключается в том, что во время эксплуатации системы не только корректируются численные значения коэффициентов, входящих в математическую модель, но и осуществляется процедура адаптации самой структуры модели [42, 84]. Описание различных математических моделей управления приводится ниже.

§ 6.2. Аналитические модели нестационарных тепловых процессов в отапливаемых помещениях

Решение проблемы моделирования тепловых режимов помещений осуществляется по нескольким направлениям. Большое развитие получили методы физического моделирования, электроаналогии и гидроаналогии. Такие подходы особенно удобны для расчета отдельных элементов систем теплоснабжения. Применение же их в условиях АСУ ТП часто вызывает трудности реализации в комплексной модели системы.

АСУ ТП предполагает единый подход ко всем элементам системы теплоснабжения, который может быть реализован на цифровых и управляющих машинах с помощью методов математического моделирования [28, 70]. Математические модели обладают значительной широтой применения и разнообразием [8, 28, 66, 81]. Выбору таких моделей для элементов систем теплоснабжения посвящены работы [1, 2, 61].

Математическое описание может иметь различный вид, например, интегральное уравнение [81], передаточная функция [28, 81], ряд Вольтерра [81], дифференциальное и разностное уравнения [28, 81], регрессионное уравнение [53], модель в пространстве состояний и др.

Особенно широкое распространение получили математические модели, основанные на теории теплопроводности. Имеется множество работ и монографий, посвященных решению тех или иных задач теплопроводности [2, 9, 10].

Однако АСУ ТП теплоснабжения выдвигает особые требования к математическим моделям тепловых процессов в помещениях. Так, рассматриваемые модели должны быть легко реализуемы на ЭВМ, причем в режиме реального времени, т. е. время для получения управляющего воздействия должно быть значи-

тельно меньше интервала между последовательными сигналами. Модели должны быть пригодны для работы в оперативном режиме, не усложняться при получении новой информации о регулируемом объекте.

Рассматриваемые ранее решения систем уравнений, описывающих нестационарный теплообмен в отапливаемых помещениях, не всегда пригодны для таких целей, так как окончательные выражения получаются весьма громоздкими. Кроме того, применение рядов Фурье для аппроксимации возмущений приводит к усложнению решений при получении новой информации о возмущающих воздействиях.

Преодолеть эти трудности, как показано в работе [2], можно с помощью представления возмущений сплайнами, однако полученное решение и в этом случае обладает рядом недостатков. Так, ряд теплофизических параметров, требуемых для решения, известен с некоторой погрешностью. В результате окончательное численное решение является приближенным.

Кроме того, для улучшения сходимости алгоритма, приведенного в работе [2], приходится применять более сложные разностные методы. Так, значительное ускорение расчетов происходит при решении уравнения теплового баланса с помощью улучшенного многошагового метода четвертого порядка типа «предсказание — коррекция» (предсказание по Адамсу — Башфорту с коррекцией по Адамсу — Мултону и модификацией).

С целью упрощения дальнейшего изложения введем обозначения. Уравнение теплового баланса из работы [2] перепишем в виде

$$\frac{dt_{\text{в}}(\tau)}{d\tau} = f[\tau, t_{\text{в}}(\tau)]; \qquad f_n = f[nh, t_{\text{в}}(nh)]. \tag{6.1}$$

Предсказание по Адамсу-Башфорту вычисляется следующим образом:

$$t_{\text{в}}^{\text{пред}}[(n+1)h] = t_{\text{в}}(nh) + \frac{1}{24}\left(55f_n - 59f_{n-1} + 37f_{n-2} - 9f_{n-3}\right)h;$$

$$t_{\text{в}}^{\text{мод}}[(n+1)h] = t_{\text{в}}^{\text{пред}}[(n+1)h] + \frac{251}{270}\left[t_{\text{в}}^{\text{корр}}(nh) - t_{\text{в}}^{\text{пред}}(nh)\right];$$

$$t_n^{\text{мод}} = f\left[nh, t_{\text{в}}^{\text{мод}}(nh)\right]; \quad t_{\text{в}}^{\text{корр}}[(n+1)h] = t_{\text{в}}(nh) + \frac{1}{24}\left(9f_{n+1}^{\text{мод}} + 19f_n - \right.$$

$$\left. - 5f_{n-1} + f_{n-2}\right)h;$$

$$t_{\text{в}}[(n+1)h] = t_{\text{в}}^{\text{корр}}[(n+1)h] - \frac{19}{270}\left\{t_{\text{в}}^{\text{корр}}[(n+1)h] - t_{\text{в}}^{\text{пред}}[(n+1)h]\right\}.$$

Для обеспечения устойчивости разностной схемы рассматриваются два различных шага дискретизации: шаг h — для аппроксимации возмущений сплайнами и шаг h/N — для решения дифференциального уравнения теплового баланса в помещении.

Рассмотрим подробнее решение дифференциального уравнения теплового баланса с помощью приведенного выше разност-

ного метода:

$$t'_{\text{в}}(\tau)=\frac{1}{Vc}\left\{q(\tau)-\left[F_0K_0+C_{\text{и}}(\tau)\right]\left[t_{\text{в}}(\tau)-t_{\text{н}}(\tau)\right]-\sum F_{\text{н}j}\alpha_{\text{нв}j}\left[t_{\text{в}}(\tau)-\right.\right.$$

$$\left.\left.-t_{\text{нс}j}(\tau)\right]-\sum F_{\text{в}j}\alpha_{\text{в}j}\left[t_{\text{в}}(\tau)-t_{\text{вс}j}(\tau)\right]\right\},$$

где $t_{\text{в}}(\tau)$ — осредненная по всему объему помещения температура внутреннего воздуха; $t_{\text{н}}(\tau)$ — температура наружного воздуха; $\alpha_{\text{нв}j}$, $\alpha_{\text{нс}j}$, $\alpha_{\text{в}j}$ — коэффициенты теплопередачи внутренней, наружной поверхностей j-й наружной стены и поверхности j-й внутренней стены соответственно; c — удельная теплоемкость воздуха (объемная); V — объем воздуха в помещении; K_0 — коэффициент теплопередачи через окна; F_0 — площадь окон; $F_{\text{н}j}$, $F_{\text{в}j}$ — площади j-й наружной и j-й внутренней стен соответственно; $t_{\text{нс}j}$, $t_{\text{вс}j}$ — температуры внутренних поверхностей j-й наружной и j-й внутренней стен соответственно; $C_{\text{и}}(\tau)$ — коэффициент инфильтрации, равный $U(\tau)c$, где $U(\tau)$ — объем инфильтрационного воздуха; $q(\tau)$ — теплота, подведенная в помещение в единицу времени.

Для расчетов с шагом h/N требуется вычислить значение правой части дифференциального уравнения (6.1) в узлах, не совпадающих с узлами сплайна. Рассмотрим промежуточный узел, расположенный между n-м и $(n+1)$ узлами основной сетки, для случая аппроксимации сплайнами 1-й степени. Тогда правая часть (6.1) будет вычисляться следующим образом:

$$\frac{1}{Vc}\left\{\left[F_0K_0+C_{\text{и}}(nh)\frac{N-i}{N}+C_{\text{н}}[(n+1)h]\frac{i}{N}\right]\left[t_{\text{и}}(nh)\frac{N-i}{N}+\right.\right.$$

$$+t_{\text{н}}[(n+1)h]\frac{i}{N}-t_{\text{в}}\left(nh+\frac{ih}{N}\right)\Big]+q(nh)\frac{N-i}{N}+q[(n+1)h]\frac{i}{N}+$$

$$+\sum F_{\text{в}j}\alpha_{\text{в}j}\left[t^n_{\text{вс}j}(nh)\frac{N-i}{N}+t^n_{\text{вс}j}[(n+1)h]\frac{i}{N}+\right.$$

$$+ht_{\text{в}}\left(nh+\frac{ih}{N}\right)\Delta t^{\text{в}}_{\text{вс}j}(h)\frac{i}{N}-t_{\text{в}}\left(nh+\frac{ih}{N}\right)\Big]+$$

$$+\sum F_{\text{н}j}\alpha_{\text{нв}j}\left[t^n_{\text{нс}j}(nh)\frac{N-i}{N}+t^n_{\text{нс}j}[(n+1)h]\frac{i}{N}+\right.$$

$$+t_{\text{в}}\left(nh+\frac{ih}{N}\right)\frac{ih}{N}\Delta t^{\text{в}}_{\text{нс}j}(h)+t_{\text{н}}(nh)\frac{(N-i)ih}{N^2}\Delta t^{\text{н}}_{\text{нс}j}(h)+$$

$$\left.\left.+t_{\text{н}}[(n+1)h]\frac{i^2h}{N^2}\Delta t^{\text{н}}_{\text{нс}j}(h)-t_{\text{в}}\left(nh+\frac{ih}{N}\right)\Big]\right\}.$$

Необходимо рассмотреть особо вычисления $t_{\text{нс}\,j}(\tau)$, $t_{\text{вс}\,j}(\tau)$ при $\tau=nh+ih/N$. С этой целью обратимся к следующим формулам:

$$t^n_{\text{вс}j}(nh)=\Delta t^{\text{ну}}_{\text{вс}j}(nh)+h\sum_{i=1}^{n}t_{\text{в}i}\Delta t^{\text{в}}_{\text{вс}j}[(n-i+1)h];$$

$$t^{n+1}_{\text{вс}j}[(n+1)h]=\Delta t^{\text{ну}}_{\text{вс}j}[(n+1)h]+h\sum_{i=1}^{n+1}t_{\text{в}i}\Delta t^{\text{в}}_{\text{вс}j}[(n-i+2)h]; \qquad (6.2)$$

$$t^n_{\text{вс}j}[(n+1)h]=\Delta t^{\text{ну}}_{\text{вс}j}[(n+1)h]+h\sum_{i=1}^{n}t_{\text{в}i}\Delta t^{\text{в}}_{\text{вс}j}[(n-i+2)h],$$

откуда получим

$$t^{n+1}_{\text{вс}j}[(n+1)h] = t^{n}_{\text{вс}j}[(n+1)h] + ht_{\text{в}(n+1)}\Delta t^{\text{в}}_{\text{вс}j}(h).$$

На основании приведенных выше формул получим путем линейной интерполяции значение температуры внутренней стены в узлах $nh + ih/N$:

$$t^{n}_{\text{вс}j}(nh)[(N-i)/N] + \left\{t^{n}_{\text{вс}j}[(n+1)h] + ht_{\text{в}}(nh + ih/N)\,\Delta t^{\text{в}}_{\text{вс}j}(h)\right\} i/N.$$

Аналогичную формулу можно записать для наружной стены. Рассмотрим особенности реализации этого алгоритма при аппроксимации температур сплайнами 3-й степени. В качестве аппроксимации возьмем локально аппроксимирующиеся сплайны вида

$$t^{n}_{\text{н}}(\tau) = h\sum_{i=0}^{n} t_{\text{н}i}B_3[\tau - (l-2)h];\quad t^{n}_{\text{в}}(\tau) = h\sum_{i=0}^{n} t_{\text{в}i}B_3[\tau - (i-2)h]. \qquad (6.8)$$

В отличие от сплайнов 1-й степени, где значения $t^{n}_{\text{в}}(\tau)$ и $t^{n}_{\text{н}}(\tau)$ в заданном узле определялись одним из значений $t_{\text{в}i}$, $t_{\text{н}i}$, $i = 1, \ldots, n$, в случае сплайнов 3-й степени значения сплайнов (6.3) в узлах определяются тремя из значений $t_{\text{в}i}$, $t_{\text{н}i}$, $i = 1, \ldots, n$.

Запишем аналоги формул (6.2) для сплайнов 3-й степени:

$$t^{n}_{\text{нс}j}(\tau) = \Delta t^{\text{ну}}_{\text{нс}j}(\tau) + h\sum_{i=0}^{n} t_{\text{н}i}\,\Delta t^{\text{н}}_{\text{нс}j}[\tau - (i-2)h] +$$

$$+ ht_{\text{н}n}\,\Delta t^{\text{н}}_{\text{нс}j}[\tau - (n-1)h] + h\sum_{i=0}^{n} t_{\text{в}i}\,\Delta t^{\text{в}}_{\text{нс}j}[\tau - (i-2)h] +$$

$$+ ht_{\text{в}n}\,\Delta t^{\text{в}}_{\text{нс}j}[\tau - (n-1)h]. \qquad (6.4)$$

Значение $t^{n}_{\text{нс}j}$ при $\tau = nh$ определяется значениями не только $t_{\text{н}n}$, $t_{\text{н}(n-1)}$, $t_{\text{в}n}$, $t_{\text{в}(n-1)}$, но и $t_{\text{н}(n+1)}$, $t_{\text{в}(n+1)}$. Последние полагаются равными $t_{\text{н}n}$, $t_{\text{в}n}$; они же порождают третье, и последнее, слагаемое в правой части (6.4).

Аналогично получим для внутренних стен

$$t^{n}_{\text{вс}j}(\tau) = \Delta t^{\text{ну}}_{\text{вс}j}(\tau) + h\sum_{i=1}^{n} t_{\text{в}i}\,\Delta t^{\text{в}}_{\text{вс}j}[\tau - (i-2)h] + ht_{\text{в}n}\,\Delta t^{\text{в}}_{\text{вс}j}[\tau - (n-1)h].$$

По аналогии со сплайнами 1-й степени вычислим значения температур стен в узлах вида $nh + ih/N$:

$$t^{n}_{\text{вс}j}(nh) = \Delta t^{\text{ну}}_{\text{вс}j}(nh) + h\sum_{i=0}^{n} t_{\text{в}i}\,\Delta t^{\text{в}}_{\text{вс}j}[(n-i+2)h] + ht_{\text{в}n}\Delta t^{\text{в}}_{\text{вс}j}(h);$$

$$t^{n+1}_{\text{вс}j}[(n+1)h] = \Delta t^{\text{ну}}_{\text{вс}j}[(n+1)h] + h\sum_{i=0}^{n+1} t_{\text{в}i}\Delta t^{\text{в}}_{\text{вс}j}[(n-i+3)h] +$$

$$+ ht_{\text{в}(n+1)}\Delta t^{\text{в}}_{\text{вс}j}(h),$$

$$t^{n}_{\text{вс}j}[(n+1)h] = \Delta t^{\text{ну}}_{\text{вс}j}[(n+1)h] + h\sum_{i=0}^{n} t_{\text{в}i}\Delta t^{\text{в}}_{\text{вс}j}[(n-i+3)h] + ht_{\text{в}n}\Delta t^{\text{в}}_{\text{вс}j}(2h).$$

Из двух последних формул получим

$$t^{n+1}_{\text{вс}j}[(n+1)h] = t^{n}_{\text{вс}j}[(n+1)h] + ht_{\text{в}(n+1)}\left[\Delta t^{\text{в}}_{\text{вс}j}(2h) + \Delta t^{\text{в}}_{\text{вс}j}(h)\right] - ht_{\text{вп}}\Delta t^{\text{в}}_{\text{вс}j}(2h).$$

Отсюда путем линейной интерполяции получим температуру стены в узлах $nh + \frac{ih}{N}$:

$$t^{n}_{\text{вс}j}(nh)\left(\frac{N-i}{N}\right) + \left\{t^{n}_{\text{вс}j}[(n+1)h] + ht_{\text{в}}\left(nh + \frac{ih}{N}\right)\times\right.$$
$$\left.\times\left[\Delta t^{\text{в}}_{\text{вс}j}(2h) + \Delta t^{\text{в}}_{\text{вс}j}(h)\right] - ht_{\text{в}}(nh)\,\Delta t^{\text{в}}_{\text{вс}j}(2h)\right\}\frac{i}{N}.$$

Аналогичные формулы можно получить для наружных стен. Таким образом, правая часть уравнения теплового баланса в узлах $nh + \frac{ih}{N}$ будет вычисляться следующим образом:

$$\frac{1}{V_c}\left\{\left[F_{\text{о}}K_{\text{о}} + C_{\text{и}}(nh)\frac{N-i}{N} + C_{\text{и}}[(n+1)h]\frac{i}{N}\right]\times\right.$$
$$\times\left[t_{\text{н}}(nh)\frac{N-i}{N} + t_{\text{н}}[(n+1)h]\frac{i}{N} - t_{\text{в}}\left(nh + \frac{ih}{N}\right)\right] +$$
$$+ q(nh)\frac{N-i}{N} + q[(n+1)h]\frac{i}{N} + \sum F_{\text{в}j}\alpha_{\text{в}j}\left[t^{n}_{\text{вс}j}(nh)\frac{N-i}{N} +\right.$$
$$+ t^{n}_{\text{вс}j}[(n+1)h]\frac{i}{N} + t_{\text{в}}\left(nh + \frac{ih}{N}\right)\left[\Delta t^{\text{в}}_{\text{вс}j}(2h) + \Delta t^{\text{в}}_{\text{вс}j}(h)\right]\frac{i}{N} -$$
$$\left. - t_{\text{в}}(nh)\,\Delta t^{\text{в}}_{\text{в}j}(2h)\frac{i}{N} - t_{\text{в}}\left(nh + \frac{ih}{N}\right)\right] + \sum F_{\text{н}j}\alpha_{\text{нв}j}\times$$
$$\times\left[t^{n}_{\text{нс}j}(nh)\frac{N-i}{N} + t^{n}_{\text{нс}j}[(n+1)h]\frac{i}{N} +\right.$$
$$+ t_{\text{в}}\left(nh + \frac{ih}{N}\right)h\left[\Delta t^{\text{в}}_{\text{нс}j}(2h) + \Delta t^{\text{в}}_{\text{нс}j}(h)\right]\frac{i}{N} -$$
$$- t_{\text{в}}(nh)\,\Delta t^{\text{в}}_{\text{нс}j}(2h)\frac{ih}{N} + \left[t_{\text{н}}(nh)\frac{N-i}{N}h + t_{\text{н}}[(n+1)h]\frac{ih}{N}\right]\times$$
$$\times\left[\Delta t^{\text{н}}_{\text{нс}j}(2h) + \Delta t^{\text{н}}_{\text{нс}j}(h)\right]\frac{i}{N} - ht_{\text{н}}(nh)\,\Delta t^{\text{н}}_{\text{нс}j}(2h)\frac{i}{N} -$$
$$\left.\left. - t_{\text{в}}\left(nh + \frac{ih}{N}\right)\right]\right\}. \quad (6.5)$$

В выражении (6.5) величина $C_{\text{и}}(nh)$ определяется на основании известной методики

$$C_{\text{и}} = \left(A_{\text{о}}G_{\text{о}}F_{\text{о}} + 0{,}6\sum GF\right)C_{\text{в}},$$

где $A_{\text{о}}$ — поправочный коэффициент, учитывающий нагревание инфильтрующего воздуха в межстекольном пространстве окон (балконных дверей); $F_{\text{о}}$, F — расчетные площади окон (балконных дверей) и других наружных ограждений соответственно, м²; $G_{\text{о}}$, G — количество воздуха, поступающего путем

инфильтрации через 1 м² площади окон (балконных дверей) и других наружных ограждений соответственно, кг/(ч·м²):

$$G_0 = (\Delta p)^{2/3}/R_и; \quad G = \Delta p/R_и;$$

$R_и$ — сопротивление воздухопроницанию, Па$^{2/3}$·м·г/кг; Δp — разность давления у наружной и внутренней поверхностей ограждающих конструкций;

$$\Delta p = g\left[(H-h)(\rho_н - \rho_в) + 0{,}05\rho_н v_н^2 (c_н - c_з) k - (p_в - p_д)\right];$$

H, h — высота над поверхностью земли верхней точки здания и центра рассматриваемого элемента ограждений соответственно, м; $\rho_в$, $\rho_н$ — плотность наружного и внутреннего воздуха соответственно, кг/м³; $v_и$ — скорость ветра, м/с; k — относительное динамическое давление ветра, учитывающее изменение его величины в зависимости от высоты и типа местности; $c_н$, $c_з$ — аэродинамические коэффициенты для наветренной и заветренной поверхностей зданий соответственно; $p_в$, $p_д$ — давление воздуха в здании при балансе и дебалансе вентиляционного воздуха соответственно (при естественной вентиляции $p_в$ — $— p_д = 0$).

Приведенные выше формулы позволяют получить устойчивый алгоритм для расчета внутренней температуры воздуха в помещении. Примеры расчетов внутренней температуры с использованием сплайнов приведены в работе [2].

§ 6.3. Вероятностно-статистическое описание режимов систем теплоснабжения и отопления

Как следует из общих требований, изложенных выше, модели управления тепловыми и гидравлическими процессами в элементах систем теплоснабжения и отопления должны в наибольшей степени соответствовать характеристикам объекта и быть более простыми. Многие возмущающие воздействия в системах теплоснабжения носят вероятностный характер за счет как неоднозначности исходной информации, так и стохастической природы некоторых тепловых возмущений. Поэтому создаваемые математические модели в той или другой степени должны использовать экспериментальные данные и строиться на основе вероятностно-статистических методов.

Рассматриваемый подход при исследовании тепловых и гидравлических процессов в энергетических и санитарно-технических системах в последнее время находит все большее применение [1, 12, 45].

Большинство вероятностно-статистических методов построения модели объекта по экспериментальным данным сводится к минимизации некоторой величины, как правило, — это некоторая сумма квадратов. Процессы теплообмена в зданиях и сооружениях описываются с достаточной точностью системой линейных дифференциальных уравнений, поэтому в рассматриваемом круге задач находят большее применение методы построения линейных как параметрических, так и непараметрических моделей.

Параметрические методы являются, вообще говоря, более эффективными по сравнению с непараметрическими (например,

с обычным спектральным анализом), поскольку при этом оценивается меньшее число параметров. С другой стороны, параметрические модели описывают более узкий класс процессов, а их применение требует более полной априорной информации об изучаемых процессах.

Параметрическое представление объекта предполагает, что связь между входом и выходом известна:

$$y(t) = f(x(t), d_1, d_2, \ldots, d_n).$$

Неизвестны лишь некоторые параметры $d_1, \ldots, d_n$, которые требуется оценить по экспериментальным данным.

Для оценивания этих величин используются различные статистические методы: метод максимального правдоподобия, метод наименьших квадратов, регрессионный анализ и др.

Одной из непараметрических моделей является форма представления взаимосвязи входной переменной $x(t)$ и выходной $y(t)$ в виде интегрального уравнения:

$$y(t) = \int_0^\infty h(\tau)\, x(t-\tau)\, d\tau.$$

Зная функции $x(t)$, $y(t)$, требуется определить импульсную переходную функцию $h(\tau)$.

Для получения устойчивого решения используются различные методы: аппроксимация решения $h(\tau)$ ортогональными функциями, регуляризация некорректно поставленной задачи.

Непараметрическая модель, приведенная выше, может быть обобщена на нелинейный случай. Используя ряды Вольтерра, ядра которых представляют собой весовые функции высших порядков, можно получить описание нелинейного объекта, допускающее ясную физическую интерпретацию. Этот метод имеет большое достоинство, связанное с тем, что нелинейная система рассматривается как непосредственное обобщение линейного случая, хотя сам объект может существенно отличаться от линейного.

Задача регрессионного анализа сводится к получению математической модели, проверке адекватности и к оценке влияния каждого фактора. Регрессионный анализ базируется на следующих предпосылках.

1. Входные переменные $\{x_i\}$ могут иметь произвольное распределение, но для каждого фиксированного значения этих величин выходная случайная величина y имеет нормальное распределение.

2. При условии однородности дисперсии выходной величины, т. е. если производить многократные повторные наблюдения выходной величины y, ее дисперсия не будет зависеть от набора значений входных переменных.

3. Входные переменные $\{x_i\}$ измеряются с малой ошибкой по сравнению с ошибкой выходной переменной.

Последнее требование практически всегда выполнимо, так как ошибка выходной переменной, помимо ошибки измерения, зависит от независимых переменных, которые не доступны измерению (старение агрегата, изменение в составе отдельных материалов и т. д.).

В случае невыполнения первого и (или) второго требований следует преобразовать выходную переменную y так, чтобы новая величина уже удовлетворяла этим требованиям.

При исследовании теплоэнергетических процессов часто приходится использовать экспериментальный материал, полученный в условиях, которые не были специальным образом выбраны исследователями.

Регрессионный анализ данных нормальной эксплуатации обладает рядом свойств, которые ограничивают сферу его применения в задачах оптимизации и управления сложными технологическими объектами.

1. Поскольку пассивное наблюдение за ходом процесса проводится в режиме нормальной работы, то режимные параметры меняются в небольших пределах и, следовательно, слишком узок интервал изменения независимых переменных. В результате создается ситуация, при которой данные, подлежащие обработке, фактически собраны в одной точке. При этом вся математическая модель описывается уравнением $\hat{y} = \bar{y}$ и данные нормальной работы представляют собой случайный разброс вокруг среднего значения.

2. При пассивном эксперименте трудно оценить его ошибку и, следовательно, нельзя достаточно строго проверить гипотезу об адекватности представления результатов эксперимента выбранной моделью.

3. Независимые переменные попарно коррелируемы, что не дает возможности правильно интерпретировать полученные результаты. Регрессионный коэффициент не показывает степень влияния независимой переменной на выход, а характеризует степень суммарного воздействия всех коррелированных с ним переменных. Вследствие этого выбрасывание хотя бы одного незначимого фактора из модели резко меняет не только значения остальных ее коэффициентов, но даже их знаки.

4. Вследствие коррелированности переменных затруднена процедура проверки коэффициентов на значимость. Оценка значимости отдельных, сильно коррелированных коэффициентов часто дает незначимое отклонение коэффициента от нуля. Бывают даже случаи, когда все коэффициенты оказываются незначимыми, а в целом уравнение регрессии дает значимое уменьшение остаточной дисперсии.

5. Значительная корреляция между переменными приводит к тому, что матрица (X^TX) будет иметь несколько «почти ли-

нейно зависимых» столбцов и будет «почти вырождена». Это означает, что матрица нормальных уравнений плохо обусловлена, что, в свою очередь, приводит к неустойчивым, а иногда вследствие этого даже к абсурдным решениям.

6. Как правило, независимые переменные имеют узкие интервалы варьирования. Это приводит к тому, что точность получаемой модели быстро убывает при удалении от центра эксперимента. Кроме того, в силу коррелированности факторов падение точности модели в различных направлениях различно.

Приведенные выше рассуждения хорошо иллюстрируются на примерах, отмеченных в работах [8, 65], и достаточно наглядно демонстрируют трудности интерпретации результатов пассивного эксперимента и использования построенных на его основе моделей для управления.

Все же часто имеют место ситуации, когда необходимо изучить процесс и найти пути для его оптимизации, а осуществить активный эксперимент, нужный для построения модели, не представляется возможным.

Следует ли в этой ситуации отказаться от использования данных режима нормальной эксплуатации, которые уже имеются? Ясно, что за неимением лучшего исследователь вынужден использовать этот материал. Возникает необходимость поиска путей, которые позволили бы, опираясь на данные пассивного эксперимента, получать надежные результаты и заключения относительно объекта исследования по статистической модели, построенной на этом материале.

Рассмотрим два таких пути.

1. Построение таких критериев поиска оптимума, которые учитывали бы стохастический характер регрессионных моделей, т. е. коррелированность, включающую свойства оценок коэффициентов регрессии, свойства используемого для построения модели статистического материала, область применения регрессионных моделей.

2. Улучшение статистических свойств материала пассивного эксперимента:

путем добавления специальным образом спланированных экспериментов;

путем специальной корректировки экспериментальных данных.

О моделях, построенных по данным пассивного эксперимента, можно сказать, что они обладают хорошей точностью в условиях, близких к тем, в которых проводился эксперимент, а при отклонении от них точность может резко падать. В связи с этим при подготовке пассивного эксперимента следует предусмотреть имитацию всех условий функционирования системы, например, при проведении экспериментальных исследований системы теплоснабжения целесообразно провести эксперименты как для различных метеорологических условий (осень — весна, зима),

так и в различных режимах работы ТЭЦ или котельной (имитация аварий, отключений и пр.).

Особые сложности в использовании моделей, построенных по данным пассивного эксперимента, возникают в случае управления процессами в развивающихся системах теплоснабжения. Например, подключение нового потребителя теплоты приводит к необходимости сбора нового статистического материала и выполнения процедур адаптации модели.

В чистом виде активный эксперимент поставить на работающей системе теплоснабжения практически невозможно вследствие необходимости соблюдения определенных технических требований, например, температура воздуха в жилых помещениях должна находиться в требуемых пределах (18—21 °С). Такое условие затрудняет варьирование другими величинами (температурой и расходом теплоносителя и др.) на отрезке относительно постоянных внешних метеорологических условий. Однако на основании теории планирования эксперимента [65] здесь можно сформулировать некоторые общие рекомендации, позволяющие улучшить качество построения модели. Так, целесообразно выделить интервалы варьирования параметров, в которых мы можем их менять по своему усмотрению. Для таких параметров может быть построен план эксперимента одним из известных методов [65], например методом случайного баланса или с помощью таблиц факторного планирования [65].

Другой трудностью активного планирования эксперимента при нестационарных процессах теплообмена является отсутствие во многих случаях, особенно для комплексных моделей, точного их вида. От вида модели и критерия оптимальности зависит план эксперимента; в рассматриваемом круге задач целью является не только оценивание неизвестных коэффициентов, но и подбор оптимальной в некотором смысле структуры модели.

Сравнивая активный и пассивный эксперименты, можно сказать, что активный эксперимент в лучших случаях для оценивания n параметров требует n экспериментов, для пассивного эксперимента необходимо в 10—15 раз больше экспериментов. Учитывая приведенные в [65] рекомендации, эту цифру можно снизить до 5—7 раз.

Обработка экспериментальных данных как активного, так и пассивного экспериментов ведется, как правило, на ЭЦВМ, для чего используются многочисленные программы дисперсионного, регрессионного и факторного анализа данных. В рассматриваемом классе задач стандартные процедуры регрессионного анализа не всегда приемлемы в силу ряда причин. Как правило, задача состоит не только в оценивании неизвестных коэффициентов, но и в выборе оптимальной в некотором смысле структуры регрессионного уравнения.

Выбор переменных для введения в регрессионное уравнение осуществляется на основе статистических критериев согласия

Фишера или Стьюдента. Необходимо выбрать такой набор переменных, F-критерий для каждой из которых больше заданного, а оставшиеся переменные имеют меньшие значения. Существуют различные методы регрессионного анализа и их реализации на ЭВМ, позволяющие сделать такой выбор.

Приведенные выше методы относятся к классу линейных, однако практические задачи в системах теплоснабжения часто сводятся к нелинейным процедурам оценивания. К ним же сводятся процедуры, позволяющие строить оценки при нарушениях основных предпосылок регрессионного анализа, например при отсутствии нормальности остатков или замены критериев минимума суммы квадратов на какой-либо другой.

Другим важным классом статистических процедур регрессионного анализа являются процедуры оценивания с ограничениями. В линейном случае ограничения незначительно усложняют задачу, но в нелинейном они существенно затрудняют решения, например, алгоритм, приведенный в [35], может потребовать перехода к вычислениям с двойной точностью из-за накопления ошибок в промежуточных вычислениях.

Данный класс задач характеризуется наличием близких друг другу переменных, например величин, рассматриваемых с временными задержками; такие переменные со статистической точки зрения являются мультиколлинеарными, т. е. определитель корреляционной матрицы таких переменных близок к нулю.

Регрессионный анализ таких экспериментальных данных связан с определенными трудностями, в связи с чем возникает задача составления устойчиво работающих программ обработки мультиколлинеарных переменных или программ выявления мультиколлинеарности до проведения регрессионного анализа.

Особенности использования вероятностно-статистических методов в энергетических системах приведены в ряде работ [12, 51]. Алгоритмы и программы, учитывающие изложенные выше особенности, имеются в составе следующих работ [12, 73, 81, 87]. Однако многие проблемы применения вероятностно-статистических методов в задачах управления системами теплоснабжения еще не решены и требуют разработки специальных методов.

§ 6.4. Модели управления в системах теплоснабжения с использованием адаптивного подхода

Рассматриваемые выше различные методы моделирования в автоматизированных системах теплоснабжения предполагают относительную неизменность характеристик их элементов. Но так как любая функционирующая система находится в той или иной мере в процессе развития и реконструкции, а некоторые

свойства объекта регулирования за счет старения, износа и зарастания трубопроводов с течением времени меняются, возникает необходимость корректировки модели в процессе эксплуатации. Таким образом, часто оказывается недостаточно построить модель, ее необходимо подстраивать к конкретному, текущему состоянию объекта регулирования. Такой подход может быть реализован с помощью методов адаптивного управления [81].

Динамические свойства некоторых элементов систем теплоснабжения определяются факторами, доступными прямому измерению (температура, давление и т. п.). Если известно, как должен настраиваться регулятор в зависимости от этих факторов, можно применять прямой метод настройки или адаптацию по разомкнутому циклу. В этой схеме адаптации сигналы обратной связи, идущие от замкнутого контура управления к регулятору, отсутствуют.

Однако рассматриваемый подход целесообразно применять только для тех элементов системы теплоснабжения, которые не подвержены случайным возмущениям, а их параметры точно известны. В качестве таких элементов могут выступать отдельные подсистемы теплоснабжения.

В случае регулирования внутренней температуры в здании необходима настройка модели с обратной связью или адаптация по замкнутому циклу. Здесь обратной связью может быть внутренняя температура. Однако ее измерение связано с рядом трудностей, например выбором представительных помещений, учетом радиационной составляющей и др. Кроме того, требуется оперативно передавать величину внутренней температуры на автоматизированный диспетчерский пункт с устройством линий связи и соответствующих приборов.

Другим параметром, способным выступать в роли обратной связи, является температура обратного теплоносителя, например на выходе из абонентского ввода. Эта температура легко измеряется и содержит в себе в интегрированном виде информацию о работе системы отопления здания в целом.

При адаптивном управлении основное внимание уделяется методам текущей идентификации в реальном времени. Разработан ряд рекуррентных алгоритмов идентификации, среди которых можно отметить следующие.

Рекуррентный метод наименьших квадратов. Применим при малых отношениях интенсивности шума к полезному сигналу, в противном случае дает сильно смещенные оценки параметров. Отличается надежной сходимостью оценок. Требует относительно небольшого объема вычислений.

Обобщенный рекуррентный метод наименьших квадратов. Если справедлива модель шума, то он применим при более высоких отношениях шума к сигналу. На начальном этапе оценки сходятся медленно. Иногда наблюдается расходимость оценок.

Требует несколько бо́льшего объема вычислений по сравнению с предыдущим методом.

Рекуррентный метод вспомогательных переменных. Обеспечивает достаточно высокую точность оценок параметров. Для ускорения сходимости на начальном этапе рекомендуется использовать первый метод. Объем вычислений больше по сравнению с первым методом.

Рекуррентный метод максимального правдоподобия. Если справедлива модель шума, то он обеспечивает высокую точность оценок параметров. На начальном этапе оценки сходятся медленно. Расходимость наблюдается реже, чем во втором методе. Требует бо́льшего объема вычислений, чем все предыдущие методы.

Метод стохастической аппроксимации. Приемлемая точность оценок достигается лишь при очень большом числе измерений. Сходимость определяется выбором параметра α. Объем вычислений невелик.

При небольшой продолжительности измерений и шуме высокой интенсивности все методы, исключая последний, обеспечивают примерно одинаковое качество оценок параметров. Ввиду этого предпочтение обычно отдают первому, поскольку он проще других методов идентификации и гарантирует надежную сходимость оценок.

Как известно, при достаточно точном расчете фактической температуры воздуха в отапливаемых помещениях возможны определение относительных расходов теплоты на отопление, а также количественная корректировка тепловых режимов в здании. В главе IV приведены структурные зависимости для прогноза внутренней температуры в виде

$$t_{\text{в}} = 0{,}5\,(\tau_3 + \tau_2) - \left(a - \frac{b}{G}\right)[(\tau_3 - \tau_2)\,G]^m,$$

где a, b, m — некоторые коэффициенты; G — расход теплоносителя в системе отопления.

Значения коэффициентов a, b, m для каждой системы индивидуальны, и поэтому их точное определение целесообразно проводить экспериментально. Кроме того, указанные величины со временем изменяются и требуется их корректировка, т. е. адаптация модели.

При наличии обратной связи, например при измерении внутренней температуры воздуха в отапливаемом здании, построение алгоритма для определения коэффициентов a, b и m упрощается.

Оценивание на основе статистической информации об изменении величин $t_{\text{в}}$, τ_2, τ_3, G может быть произведено с помощью

нелинейных регрессионных методов, например на основе алгоритма Марквардта.

Оценки, близкие к оптимальным, можно получить, считая величину $\left(a - \frac{b}{G}\right) = r$ постоянной. В этом случае m и r определяются по методу наименьших квадратов. Затем, считая m уже известным, таким же образом получаем оценки для a и b. При относительно небольших изменениях расходов ($G \approx \text{const}$) и среднесуточных значениях

$$\tau_1 = 88{,}06;\ 88{,}33;\ 87{,}68;\ 86{,}71;\ 87{,}5\ \ 91{,}12;$$
$$\tau_2 = 64{,}08;\ 64{,}29;\ 63{,}20;\ 63{,}08;\ 62{,}85;\ \ 65\,31;$$
$$Q = 2{,}136;\ 2{,}169;\ 2{,}115;\ 2{,}093;\ 2{,}136;\ 2{,}22;$$
$$t_в = 20{,}55;\ 20{,}5;\ 20{,}25;\ 20{,}30;\ 20{,}50;\ 20{,}54$$

оцениваются величины: $m = 0{,}90088$, $r = 27{,}9479$ и прогнозные значения $t_в = 20{,}7$; 20,17; 20,53; 19,81; 20,87.

Адаптация коэффициентов a, b, m может быть проведена с использованием формул (4.52), (4.53), что связано с привлечением значительно более сложных методов оценивания; она предъявляет особые требования к планированию экспериментов.

Оценивание a, b, m в этом случае требует изменения τ_2, τ_3, G в различных диапазонах, привлечения методов решения некорректно поставленных задач, тщательного изучения качества полученных оценок. Вместе с тем применение рассматриваемого подхода позволяет для адаптивных процедур исключить измерение $t_в$.

§ 6.5. Комбинированные модели и их построение

Как статистические, так и аналитические модели обладают, как было указано ранее, рядом недостатков. Попытка устранить их приводит к созданию комбинированных моделей, сочетающих в себе черты аналитических и статистических. Структура модели, как правило, определяется из аналитических соображений. Некоторые коэффициенты такой модели, а чаще всего — их совокупностей, которые неизвестны или трудно определяются по аналитическим формулам, оцениваются с использованием экспериментальных данных, при этом объем экспериментальных исследований значительно сокращается в связи с известной структурой модели.

Рассмотрим подробнее аналитическую модель теплового режима помещения, описываемую уравнениями (6.1), (6.2). Для упрощения воспользуемся разностной формулой первого по-

рядка:

$$\frac{1}{h}\{t_{\text{в}}[(n+1)h]-t_{\text{в}}(nh)\}=\frac{1}{V_c}\Bigg\{q(nh)-[F_{\text{о}}K_{\text{о}}+$$

$$+C_{\text{и}}(nh)][t_{\text{в}}(nh)-t_{\text{н}}(nh)]-\sum_j F_{\text{н}j}\alpha_{\text{нв}j}\Bigg\{t_{\text{в}}(nh)-$$

$$-\Delta t^{\text{ну}}_{\text{нс}j}(nh)-h\sum_{i=1}^{n}t_{\text{н}i}\Delta t^{\text{н}}_{\text{нс}j}[(n-i+1)h]-$$

$$-h\sum_{i=1}^{n}t_{\text{в}i}\Delta t^{\text{в}}_{\text{нс}j}[(n-i+1)h]\Bigg\}-\sum_j F_{\text{в}j}\alpha_{\text{в}j}\Bigg\{t_{\text{в}}(nh)-\Delta t^{\text{ну}}_{\text{вс}j}(nh)-$$

$$-h\sum_{i=1}^{n}t_{\text{в}i}\Delta t^{\text{в}}_{\text{нс}j}[(n-i+1)h]\Bigg\}\Bigg\}. \qquad (6.6)$$

откуда получим выражение для $t_{\text{в}}[(n+1)h]$:

$$t_{\text{в}}[(n+1)h]=t_{\text{в}}(nh)\Bigg\{1-\frac{h}{V_c}\Big[F_{\text{о}}K_{\text{о}}+C_{\text{н}}(nh)+\sum_j F_{\text{н}j}\alpha_{\text{нв}j}+$$

$$+h\sum_j F_{\text{н}j}\alpha_{\text{нв}j}\Delta t^{\text{в}}_{\text{нс}j}(h)+\sum_j F_{\text{в}j}\alpha_{\text{в}j}+h\sum_j F_{\text{в}j}\alpha_{\text{в}j}\Delta t^{\text{в}}_{\text{вс}j}(h)\Big]\Bigg\}+$$

$$+t_{\text{в}}[(n-1)h]\frac{h}{V_c}\Big[h\sum_j F_{\text{н}j}\alpha_{\text{нв}j}\Delta t^{\text{в}}_{\text{нс}j}(2h)+h\sum_j F_{\text{в}j}\alpha_{\text{в}j}\Delta t^{\text{в}}_{\text{вс}j}(2h)\Big]+$$

$$+t_{\text{в}}[(n-2)h]\frac{h}{V_c}\Big[h\sum_j F_{\text{н}j}\alpha_{\text{нв}j}\Delta t^{\text{в}}_{\text{нс}j}(3h)+h\sum_j F_{\text{в}j}\alpha_{\text{в}j}\Delta t^{\text{в}}_{\text{вс}j}(3h)\Big]+\cdots$$

$$+t_{\text{н}}(nh)\frac{h}{V_c}\Big[F_{\text{о}}k_{\text{о}}+C_{\text{и}}(nh)+h\sum_j F_{\text{н}j}\alpha_{\text{нв}j}\Delta t^{\text{н}}_{\text{нс}j}(h)\Big]+$$

$$+t_{\text{н}}[(n-1)h]\frac{h^2}{V_c}\sum_j F_{\text{н}j}\alpha_{\text{нв}j}\Delta t^{\text{н}}_{\text{нс}j}(2h)+\ldots+\frac{h}{Vc}q(nh)+$$

$$+\sum_j F_{\text{н}j}\alpha_{\text{нв}j}\Delta t^{\text{ну}}_{\text{нс}j}(nh)+\sum_j F_{\text{в}j}\alpha_{\text{в}j}\Delta t^{\text{ну}}_{\text{вс}j}(nh). \qquad (6.7)$$

Из выражения (6.21) видно, что $t_{\text{в}}[(n+1)h]$ является линейной функцией от величин $t_{\text{в}}(nh)$, $C_{\text{н}}(nh)$, $t_{\text{в}}[(n-1)h]$, $t_{\text{в}}[(n-2)h]$, ..., $t_{\text{н}}(nh)$, $t_{\text{н}}[(n-1)h]$, $t_{\text{н}}[(n-2)h]$, ..., $q(nh)$. Последние два слагаемых в оперативном режиме можно не учитывать, так как они обусловлены влиянием начальных условий.

Формулу (6.21) можно переписать следующим образом

$$t_{\text{в}}[(n+1)h]=b_1t_{\text{в}}(nh)+b_2t_{\text{в}}(nh)C_{\text{и}}(nh)+b_3t_{\text{в}}[(n-1)h]+$$

$$+b_4t_{\text{в}}[(n-2)h]+\ldots+b_{n+1}t_{\text{в}}(h)+b_{n+2}t_{\text{н}}(nh)+\ldots+b_{2n+1}t_{\text{н}}(h)+$$

$$+b_{2n+2}q(nh). \qquad (6.8)$$

Равенство (6.22) можно рассматривать как регрессионное уравнение, коэффициенты которого b_i необходимо оценивать по экспериментальным данным. Некоторые из них могут быть опре-

делены с достаточной точностью и без применения регрессионных методов, например $b_{2n+2} = h/Vc$. Для построения таких регрессионных уравнений применяются методы наименьших квадратов с ограничениями.

Таким образом, отталкиваясь от аналитической формулы, мы получаем структуру модели, которая уточняется с использованием статистической информации, причем оценивание целесообразно сочетать с проверкой гипотез о равенстве нулю некоторых коэффициентов уравнения (6.22), что, в свою очередь, ведет к упрощению исходной модели.

Некоторые аналитические модели обладают высокой сложностью и громоздкостью, что затрудняет их применение на практике. Использование методов математического моделирования позволяет получить упрощенные модели, близкие к исходным. Так, по аналитической модели вычисляются значения выходных переменных при заданных значениях входных, которые меняются в достаточно широких пределах и тем самым имитируют работу системы в режиме нормальной эксплуатации. Рассчитанные величины являются как бы экспериментальными данными, но не снятыми с реального объекта, а полученными в результате численного эксперимента. Этот числовой материал обрабатывается статистическими методами, в результате чего получается модель, приемлемая по своей сложности для практического использования. Ее адекватность может быть хорошо проверена опять же с помощью аналитической модели, по которой рассчитываются новые выходные переменные, используемые для проверки модели. Математические модели, построенные аналитическими или статистическими методами, могут иметь коэффициенты, изменяющиеся во времени. Для управления тепловыми процессами с помощью таких моделей их необходимо постоянно подстраивать (адаптировать) к реальным условиям. Такой подход, как отмечалось выше, предполагает наличие обратной связи, с помощью которой осуществляется подстройка модели.

Глава VII

ИНДИВИДУАЛЬНОЕ АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ РАСХОДА ТЕПЛОТЫ

§ 7.1. Основные особенности индивидуального автоматического регулирования

Индивидуальное регулирование теплоотдачи нагревательных приборов, дополняющее центральное и местное регулирование, позволяет учитывать специфические условия различных помещений, дает возможность потребителю самому устанавливать не-

Таблица 7.1. **Основные факторы, вызывающие необходимость индивидуального управления отпуском теплоты**

Классы факторов	Факторы
Возмущающие воздействия на температуру воздуха в отапливаемых помещениях	1. Бытовые и технологические тепловыделения 2. Воздействие солнечной радиации 3. Влияние ветра и фильтрации наружного воздуха под действием теплового напора
Несоответствие статических и динамических характеристик отапливаемых помещений режиму подачи теплоты в здание	1. Несоответствие фактических тепловых потерь помещений (в статике) проектным потерям теплоты 2. Неодинаковая теплоаккумулирующая способность различных помещений 3. Неодинаковые соотношения быстрых и медленных тепловых потерь в различных помещениях
Дефекты и неточности расчета систем отопления, монтажная и эксплуатационная регулировка	1. Несоответствие площади поверхности нагревательных приборов требуемой 2. Несоблюдение (по отдельным приборам) требуемых температур и расходов воды
Возможность изменения температуры в помещении по желанию потребителей	1. Неодинаковые комфортные температуры воздуха для разных людей и различных условий их пребывания в помещениях (легкая и тяжелая работа, отдых, сон) 2. Различные технологические требования в зданиях производственного назначения

обходимую температуру в помещении в соответствии с индивидуальными запросами.

Индивидуальное регулирование может осуществляться с помощью как ручных кранов, так и автоматических регуляторов. Применение автоматических регуляторов позволяет наиболее успешно решать задачу обеспечения требуемого температурного режима в каждом отдельном помещении.

Перечень основных факторов, вызывающих необходимость индивидуального управления отпуском теплоты, приведен в табл. 7.1.

Научно-исследовательские работы по индивидуальному автоматическому регулированию в системах центрального водяного отопления были начаты в нашей стране в 1955—1956 гг. Рассматривая перспективы повышения качества и экономичности теплоснабжения, акад. Л. А. Мелентьев уже в то время отмечал несовершенство существующей «карточной» системы распределения тепловой энергии, основанной на подаче каждому потребителю заранее лимитированного количества теплоты. По аналогии с системами электро-, газо- и водоснабжения он указывал на необходимость обеспечить такое распределение тепловой энергии, при котором каждый абонент будет отбирать из сети нужное ему количество теплоты для создания в отапливаемых

помещениях желаемых температурных условий в пределах зоны теплового комфорта.

Реализация такой системы распределения тепловой энергии возможна только при массовом применении индивидуальных автоматических регуляторов теплоотдачи нагревательных приборов.

Теоретические исследования теплового и гидравлического режимов систем водяного отопления, оборудованных устройствами индивидуального автоматического регулирования, впервые были выполнены проф. В. Я. Хасилевым, который установил, что традиционные отечественные системы отопления с элеваторным присоединением к тепловой сети в этих условиях работают устойчиво.

Детальные исследования теплового режима зданий при индивидуальном автоматическом регулировании теплоотдачи нагревательных приборов были выполнены В. Я. Грислисом в 1955—1957 гг. Эти исследования показали, что применение простейших двухпозиционных терморегуляторов в состоянии обеспечить требуемые температурные условия в отапливаемых помещениях.

Широкая экспериментальная проверка применения индивидуального автоматического регулирования в жилых многоквартирных зданиях в нашей стране впервые была проведена в Ленинграде в 1957—1959 гг. ЛНИИ Академии коммунального хозяйства с участием целого ряда организаций: Физико-энергетического института АН Латвийской ССР, Ленинградского инженерно-экономического института, Союзтехэнерго (б. треста ОРГРЭС), Белорусского политехнического института и др.

В результате этого эксперимента были установлены основные особенности функционирования автоматизированных систем водяного отопления, разработаны рекомендации по их монтажу и эксплуатации, сформулированы требования к комнатным автоматическим терморегуляторам.

Большие работы по созданию отечественных конструкций индивидуальных терморегуляторов были выполнены Орловским производственным объединением «Промприбор». Эксплуатационные испытания терморегуляторов, разработанных этим предприятием, выполненные в 1982—1984 гг., показали их высокую эффективность и надежность [36].

В ряде случаев вместо установки терморегуляторов у нагревательных приборов систем водяного отопления оказывается целесообразным применение комнатных электрических доводчиков с автоматическими регуляторами температуры воздуха. Система водяного отопления при этом может рассчитываться на базовую нагрузку, соответствующую пониженной расчетной температуре внутреннего воздуха (например, 12 °С). Пиковые расходы теплоты покрываются с помощью электрических доводчиков, которые позволяют также регулировать внутреннюю темпе-

ратуру в помещениях по желанию потребителей. Экспериментальные исследования таких систем были выполнены во Владивостоке в 1969—1971 гг. Дальневосточным политехническим институтом Г. Р. Грейнером и В. Ф. Слоневским.

Как показывает зарубежный опыт, применение индивидуальных терморегуляторов весьма эффективно в системах воздушного отопления и в водо-воздушных системах с вентиляторными подоконными доводчиками [89]. Важное эксплуатационное преимущество индивидуального терморегулирования в этих системах заключается в быстром изменении температуры в помещении при изменении величины настройки (задания) прибора.

§ 7.2. Типы индивидуальных терморегуляторов

В отечественной и зарубежной практике получили применение различные типы индивидуальных терморегуляторов: прямого и непрямого действия, стабилизирующие и программные, дистанционные и недистанционные (камерные), с манометрическими, механическими и электрическими чувствительными элементами, с исполнительными механизмами двухпозиционного и непрерывного действия.

Классификация индивидуальных регуляторов температуры, разработанная С. П. Петровым в Орловском ПО «Промприбор», представлена на рис. 7.1.

Из регуляторов непрямого действия следует отметить двухпозиционные приборы Физико-энергетического института (ФЭИ) АН Латвийской ССР. Термореле *6* электромеханического регулятора (рис. 7.2) состоит из двух контактных биметаллических пластин *4*, воспринимающих как отклонения температуры воздуха от заданного уровня, так и скорость ее изменения, в результате чего достигается повышенная точность регулирования. Пределы настройки температуры осуществляют задатчиком *5* — от 15 до 25 °С.

Исполнительный орган *9* регулятора для однотрубной системы включает железный сердечник *8*, латунный шток с конусообразным наконечником и полушаровым клапаном из нержавеющей стали *10*, электромагнитную катушку *7* и корпус *11*. Исполнительный орган регулятора для двухтрубной системы отличается от указанной конструкции по способу выполнения запорного устройства (малый диаметр проходного отверстия, коническая форма клапана).

Прибор питается от осветительной сети через блок питания *1*, состоящий из понизительного трансформатора *2* на 220/36 В и селенового выпрямителя *3*.

При повышении температуры воздуха в помещении сверх заданного значения термореле замыкает электрическую цепь, сердечник втягивается, клапан прижимается к седлу и вентиль закрывается. При размыкании контактов термореле сердечник

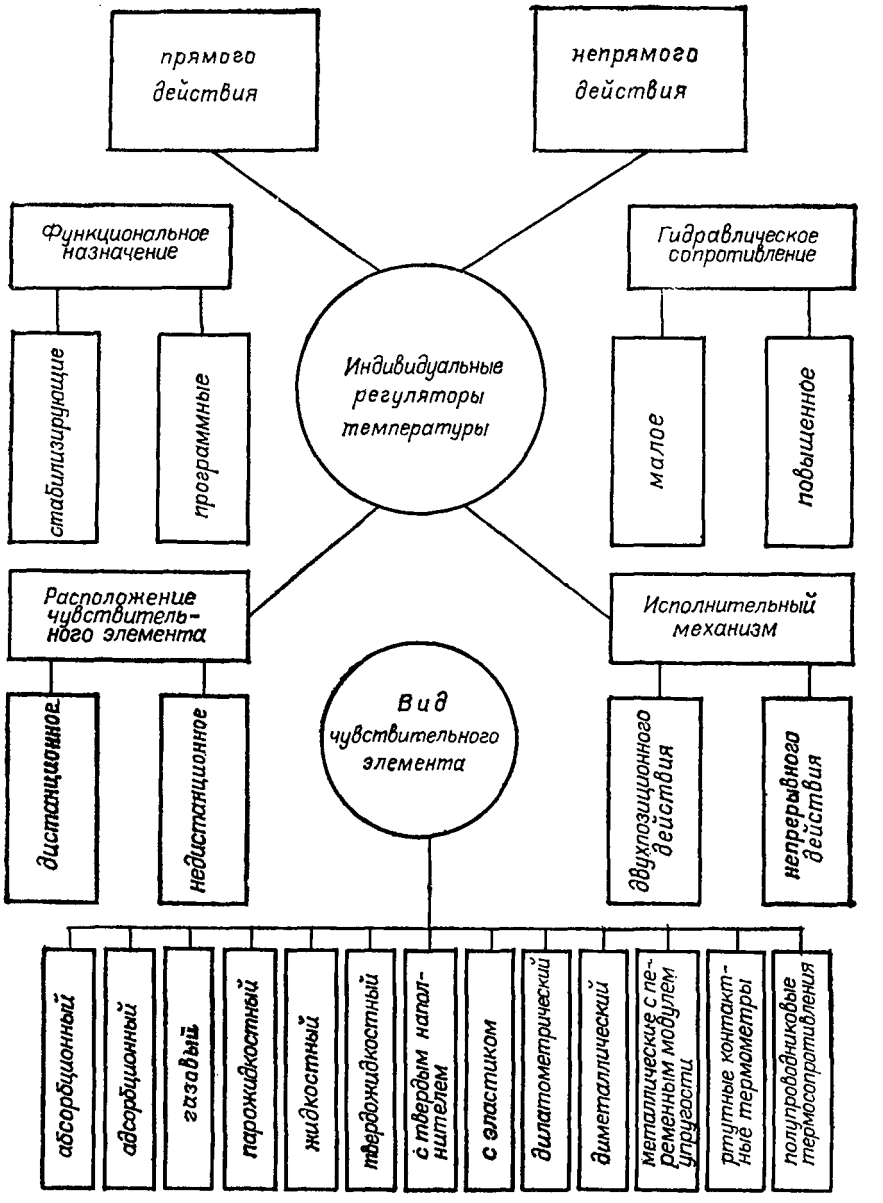


Рис. 7.1. Классификация индивидуальных автоматических регуляторов температуры

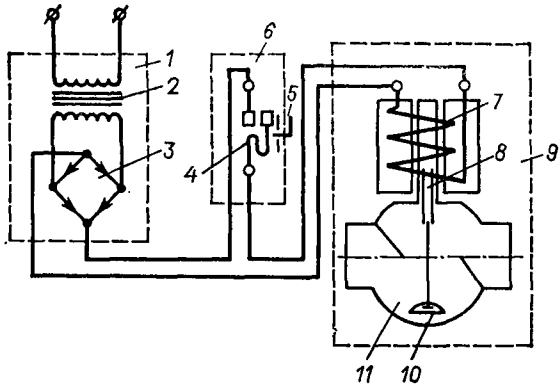


Рис. 7.2. Принципиальная схема индивидуального автоматического регулятора физико-энергетического института АН Латвийской ССР

Технические характеристики электромеханических терморегуляторов ФЭИ АН Латвийской ССР

Нерегулируемый дифференциал термореле (зона нечувствительности), °С	0,5—1,0
Диапазон регулирования температуры (пределы настройки), °С	15—25
Постоянная времени термореле при свободной конвекции воздуха, С°	450
Потребляемая активная мощиость, Вт	2,5
Показатели клапана для однотрубной системы:	
диаметр условного прохода, мм	20
диаметр отверстия клапана, мм	18
расход воды через клапан при перепаде давлений 0,1 кПа, л/ч	110
перепад давлений, при котором гарантируется срабатывание клапана, кПа, не более	1,0
Показатели клапана для двухтрубиой системы:	
диаметр условного прохода, мм	15
диаметр отверстия клапана, мм	4 и 5,5
расход воды через клапан при перепаде давлений 10 кПа, л/ч	30 и 60
перепад давлений, при котором гарантируется срабатывание клапана, кПа, ие более	5 и 9

падает под действием собственной массы и открывает проход воды.

Орловским ПО Промприбор (Л. Ф. Куклик, С. П. Петров) разработаны индивидуальные камерные терморегуляторы прямого действия для однотрубных и двухтрубных систем водяного отопления, а также для водовоздушных систем кондиционирования воздуха.

На рис. 7.3 приведена конструктивная схема регулятора, созданного этим предприятием и предназначенного для систем водяного отопления с одноместным присоединением нагревательных приборов.

Принцип действия термочувствительного устройства регулятора основан на изменении объема заполнителя (смесь церезина и алюминиевой пудры) при превращении его из твердого

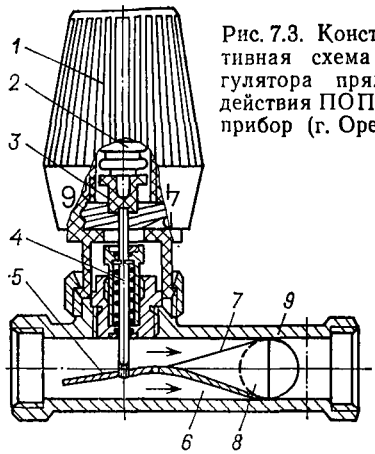


Рис. 7.3. Конструктивная схема регулятора прямого действия ПО Промприбор (г. Орел)

в пастообразное состояние в диапазоне регулируемых температур.

Как видно из рис. 7.3, регулятор состоит из термосистемы *1*, в которой установлен датчик температуры с твердым наполнителем *2*, усилие от которого передается через теплоизолирующую втулку *3* на шток регулирующего органа *4* и связанную с ним распределительную заслонку *5*.

В зависимости от места положения поворотной заслонки, обусловленного температурой воздуха в отапливаемом помещении, теплоноситель поступает либо в канал, ведущий к нагревательному прибору *6*, либо в обводной канал *7*. Каналы разделены между собой разделителем потока *8*, установленным в корпусе регулирующего органа *9*.

Технические характеристики камерных терморегуляторов Орловского ПО Промприбор

Зона нечувствительности, °С	1,0
Диапазон регулирования (настройка может быть ограничена сверху, снизу или зафиксирована на постоянном значении)	16—25
Постоянная времени, с	150
Перестановочное усилие, Н	95
Условное давление, МПа	1,6
Диаметры условного прохода:	
для однотрубной системы (в том числе с одноместным присоединением), мм	20
для двухтрубной системы, мм	15

Важной конструктивной особенностью разработанных регуляторов является взаимозаменяемость термосистем без дополнительной поднастройки, что обеспечивает возможность раздельного изготовления, поставки и монтажа термосистем и регулирующих органов.

§ 7.3. Тепловой режим помещений при индивидуальном автоматическом регулировании

Расчеты температурного режима помещений при индивидуальном автоматическом регулировании могут быть выполнены на основе решения уравнений нестационарного теплообмена, описанных в главе V.

Результаты этих расчетов позволяют определить необходимые параметры терморегуляторов для различных условий: для

объектов, отличающихся по тепловой устойчивости помещений, тепловой емкости нагревательных приборов, характеру возмущающих воздействий, требуемой точности регулирования и т. д.

При составлении расчетной структурной схемы автоматизированной системы надо учитывать следующую принципиальную особенность индивидуального регулирования. Так как температура настройки терморегуляторов в различных помещениях неодинакова, происходит перетекание теплоты через внутренние ограждения зданий. В связи с этим внутренние ограждения (перегородки, междуэтажные перекрытия) в данном случае следует рассматривать не только как тепловые емкости, но и как каналы переноса тепловой энергии. Соответственно должны описываться и динамические характеристики этих элементов. Как показали исследования [71], перенос теплоты через внутренние ограждения существенно снижает потенциально возможную глубину индивидуального регулирования.

Важным фактором, определяющим эффективность индивидуального регулирования, является разность величин теплоотдачи включенного и отключенного нагревательного прибора. Как показали исследования, выполненные во ВНИИГСе Ю. И. Савенковым [76], вид системы отопления, схема подключения нагревательных приборов, диаметр трубопроводов, плотность запирания регулирующего органа в значительной мере влияют на величину остаточной теплоотдачи.

На рис. 7.4 приведены данные об остаточной теплоотдаче проточно-регулируемых этажестояков вертикальных однотрубных систем отопления из унифицированных элементов. Из этих данных следует, что в традиционных вертикальных однотрубных

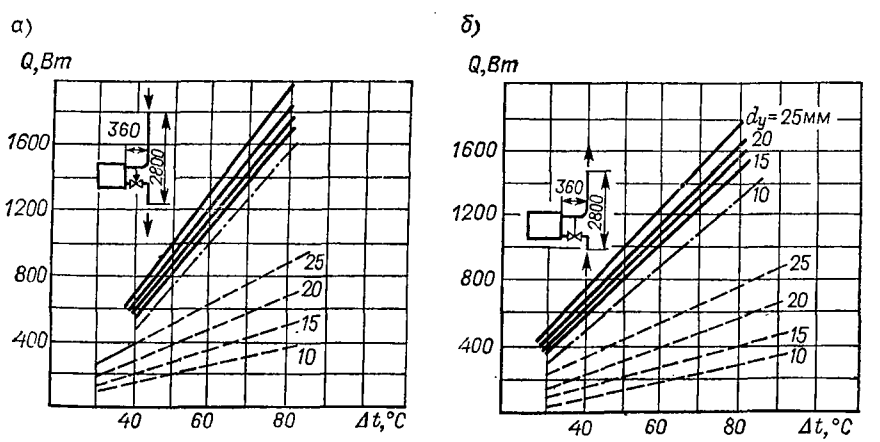


Рис. 7.4. Зависимость изменения теплоотдачи проточно-регулируемых этажестояков от температурного напора при включенном и выключенном (пунктир) приборе для различных схем движения теплоносителя

а — сверху вниз; *б* — снизу вверх

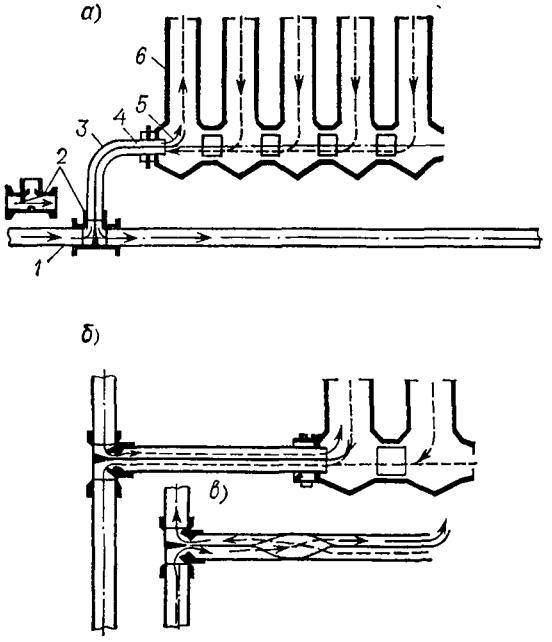


Рис. 7.5. Схемы регулируемых узлов одноместного присоединения систем отопления

а — для горизонтальной и *б* — вертикальной систем: *1* — разводящий трубопровод; *2* — регулирующий орган; *3* — присоединительный патрубок; *4* — разделительная диафрагма; *5* — направляющая планка; *6* — нагревательный прибор; *б* — опускной стояк; *в* — подъемный стояк

системах отопления остаточная теплоотдача весьма существенна и достигает 30—50 % при $d = 20$ и 25 мм.

Наибольшая глубина регулирования обеспечивается в системах водяного отопления с одноместным присоединением нагревательных приборов. Схема регулируемого узла одноместного присоединения, разработанного во ВНИИГСе А. С. Шутовым [80] для горизонтальных и вертикальных систем отопления, приведена на рис. 7.5.

Наглядное представление о температурном режиме помещений при индивидуальном автоматическом регулировании (в помещениях установлены двухпозиционные регуляторы ФЭИ АН Латв. ССР) дают графики (рис. 7.6), на которых показаны температуры внутреннего воздуха $t_в$, температуры поверхности нагревательных приборов $t_{пр}$ и периоды их работы. Из графиков видно, что до включения автоматики диапазон колебаний внутренней температуры составлял примерно 4—5 °С, при этом максимальные значения температур достигали 24 °С. Широкие пределы колебаний внутренних температур были обусловлены значительным перегревом помещений и их интенсивным проветриванием с целью понижения этой температуры. После включения автоматики температура внутреннего воздуха понизилась примерно на 2 °С, а диапазон колебаний сократился до ± 1 °С.

О влиянии автоматики на температурный режим помещений можно судить также по данным табл. 7.2, в которой приведены результаты термографирования в жилом здании.

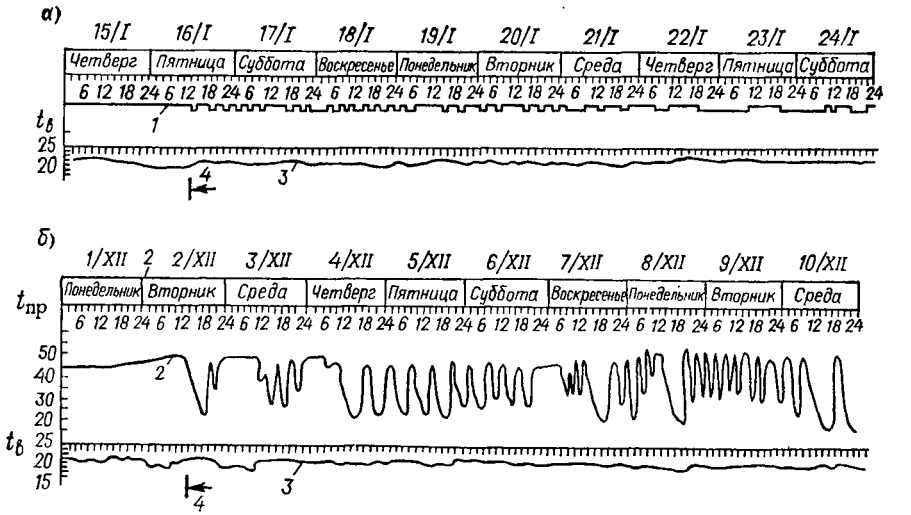


Рис. 7.6. Показатели температурного режима помещений при двухпозиционном регулировании

а — помещение № 1; *б* — помещение № 2; *1* — периоды работы нагревательного прибора; *2* — температура поверхности нагревательного прибора; *3* — температура воздуха в помещении; *4* — момент включения автоматики

Как видно из таблицы, включение автоматики привело к резкому снижению температуры воздуха в помещениях почти на 3 °С. Столь значительное снижение внутренней температуры объясняется тем, что индивидуальные терморегуляторы устраняют перетопы, связанные с бытовыми тепловыделениями и прочими переменными факторами, которые не могут быть учтены на других уровнях управления.

Многочисленные экспериментальные исследования, проводившиеся как в СССР, так и за рубежом [82, 90], показали, что экономия теплоты за счет индивидуального автоматического регулирования составляет не менее 10—15 %.

Таблица 7.2. **Среднесуточные температуры воздуха в жилых помещениях с действующей и отключенной автоматикой**

Режим работы	Терморегуляторы отключены			Терморегуляторы работают		
Среднесуточная наружная температура, °С	1,6	—0,4	1,8	1,9	0,1	2,1
Температура воздуха в помещениях, °С	22,8	22,2	22,8	20,9	20,6	21,5
	23,4	22,9	22,7	19,4	18,6	20,4
	23,7	23,5	24,7	20,5	20,4	29,9
	23,0	23,5	23,0	20,2	19,5	20,7
Средние значения		23,1			20,3	

Таблица 7.3. **Экономия теплоты в системе отопления за счет работы индивидуальных терморегуляторов**

Месяц	Период наблюдений, дней	Среднее количество отключенных приборов, %	Экономия теплоты на объекте, %
Декабрь	29	52,2	11,2
Январь	31	37,7	8,4
Февраль	28	42,8	9,5
Март	31	47,0	10,0
Апрель	7	47,7	10,5

В качестве примера в табл. 7.3 приведены данные о фактически наблюдавшемся на опытном объекте г. Ленинграда, оборудованном индивидуальными терморегуляторами двухпозиционного действия, количестве одновременно отключенных нагревательных приборов, а также о размерах экономии теплоты.

Необходимо отметить, что значительная экономия теплоты при рассматриваемом методе регулирования имела место, несмотря на то что потребителям предоставлялась возможность индивидуальной настройки терморегуляторов в широких пределах. Так, при проведении массовых обследований (267 помещений) в одном из автоматизированных жилых зданий были выявлены значения температур настройки.

В обследованном здании жилые комнаты имели южную и северную ориентацию. Как правило, в помещениях, расположенных на северной стороне, наблюдались более высокие температуры настройки. Из помещений с температурой настройки свыше 22 °С около 70 % оказались ориентированными на север.

С 1976 по 1982 гг. в г. Клингентале (ГДР) был построен ряд жилых домов с двухтрубными системами отопления, оборудованными индивидуальными терморегуляторами предприятия MAW (ГДР), а также типа ТВ-1 (ЧССР).

Длительные эксплуатационные наблюдения показали, что индивидуальное автоматическое регулирование позволило получить экономию теплоты около 17 %. За счет работы комнатных терморегуляторов внутренняя температура снизилась в среднем с 23 до 20 °С [90].

§ 7.4. Тепловой и гидравлический режимы автоматизированных систем отопления

Исследования показали, что системы отопления, оборудованные индивидуальными автоматическими регуляторами, работают устойчиво.

Особенности теплового и гидравлического режимов определяются типом системы отопления, способом ее присоединения

к тепловой сети и методом автоматического регулирования (непрерывное, двухпозиционное).

Режим автоматизированных систем при наиболее распространенной в нашей стране элеваторной схеме присоединения к тепловой сети характеризуется повышением температур обратной воды и отсутствием влияния автоматики на расход воды из тепловой сети.

С увеличением количества отключенных приборов (при двухпозиционном регулировании) или степени прикрытия регулирующих органов (при применении приборов непрерывного действия) коэффициент смешения элеватора уменьшается.

В однотрубных системах отопления уменьшение коэффициента смешения происходит в основном за счет снижения величины гравитационного давления. Гидравлическое сопротивление однотрубных систем (при соответствующем подборе характеристик регулирующих органов) может сохраняться в процессе индивидуального регулирования практически неизменным.

В двухтрубных системах коэффициент смешения уменьшается вследствие роста гидравлического сопротивления системы при отключении отдельных приборов или при частичном прикрытии регулирующих органов. Однако при полном отключении даже 75—80 % нагревательных приборов элеватор еще продолжает устойчиво работать.

Определение основных показателей теплового и гидравлического режимов систем отопления (в статике) может производиться по формулам, приведенным ниже.

1. Присоединение к тепловой сети непосредственное, регулирование двухпозиционное:

коэффициент расхода воды в двухтрубной системе

$$x = \sqrt{\bar{s}_c/\bar{s}_{cx}} = f(m_f); \tag{7.1}$$

температура воды после системы

$$t_{2x} = \frac{x a_c t_1 - m_f (0{,}5 t_1 - t_в)}{x a_c + 0{,}5 m_f}; \tag{7.2}$$

коэффициент расхода воды в однотрубной проточной системе отопления

$$x = x_{нас} \sqrt{1 + 0{,}6 h_э (t_1 - t_{2x}) \frac{1 + n_э}{2 H_н}}. \tag{7.3}$$

2. Присоединение к тепловой сети элеваторное, регулирование двухпозиционное:

коэффициент смешения в двухтрубной системе

$$u = \frac{-(\bar{s}_c + b) + \sqrt{(\bar{s}_c + b)^2 + (a - \bar{s}_c)(\bar{s}_c + c)}}{\bar{s} + c}; \tag{7.4}$$

температура воды после системы

$$t_{2x} = \frac{a_c T_1 - m_f \left(\frac{0{,}5T}{1+u} - t_в \right)}{a_c + 0{,}5 m_f \left(\frac{u}{1+u} + 1 \right)}; \qquad (7.5)$$

уравнение для определения коэффициента смешения в однотрубной системе

$$\frac{S_{ср} G_{ср}^2 (1+u)^2 - 0{,}3n(1+n) h_э \left(\frac{T_i + u t_{2x}}{1+u} \right) - t_{2x}}{s_{ср} G_{ср}^2 (1+u_р)^2 - H_{гр}} =$$

$$= \frac{0{,}93}{A} \left[1{,}95 + 0{,}85 \frac{f_2}{f_3} u^2 - 1{,}19 \frac{f_2}{f_3} (1+u)^2 \right]. \qquad (7.6)$$

3. Регулирование непрерывное:

коэффициент расхода воды в системе при непосредственном присоединении

$$x = \frac{y \Delta t_{тр}}{2 \left(t_{1\,тр} + y^{1/(1+n)} \delta t_р - t_в \right)}; \qquad (7.7)$$

коэффициент расхода воды при элеваторном присоединении

$$x = \frac{y \Delta T_{тр} (1+2u)}{2(1+u) \left(T_{1тр} - y^{1/(1+n)} \delta t_р - t_в \right)}; \qquad (7.8)$$

температура воды после двухтрубной системы при непосредственном присоединении

$$t_{2x} = t_1 - \frac{y}{x} \Delta t_{тр}; \qquad (7.9)$$

температура воды после однотрубной системы при непосредственном присоединении

$$t_{2x} = t_1 - y \Delta t_{тр}; \qquad (7.10)$$

температура воды после однотрубной системы при элеваторном присоединении

$$t_{2x} = T_1 - y(1+u) \Delta t_{тр}. \qquad (7.11)$$

В приведенных уравнениях: $\bar{s}_c$ — безразмерная (относительная) характеристика гидравлического сопротивления системы отопления; x — коэффициент расхода воды в системе отопления; m_f — отношение поверхности нагрева включенных приборов ко всей поверхности нагрева; a_c — безразмерный коэффициент:

$$a_c = \frac{0{,}5 (t_{1р} + t_{2р}) - t_в}{T_{1р} - t_{2р}};$$

$n_э$ — количество этажей в здании; $h_э$ — высота этажа, м; $H_н$ — давление, созданное насосом, кПа; $H_{гр}$ — гравитационное давление (расчетное значение), кПа; $x_{нас}$ — коэффициент расхода воды в системе при отсутствии гравитационного давления; A — численное значение характеристики водоструйного насоса-элеватора при расчетном режиме; f_2/f_3 — отношение выходного сечения сопла элеватора к сечению цилиндрического участка камеры смешения; u — коэф-

Таблица 7.4. **Режим работы однотрубной системы при двухпозиционном регулировании**

Месяц	Апрель		Февраль	
Режим	I	II	I	II
Количество отключенных приборов, %	0	56	0	44
Температура прямая, °С	70,8	71,1	95,1	95,3
Температура после элеватора, °С	47,0	50,5	66,0	68,1
Температура обратная, °С	35,4	39,7	47,4	50,1
Коэффициент смешения	2,04	1,91	1,57	1,52
Расход теплоты системой, %	100	89	100	94

Примечание. Режим I — автоматика отключена, режим II — автоматика работает.

фициент смешения; T_1, t_1, t_2 — температуры воды в подающей магистрали, на входе в систему отопления и после системы; Δt_c — перепад температур воды в системе отопления; ΔT, Δt — отклонения температур теплоносителя от требуемых значений; y — коэффициент расхода теплоты в системе отопления, равный отношению фактической подачи к требуемому расходу теплоты; n — показатель степени, характеризующий зависимость коэффициента теплопередачи нагревательного прибора от температурного напора (перепада) δt; δt — температурный напор: $\delta t = 0{,}5(t_1 + t_2) - t_в$; a, b, c — безразмерные коэффициенты, зависящие от расчетного коэффициента смешения $u_р$ (при $u_р = 2{,}2$; $a = 31{,}6$; $b = 1{,}83$; $c = 0{,}51$); величины с индексами «р», «тр», «x», «y» обозначают следующие режимы: «р» — расчетный; «тр» — требуемый; «x» — режим при коэффициенте расхода воды в системе x; «y» — то же, при коэффициенте расхода теплоты y.

Влияние индивидуального терморегулирования на тепловой и гидравлический режимы однотрубной системы отопления иллюстрируется табл. 7.4, в которой приведены экспериментальные данные о работе системы с действующей и отключенной автоматикой.

Показатели получены для системы, смонтированной в жилом здании и оборудованной терморегуляторами типа ФЭИ АН ЛатвССР.

Таблица показывает, что при работе автоматики температура воды после системы и после элеватора растет. Перепад температур в абонентском вводе и расход теплоты соответственно уменьшаются.

В табл. 7.5 приведены данные о распределении температур по однотрубному стояку системы с верхним розливом, с замыкающими участками и установкой терморегуляторов на подводках к приборам.

Из таблицы видно, что индивидуальное регулирование в однотрубных системах мало сказывается на температурном режиме участков стояков, расположенных в верхних этажах, но существенно влияет на температурный режим нижних участков.

Для оценки режима работы системы отопления при двухпозиционном регулировании теплоотдачи нагревательных приборов

Таблица 7.5. **Распределение температур по однотрубному стояку при двухпозиционном регулировании**

Режим	Количество отключенных приборов		Температура воды в стояке, °С			
	всего	процент от суммарной поверхности нагрева	по стояку в среднем	верхний этаж	нижний этаж	перепад температур в стояке
I	1	22,0	33,0	38,5	28,0	13,5
II	4	53,8	37,5	41,0	32,5	11,0
III	5	71,5	37,5	40,0	35,0	9,0

интерес представляют данные (рис. 7.7) об изменении температур воды на выходе из стояков однотрубной системы. График показывает, что вследствие периодических включений и выключений нагревательных приборов температура воды после отдельных стояков резко менялась. Однако в головных участках системы температурный режим был достаточно стабильным, что объясняется неодновременным срабатыванием терморегуляторов, установленных в различных помещениях.

Экспериментальные данные по гидравлическому режиму двухтрубной системы при индивидуальном регулировании приведены на рис. 7.8, из которого видно, что отключение даже половины нагревательных приборов мало сказывается на гидравлическом сопротивлении системы и на работе водоструйного насоса.

При увеличении количества отключенных приборов свыше 80 % гидравлическое сопротивление системы резко возрастает,

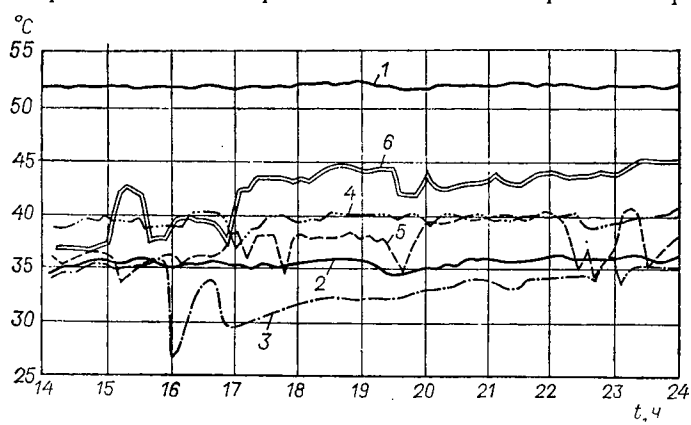


Рис. 7.7. График температур обратной воды по стоякам при работе двухпозиционных терморегуляторов:

1 — температура воды, подаваемой в систему отопления; *2* — то же, после системы; *3* — то же, после стояка № 1; *4* — то же, после стояка № 2; *5* — то же, после стояка № 3; *6* — то же, после стояка № 4

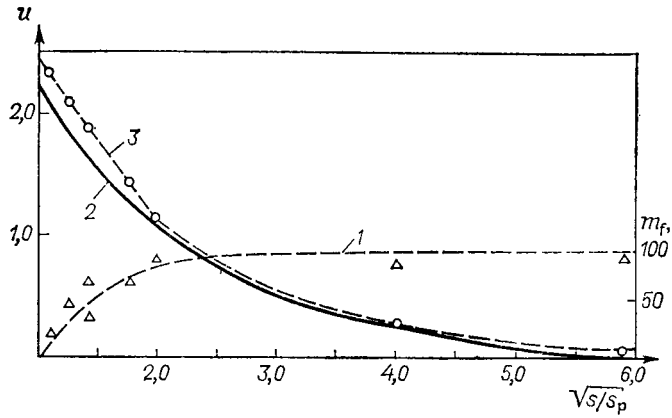


Рис. 7.8. График зависимости коэффициента смешения от изменения гидравлического сопротивления двухтрубной системы отопления, обусловленного отключением нагревательных приборов при индивидуальном регулировании:

1 — экспериментальные данные о количестве отключенных нагревательных приборов; *2* — расчетная зависимость коэффициента смешения от гидравлического сопротивления системы; *3* — то же, экспериментальные данные; u — коэффициент смешения; m_f — количество отключенных приборов, %; $\sqrt{S/S_p}$ — квадратный корень от относительного изменения гидравлического сопротивления системы

коэффициент смешения падает и элеватор прекращает инжектировать воду (происходит «срыв подмешивания»).

Однако, если учесть, что часть нагревательных приборов в здании (на лестничных клетках, в ванных комнатах) не оборудуется терморегуляторами, становится очевидным, что срыв подмешивания элеватора в реальных условиях эксплуатации не может иметь места.

Экспериментальные исследования подтвердили, что осуществление индивидуального регулирования в системах с элеваторным присоединением практически не оказывает влияния на расход воды из тепловой сети. Действительно, даже при выключении во время опытов 80 % нагревательных приборов расход воды из тепловой сети уменьшился всего на 5 %, т. е. почти не изменился.

В заключение следует отметить, что отечественный и зарубежный опыт свидетельствуют о высокой эффективности индивидуального автоматического регулирования теплоотдачи нагревательных приборов.

При его применении выравнивается распределение теплоносителя между нагревательными приборами в соответствии с фактической потребностью в теплоте отдельных помещений и обеспечивается полезное использование скрытых теплоизбытков в тепловом балансе зданий.

Вместе с тем оснащение зданий индивидуальными терморегуляторами в силу целого ряда факторов не исключает необхо-

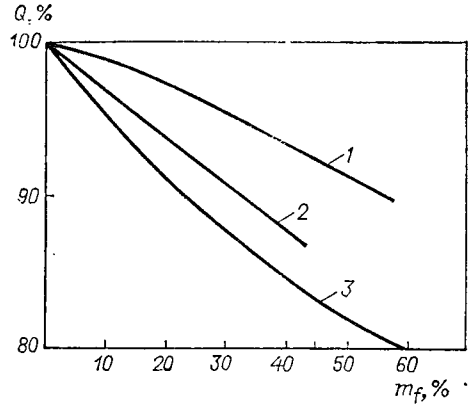


Рис. 7.9. График зависимости расхода теплоты в системе от количества отключенных нагревательных приборов
1—*3*—номера опытных объектов; *Q*—расход теплоты в системе, %; m_f—количество отключенных приборов, %

димости осуществления управления на более высоких иерархических уровнях.

Для иллюстрации сказанного на рис. 7.9 приведены полученные на трех автоматизированных объектах экспериментальные зависимости расхода теплоты в системе отопления от количества отключенных нагревательных приборов. Из рисунка видно, что при выключении 50 % приборов расход теплоты на опытных объектах снижался на 9—18 %. Вместе с тем результаты теоретических расчетов, подтвержденные экспериментальными исследованиями, дают основание считать, что отключение половины нагревательных приборов может происходить при превышении подачи теплоты над потребностью на 20—50 %. Сопоставление этих цифр свидетельствует о том, что система индивидуального автоматического регулирования не в сосоянии полностью отработать возмущение по подаче теплоты.

Сочетание индивидуального регулирования с местным автоматическим регулированием на вводе в здание или групповым регулированием в ЦТП дает возможность создать оптимальные условия функционирования системы отопления при работе комнатных терморегуляторов.

Так, установка местного регулятора расхода теплоты на вводе в здание (или в ЦТП) позволяет предотвратить рост температур обратной воды, характерный для условий индивидуального терморегулирования, и, таким образом, получить дополнительную экономию тепловой энергии.

Регулирование давления в автоматизированной двухтрубной системе отопления [86] позволяет избежать роста перепада давлений перед регулирующими органами индивидуальных терморегуляторов, гарантировать их надежную работу и обеспечить дополнительную экономию электроэнергии на перемещение теплоносителя по системе.

Глава VIII

ПРОМЕЖУТОЧНЫЕ СТУПЕНИ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ РАСХОДОМ ТЕПЛОТЫ

§ 8.1. Характеристика промежуточных ступеней управления

Как было сказано в главе I, в системах централизованного теплоснабжения необходимо иметь несколько иерархических уровней — ступеней управления: центральное, промежуточное и индивидуальное. К промежуточным ступеням управления можно отнести районное, групповое, местное и позонное (пофасадное) (см. табл. 1.2).

Различные ступени управления, составляющие единую систему АСУ ТП теплоснабжения, нельзя рассматривать изолированно друг от друга. Работа всех ступеней подчинена решению общей задачи — обеспечению высокого качества, надежности и экономичности теплоснабжения. Наряду с этим каждая из ступеней выполняет свои специфические, отличные от других функции.

Основные факторы, вызывающие необходимость промежуточных ступеней управления, приведены в табл. 8.1. Влияние этих факторов приводит к несоответствию между значениями параметров, устанавливаемых на источнике тепловой энергии (ТЭЦ, районная котельная), и теми значениями, которые необходимо поддерживать в месте нахождения данной ступени управления. В связи с этим функциональные задачи, решаемые в автоматизированных СЦТ каждой из промежуточных ступеней управления, заключаются прежде всего в корректировке режимов отпуска теплоты, устанавливаемых предыдущими ступенями, с учетом особенностей объекта, охватываемого данной ступенью.

Работы по автоматизации абонентских вводов были начаты в нашей стране еще в довоенные годы. В то время в тресте ОРГРЭС (ныне Союзтехэнерго) под руководством инж. П. М. Брика был разработан метод автоматических периодических отключений подачи теплоты на отопление. Регулирование предполагалось вести по температуре среды, заполняющей «изотермический ящик», находящийся снаружи здания.

В конце 40-х годов в тепловой сети Мосэнерго на ряде абонентских вводов были установлены регуляторы местных пропусков, отключающие подачу теплоты в систему отопления при превышении внутренней температуры в двух из трех контрольных помещениях здания [52].

Ряд важных работ по созданию способов, технологических схем и технических средств автоматизации абонентских вводов был выполнен в ФЭИ АН ЛатвССР, Челябинском политехниче-

Таблица 8.1. **Основные факторы, вызывающие необходимость промежуточных ступеней управления**

Классы факторов	Факторы
Несоответствие требований к режимам функционирования теплового источника, тепловых сетей и потребителей теплоты	1. Резкопеременный характер теплопотребления 2. Недопустимость частых и резких изменений режимов работы теплосилового оборудования ТЭЦ и районных котельных 3. Зависимость режима работы ТЭЦ от режима электроэнергетической системы
Неоднородный характер и режим теплопотребления	1. Невозможность осуществления центрального регулирования по отопительному графику во всем диапазоне тепловых нагрузок 2. Различные оптимальные режимы программного отпуска теплоты для зданий разного назначения (жилые, общественные, промышленные здания)
Несоответствие статических характеристик систем отопления режиму центрального регулирования расхода теплоты	1. Неодинаковые расчетные значения температур воздуха в отапливаемых зданиях (жилые дома, школы, детские сады, больницы, магазины, промышленные здания и пр.) 2. Неодинаковые значения расчетных температур наружного воздуха (здания различной массивности) 3. Несоответствие поверхности нагрева приборов, установленных в здании 4. Неодинаковое охлаждение воды в трубопроводах при транспорте теплоносителя до различных зданий
Неодинаковые динамические характеристики отапливаемых зданий, абонентских систем отопления и участков тепловой сети до данного потребителя	1. Разная тепловая устойчивость зданий 2. Неодинаковые динамические характеристики систем отопления (конвекторных, радиаторных, панельно-лучистых) 3. Разные величины транспортного запаздывания в тепловой сети (до данного здания)
Неодинаковые величины внешних возмущений	1. Неодинаковые значения температур наружного воздуха в различных точках района теплоснабжения 2. Различное воздействие солнечной радиации и ветра
Влияние возмущений на регулирующую величину (температуру и расход теплоносителя), действующих между источником теплоты и данной ступенью управления	1. Работа установок с технологической нагрузкой и горячего водоснабжения 2. Работа установок приточной вентиляции и кондиционирования воздуха 3. Переключения в тепловой сети

ском институте и Челябинскгражданпроекте, ЛНИИ Академии коммунального хозяйства, МНИИ ТЭП, Мосжилниипроекте, ВНИИГСе, Московском энергетическом институте, ЦНИИЭП инженерного оборудования, Таллинском политехническом институте и в других организациях.

Всесоюзным теплотехническим институтом им. Ф. Э. Дзержинского, Академией коммунального хозяйства (АКХ) им. К. Д. Памфилова, Мосжилниипроектом, Запорожтеплосетью, МНИИТЭПом, Ленниипроектом проведены значительные работы в области автоматизации центральных тепловых пунктов.

Следует отметить также разработки автоматизированных контрольно-распределительных пунктов, выполненных в АКХ (под руководством Н. К. Громова), в Харьковтеплосети, в теплосети Мосэнерго, во ВНИПИЭнергопроме.

В ряде городов страны (Москва, Челябинск, Запорожье, Симферополь, Рига и др.) уже накоплен значительный опыт внедрения систем локальной автоматизации индивидуальных и центральных тепловых пунктов, а также контрольно-распределительных.

В соответствии с Постановлением Совета Министров СССР от 07.06.79 «О мерах по сокращению потерь тепла в зданиях жилищно-гражданского и производственного назначения и тепловых сетях» Министерством приборостроения, средств автоматизации и систем управления разработана и серийно освоена достаточно широкая номенклатура приборов и устройств учета, контроля и регулирования для систем теплоснабжения, в том числе автоматических регуляторов для центральных и индивидуальных тепловых пунктов жилых, общественных и промышленных зданий.

Министерством химического и нефтяного машиностроения СССР разработана и освоена новая регулирующая и запорная арматура для автоматизации систем теплоснабжения. Министерством электронной промышленности СССР освоен выпуск автоматических регуляторов расхода теплоты для элеваторных абонентских вводов. Госстроем СССР утверждены проектные решения и нормативные документы по автоматизации тепловых пунктов. Тем не менее в отечественных системах теплоснабжения средства локальной автоматизации на промежуточных ступенях управления до сих пор повсеместного применения не получили.

§ 8.2. Методы автоматического управления

Автоматическое управление отпуском теплоты на рассматриваемых объектах может производиться по отклонению регулируемой величины, по возмущению и путем комбинирования этих методов [19, 70, 84, 86].

В первом случае датчики, замеряющие температуру внутреннего воздуха, устанавливаются в одном или нескольких отап-

ливаемых помещениях и приводят в действие регулятор при отклонении этой температуры от установленного значения. Для осуществления программного регулирования датчики оборудуются специальным устройством, связанным с часовым механизмом.

При регулировании по возмущению датчики устанавливаются снаружи здания и замеряют значения метеорологических параметров. Использование этого метода требует соблюдения условия инвариантности объекта теплоснабжения (системы отопления) по отношению к внешним возмущениям.

Математически это условие выражается следующим образом [91]:

$$W_{\text{упр}} = W_{\text{возм}}, \tag{8.1}$$

где $W_{\text{упр}}$ — передаточная функция по управляющему воздействию; $W_{\text{возм}}$ — то же, по возмущающему воздействию.

Расшифровывая значения указанных передаточных функций, можно получить [91]

$$W_{\text{сист}} \cdot W_{\text{комп}} = W_{\text{м}} + W_{\text{б}}. \tag{8.2}$$

где $W_{\text{сист}}$ — передаточная функция объекта теплоснабжения, охватываемого данной ступенью управления, от температуры (расхода) теплоносителя на выходе из узла управления к количеству теплоты, передаваемой воздуху отапливаемого помещения; $W_{\text{комп}}$ — передаточная функция регулятора с соответствующим компенсирующим устройством; $W_{\text{м}}$, $W_{\text{б}}$ — передаточные функции теплоемких и нетеплоемких наружных ограждений — от изменения метеорологических условий к количеству теплоты, теряемой отапливаемыми помещениями.

Схема компенсации возмущений, отвечающая уравнению (8.2), приведена на рис. 8.1.

Достоинство автоматического управления по отклонению заключается в том, что регулятор учитывает всю совокупность факторов, влияющих на температурный режим отапливаемых помещений, и выполняет свою задачу независимо от причин,

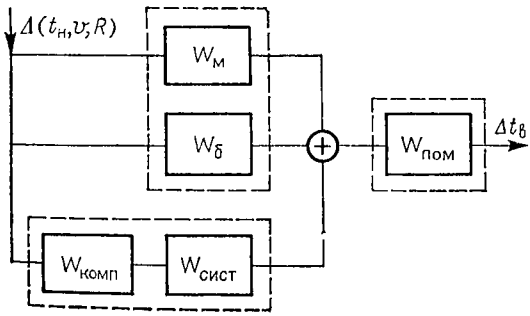


Рис. 8.1. Схема компенсации возмущений в системе теплоснабжения (отопления)

вызвавших отклонение внутренней температуры. Эксплуатационные изменения статических и динамических характеристик объекта практически не сказываются на качестве регулирования. Недостатки этого метода заключаются в следующем.

В современных многоэтажных зданиях даже при хорошо отрегулированной системе отопления наблюдается значительный разброс температур воздуха в отапливаемых помещениях, намного превышающий допустимую точность регулирования. В связи с этим выбор представительных помещений с целью сведения к минимуму влияния случайных, локальных факторов на процесс управления представляет большие трудности. Увеличение же с этой целью общего количества датчиков — контрольных помещений приводит к удорожанию автоматики, усложнению ее обслуживания и снижению надежности.

Система автоматического управления по отклонению внутренней температуры обладает неблагоприятными динамическими характеристиками, поскольку замкнутый контур регулирования содержит в данном случае звено с большой инерционностью — отапливаемое здание.

В случае охвата ступенью управления целого ряда зданий (ЦТП, КРП) негативное влияние указанных обстоятельств (разброс температур в помещениях, большая инерционность контура регулирования) при регулировании по отклонению еще более возрастает.

Достоинство автоматического управления по возмущению состоит в том, что оно производится по основным факторам, определяющим режим теплопотребления зданий (температура наружного воздуха, скорость ветра, солнечная радиация). Влияние локальных, случайных факторов на температуру воздуха в том или ином помещении на процесс управления исключается. При управлении по возмущению система обладает хорошими динамическими свойствами, так как в контур регулирования не входит отапливаемое помещение. При этом регулятор начинает выполнять свою задачу еще до того, как возмущающее воздействие проникло в отапливаемое помещение и вызвало в нем отклонение регулируемой величины — температуры воздуха — от заданного значения.

Недостаток этого метода заключается в том, что регулятор реагирует только на те возмущения, которые оцениваются соответствующими датчиками и заложены в закон управления.

Учитывая многообразие возмущений, действующих в системе теплоснабжения, и особенности этой системы как объекта управления, становятся очевидными те трудности принципиального характера, которые возникают при применении рассматриваемого метода управления.

Необходимо отметить, что автоматическая разомкнутая система управления по возмущению в «чистом» виде не получила применения в практике теплоснабжения и отопления.

Наиболее распространенная схема управления по возмущению предусматривает наличие обратной связи по параметру теплоносителя в тепловом пункте. В связи с этим система управления оказывается частично замкнутой (по регулирующему параметру) и в ее контур включается источник теплоты, тепловые сети, а при установке датчика температуры на обратном трубопроводе — и система отопления. Таким образом, создается принципиальная возможность исключить влияние случайных отклонений режима работы тепловой сети на тепловой режим здания.

Рассматриваемая схема реализует следующий закон управления:

$$П = F(В), \tag{8.3}$$

где П — параметр обратной связи; В — внешние возмущения, заложенные в закон управления.

В качестве обратной связи П в различных схемах автоматизации систем теплоснабжения и отопления используются температура воды на входе в пункт управления, температура обратной воды, полусуммы температур прямой и обратной воды, расход воды, температура и расход воды.

Во многих существующих системах автоматизации для оценки внешних возмущений используются датчики температуры наружного воздуха. Величина сигнала от этого датчика сравнивается с температурой теплоносителя, которая должна быть равна температуре по отопительному графику, заложенному в закон управления. Преимуществом такой системы является простота схемной реализации, а недостатком — отсутствие учета при управлении других метеорологических факторов (кроме наружной температуры), а также динамических свойств объекта.

Для формирования сигнала, характеризующего величину внешних возмущений В, могут применяться физические и математические модели.

В первом случае используется датчик, обеспечивающий комплексный учет метеорологических параметров (температуры наружного воздуха, скорости ветра, солнечной радиации), действующих на здание или его зону (фасад). Такого рода датчик должен представлять собой физическую модель, теплофизические характеристики которой подобны теплофизическим характеристикам здания (или его зоны) по всем каналам передачи внешних возмущений [70].

Во втором случае параметры внешней среды замеряются с помощью стандартных метеорологических датчиков. Полученная от этих датчиков информация поступает на вычислительное устройство, которое в зависимости от замеренных величин, времени суток, дня недели, а также других факторов рассчитывает в соответствии с программой, построенной для эталонной мо-

дели здания, требуемое значение параметра $П_з$. Значение $П_з$ сравнивается с фактически замеренным значением параметра $П_ф$, в результате чего регулятор вырабатывает соответствующее корректирующее воздействие.

Как уже отмечалось, наряду с регулированием по отклонению и по возмущению находят применение системы комбинированного управления. Один из вариантов системы комбинированного управления, при котором часть отопительного сезона регулирование отпуска теплоты производится по отклонению, а часть — по возмущению, описан в § 8.3.

Следует отметить, что системы адаптивного управления, которым в последнее время в отопительной технике уделяется все большее внимание, также основываются на совместном использовании принципов управления по возмущению и по отклонению. Особенность этих систем состоит в том, что математическая эталонная модель здания, по которой определяется величина управляющего воздействия, не является жестко детерминированной, а корректируется в процессе эксплуатации в соответствии с информацией о фактическом тепловом состоянии объекта.

§ 8.3. Местное автоматическое регулирование расхода теплоты

Количественная оценка несоответствия между значениями параметров теплоносителя в тепловой сети и теми параметрами, которые требуется поддерживать в абонентских вводах, может быть выполнена с использованием величин, приведенных в табл. 8.2.

Помимо общего размера нарушений подачи теплоты, при оценке температурного режима помещений должны быть приняты во внимание длительность нарушения режима и динамические характеристики (теплоустойчивость) отапливаемых помещений (см. § 2.1 и 2.2).

Кроме того, необходимо учитывать, что отклонения параметров теплоносителя в существующих системах отопления, за исключением бифилярных систем, вызывают непропорциональное изменение теплоотдачи нагревательных приборов, расположенных в различных этажах.

В качестве показателя, дающего представление о непропорциональности в изменении расходов теплоты, может быть принят коэффициент

$$p = (1 - y_{min})/(1 - y), \tag{8.8}$$

где $y_{мин}$ — коэффициент расхода теплоты в приборах отстающего этажа.

Во избежание разрегулировки системы отопления и сохранения пропорционального распределения теплоты между нагревательными приборами при местном автоматическом регулиро-

Таблица 8.2. **Статические зависимости между параметрами теплоносителя в тепловой сети и коэффициентом расхода теплоты в абонентском вводе**

Характер нарушения режима	Способ присоединения систем отопления	Зависимости между параметрами
Нарушение гидравлического режима	Непосредственное	$x = \dfrac{y\,\Delta t_{тр}}{2\left(t_{1\,тр} - y^{\frac{1}{1+n}}\,\delta t_{тр} - t_в\right)}$ (8.4)
	С подмешиванием	$x = \dfrac{y\,\Delta T_{тр}\,(1+2u)}{2\,(1+u)\left(T_{1\,тр} - y^{\frac{1}{1+n}}\,\delta t_{тр} - t_в\right)}$ (8.5)
Отклонение температуры теплоносителя	Непосредственное	$\Delta t = y^{\frac{1}{1+n}}\,\delta t_{тр} + t_в - t_{1\,тр} + 0{,}5y\,\Delta t_{тр}$ (8.6)
	С подмешиванием	$\Delta T = y^{\frac{1}{1+n}}\,\delta t_{тр} + t_в - T_{1\,тр} + \dfrac{0{,}5}{1+u}\,\Delta T_{тр}\,(1+2u)$ (8.7)

Примечание: y, x — коэффициенты расхода теплоты и воды из тепловой сети, равные отношению фактического расхода к требуемому расходу; $\Delta T_{тр}$, $\Delta t_{тр}$ — требуемые перепады температур воды в тепловой сети и в системе отопления; $\delta t_{тр}$ — требуемый температурный перепад между нагревательным прибором и воздухом помещения; ΔT, Δt — отклонения температур теплоносителя в системе отопления и тепловой сети от требуемых значений; n — показатель, характеризующий зависимость коэффициента теплопередачи нагревательного прибора от температурного напора.

вании последнее должно производиться по качественно-количественному графику.

Как показали исследования В. К. Дюскина и Е. А. Белинкого, указанная зависимость имеет вид:

$$x_{опт} = \varphi^m, \tag{8.9}$$

где $x_{опт}$ — коэффициент расхода воды в системе по оптимальному графику качественно-количественного регулирования; φ — коэффициент отпуска теплоты, равный отношению расхода теплоты, требуемого в данный момент времени, к расчетному расходу; m — показатель степени: $m = 1/(1+n)$ (для вертикальных однотрубных систем отопления $m = 0{,}75$).

Используя зависимости табл. 8.2 и формулу (8.9), можно определить:

нарушения режимов работы систем отопления при отсутствии автоматического регулирования в абонентских вводах или при несовершенстве этого регулирования;

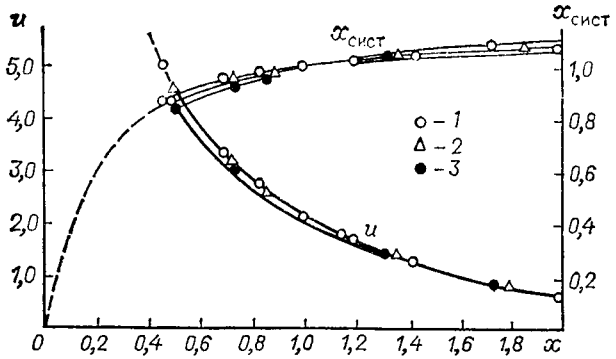


Рис. 8.2. Зависимости $u = f(x)$ и $x_{сист} = F(x)$, при которых обеспечивается пропорциональное распределение теплоты между нагревательными приборами $1 - \varphi = 0{,}2$; $2 - \varphi = 0{,}6$; $3 - \varphi = 1{,}0$.

необходимую глубину (диапазон) регулирования в автоматизированных абонентских вводах;

необходимый закон изменения расходов воды в системе отопления при местном автоматическом регулировании расхода теплоты, обеспечивающий пропорциональное изменение теплоотдачи нагревательных приборов, т. е. исключающий разрегулировку систем отопления (рис. 8.2).

Из рисунка видно, что с увеличением расхода воды из тепловой сети x коэффициент смешения u должен уменьшаться, а расход воды в системе отопления $x_{сист}$ увеличиваться.

На характер зависимостей $u = f(x)$ и $x_{сист} = F(x)$ коэффициент отпуска теплоты φ практически не влияет.

Таким образом, регулирование отопительной нагрузки при зависимом присоединении местных систем следует производить путем одновременного изменения расхода воды из тепловой сети и коэффициента смешения.

В табл. 8.3 и на рис. 8.3 приведены требуемые значения коэффициентов смешения в абонентских вводах при несоответствии

Таблица 8.3. **Необходимые значения коэффициентов смешения в абонентских вводах зданий с различными расчетными внутренними температурами**

Температура наружного воздуха, °С	Расчетные внутренние температуры, °С	Коэффициент отпуска теплоты	Коэффициент смешения
−30	16—22	1,00	2,2
+10	16	0,13	4,2
	18	0,17	2,2
	20	0,20	1,0
	22	0,23	0,2

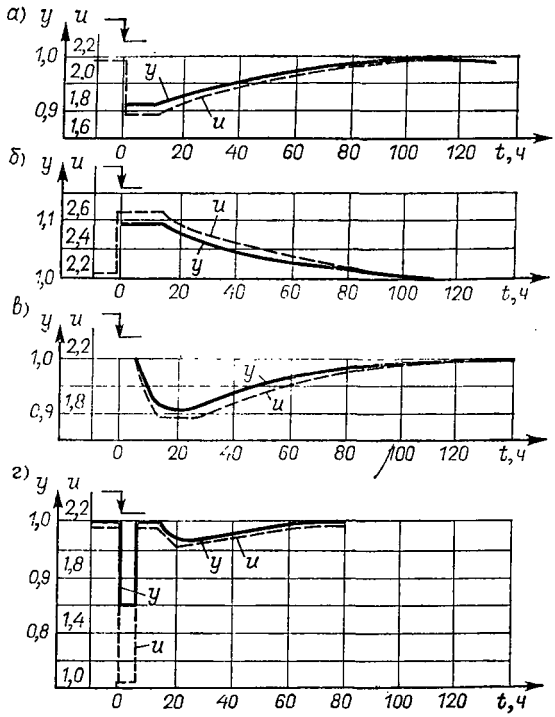


Рис. 8.3. Показатели режима работы абонентских вводов после скачкообразного понижения наружной температуры ($\Delta t = \Delta t/\Delta tp = 0{,}3$) при различных динамических характеристиках отапливаемых зданий и тепловой сети

а — здание с отношением медленных тепловых потерь к общим теплопотерям $\varphi = 0{,}2$; центральное регулирование ориентируется на здания с $\varphi = 0{,}5$; *б* — здание с $\varphi = 0{,}8$; центральное регулирование ориентируется на здания с $\varphi = 0{,}5$; *в* — здание имеет стены в 1,5 кирпича; центральное регулирование ориентируется на здания со стенами в 2,5 кирпича; *г* — транспортное запаздывание в тепловой сети $\Delta_\tau = 6$ч; центральное регулирование транспортного запаздывания не учтывает; *y* — коэффициент расхода теплоты при отсутствии местного автоматического регулирования; *u* — требуемый коэффициент смешения в абонентском вводе для предотвращения отклонений в подаче теплоты

статических и динамических характеристик местных систем характеристикам, на которые ориентируется режим работы тепловой сети.

Приведенные данные показывают, что коэффициенты смешения в ряде случаев необходимо изменять в зависимости от тепловой нагрузки — коэффициента отпуска теплоты (в частности, когда расчетные температуры воздуха в здании отличаются от температур, заложенных в основу графика центрального регулирования).

Коэффициенты смешения должны также меняться в динамике во время переходного процесса (например, для зданий, где толщина стены или соотношение быстрых и медленных теплопотерь отличаются от значений, на которые ориентируется режим работы тепловой сети).

На рис. 8.4 показаны различные технологические схемы автоматического регулирования в абонентских вводах.

Схема с непосредственным присоединением (рис. 8.4, *а*) может быть применена в тех случаях, когда расчетные температуры теплоносителя в тепловой сети в системе отопления совпадают. Для предотвращения тепловой разрегулировки (особенно в многоэтажных зданиях) система отопления должна быть бифилярной (подробно см. § 8.4).

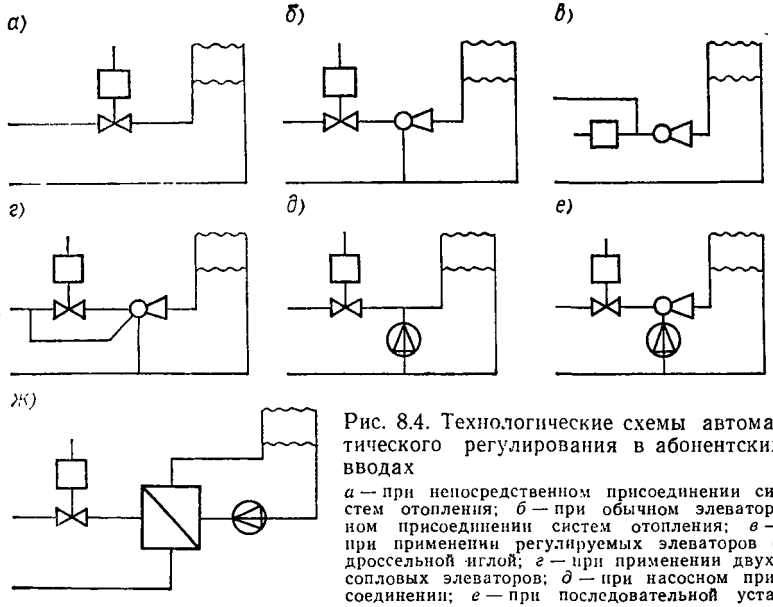


Рис. 8.4. Технологические схемы автоматического регулирования в абонентских вводах

а — при непосредственном присоединении систем отопления; *б* — при обычном элеваторном присоединении систем отопления; *в* — при применении регулируемых элеваторов с дроссельной иглой; *г* — при применении двухсопловых элеваторов; *д* — при насосном присоединении; *е* — при последовательной установке элеватора и насоса; *ж* — при независимом присоединении систем отопления

Автоматизация обычной элеваторной схемы (рис. 8.4, *б*) была осуществлена Теплосетью Мосэнерго и Физико-энергетическим институтом АН Латвийской ССР. Благодаря своей простоте эта схема получила достаточно широкое распространение [18, 52].

Вместе с тем, как видно из рис. 8.5, режимы регулирования при рассматриваемой схеме не являются совершенными. Прежде всего не достигается сколько-нибудь значительный рост подачи теплоты в здание (y) при увеличении пропуска воды из тепловой сети (x). Так, при коэффициенте смешения $u = 2{,}2$ увеличение расхода воды из тепловой сети в 2 раза приводит к росту коэффициента расхода теплоты y всего немногим более чем на 30 %. Непрерывное регулирование по этой схеме связано с неизбежным нарушением пропорционального распределения теплоты между нагревательными приборами системы отопления. В качестве примера можно привести показатели режима при уменьшении расхода воды из сети на 50 %. Для предотвращения разрегулировки в системе отопления коэффициент смешения должен составлять $u = 3{,}8$, а коэффициент расхода воды в системе отопления $x_{сист} = 0{,}90$. Фактические показатели составили: $u = 2{,}2$; $x_{сист} = 0{,}5$.

Двухпозиционное регулирование по этой схеме также вызывает тепловую разрегулировку системы отопления: при периодических отключениях системы отдаленные (по ходу воды) при-

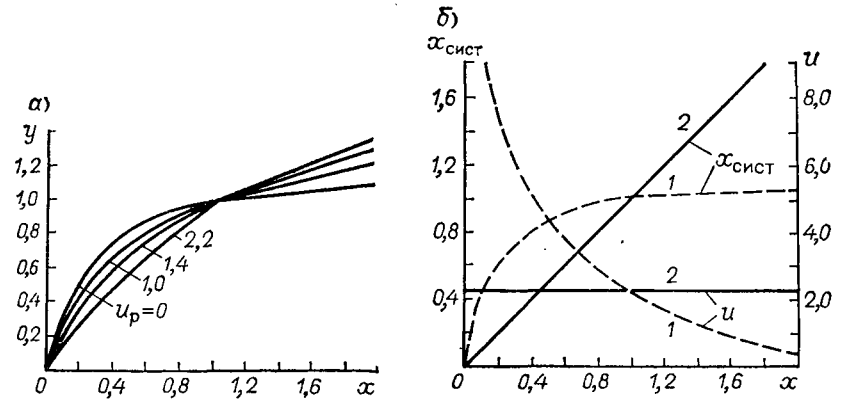


Рис. 8.5. Показатели теплового (*а*) и гидравлического (*б*) режимов абонентского ввода с элеваторным узлом смешения при местном количественном регулировании расхода теплоты

1 – требуемые значения параметров; *2* — параметры, обеспечиваемые при данной схеме регулирования

боры получают в среднем за сутки меньшее количество теплоты, чем расположенные близко. С повышением частоты отключений размер тепловой разрегулировки увеличивается. Поэтому режим местных автоматических пропусков допустим только для условий малопротяженных систем отопления (с небольшой разницей в величинах транспортного запаздывания для «головных» и «хвостовых» нагревательных приборов) и для загрубленного регулирования, при котором отключения системы происходят не часто (период между отключениями намного больше транспортного запаздывания).

Устранить отмеченные недостатки местного автоматического регулирования в абонентских вводах позволяют регулируемые элеваторы, которые в отличие от элеваторов традиционной конструкции функционируют с переменным коэффициентом смешения (рис. 8.4, *в*).

В нашей стране изготавливаются регулируемые элеваторы конструкций Мосспецпромпроекта, Орловского ПО Промприбор, АКХ им. К. Д. Памфилова. Наибольшее распространение получили гидроэлеваторы конструкции ЦНИИ «Электроника» типов «Электроника Р-1М1» и «Электроника Р-1П1». Как и устройства фирмы «Бельц-автоматик» (ФРГ), все перечисленные гидроэлеваторы снабжены регулировочной дроссельной иглой, перемещающейся внутри рабочего сопла. При этом изменяется площадь выходного сечения сопла, а следовательно, и расход сетевой воды, протекающей через сопло. Одновременно изменяется и коэффициент инжекции (см. рис. 8.6). Основным недостатком рассматриваемых регулируемых элеваторов является наличие у них подвижных элементов, что усложняет конструкцию и снижает эксплуатационную надежность.

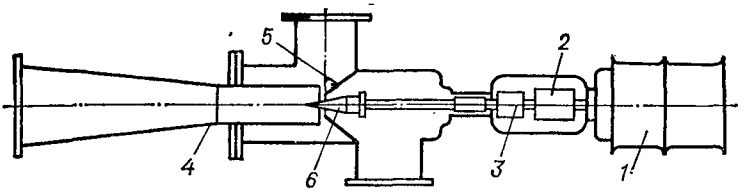


Рис. 8.6. Конструктивная схема электронного регулятора отопления «Электроника Р-1М1»

1 — электронный блок; *2* — исполнительный механизм; *3* — уплотнительный узел; *4* — гидроэлеватор; *5* — сопло; *6* — регулирующий шток с наконечником (иглой)

В отличие от элеваторов с дроссельной иглой двухсопловые регулируемые элеваторы, разработанные ВНИИГСом и Таллинским политехническим институтом, не имеют подвижных элементов и в основном сохраняют конструкцию элеваторов серийного производства.

Технологическая схема абонентского ввода с двухсопловым элеватором приведена на рис. 8.4, *г*, а общий вид регулируемого элеваторного узла — на рис. 8.7. Как видно из рисунка, двухсопловой элеватор состоит из базового элеватора обычной конструкции и сборного соплового устройства, которое представляет собой насадку, собираемую из унифицированных деталей, и содержит два расположенных одно в другом сопла. Регулируемый элеваторный узел состоит из двухсоплового элеватора, регулирующего органа и байпаса для подключения внутреннего сопла к подающему трубопроводу тепловой сети [23].

Регулируемый элеваторный узел может работать в одном из двух режимов — базовом (пониженном) или расчетном. В базовом режиме регулирующий орган закрыт и подача сетевой воды в камеру смешения осуществляется только через внутреннее сопло,

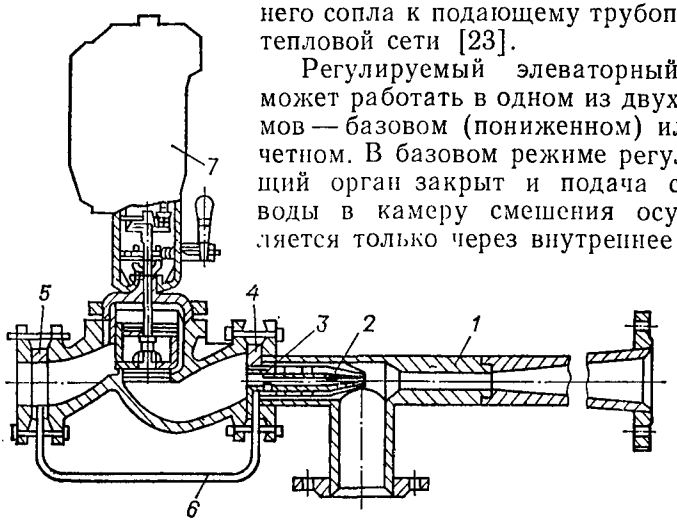


Рис. 8.7. Общий вид регулируемого элеваторного узла с двухсопловым элеватором

1 — базовый элеватор; *2* — сборное сопловое устройство; *3* — ниппель (вкладыш); *4* — тройник угловой; *5* — тройник; *6* — трубопровод-байпас; *7* — регулирующий вентиль

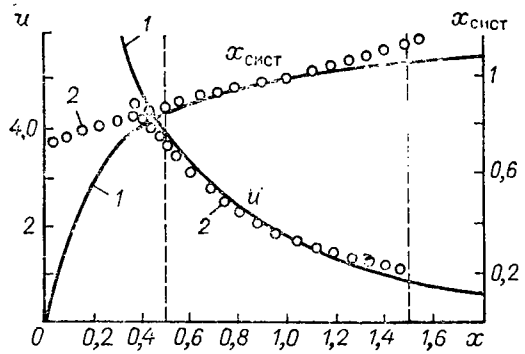


Рис. 8.8. Показатели режима работы абонентского ввода с насосным узлом смешения

1 — требуемые значения параметров; *2* — то же, фактические

входное отверстие которого пропускает 25—30 % расчетного расхода сетевой воды. Коэффициент смешения при этом оказывается достаточно высоким ($u = 4 \div 5$), в связи с чем в системе отопления сохраняется устойчивая циркуляция при пониженной температуре теплоносителя.

В расчетном режиме регулирующий орган открывается и в работу включается наружное сопло. В результате расход воды из тепловой сети на отопление здания восстанавливается до расчетного количества, а температура воды в системе отопления возрастает [96].

Необходимо отметить, что при применении двухсопловых элеваторов автоматика абонентского ввода оказывается проще по сравнению с обычной элеваторной схемой, а также с регулируемым элеватором с дроссельной иглой. Объясняется это тем, что рассматриваемая схема удачно сочетается с использованием наиболее дешевых и надежных устройств двухпозиционного регулирования.

Серийное производство двухсопловых элеваторов организовано в 1984 г. на Сантехзаводе № 3 треста «Востоксантехмонтаж» Минмонтажспецстроя СССР.

Результаты экспериментальных исследований режима работы автоматизированного абонентского ввода с насосным узлом смешения (рис. 8.4, *д*) приведены на рис. 8.8. Из рисунка видно, что при этой технологической схеме изменение расхода воды в системе отопления $x_{сист}$ и коэффициента смешения u близко соответствуют требуемым режимам. Так, в диапазоне изменений расхода воды из тепловой сети $0{,}5 \leqslant x \leqslant 1{,}5$ разница между фактически полученными и оптимальными значениями $x_{сист}$ и u составила менее 5 %.

В нормальных условиях эксплуатации схема обеспечивает хорошие показатели теплового и гидравлического режимов системы отопления. Достоинство ее заключается в том, что при полном отключении подачи теплоносителя из тепловой сети в аварийных ситуациях благодаря работе насоса в системе сохраняется нормальная циркуляция воды. В связи с этим удлиняет-

ся время сохранения приемлемых температурных условий в отапливаемых помещениях и уменьшается опасность выхода системы из строя вследствие замерзания воды в трубах.

Рассматриваемая схема может успешно применяться в тех случаях, когда из-за недостаточного перепада давлений на тепловом вводе элеватор не в состоянии обеспечить циркуляцию в системе отопления.

Следует отметить, что автоматизированные абонентские вводы с насосным узлом смешения получили широкое распространение в зарубежной практике [33]. Их применение в СССР сдерживалось из-за отсутствия массового производства бесшумных циркуляционных насосов, выпуск которых в настоящее время освоен заводом «Молдавгидромаш».

Недостаток схемы с насосным узлом смешения заключается в возможности резких нарушений нормального теплоснабжения здания при остановке циркуляционного насоса или неисправности регулятора.

Этого недостатка лишена схема, показанная на рис. 8.4, *д*, особенность которой заключается в последовательной работе двух смесительных устройств: насоса и элеватора.

Некоторые показатели гидравлического режима абонентского ввода при указанной схеме приведены в табл. 8.4, из которой видно, что включение насоса на перемычке вызывает существенное повышение коэффициента смешения и усиление циркуляции в системе отопления. Расход воды из тепловой сети при этом сокращается.

Расчеты показали, что путем подбора комбинаций характеристик водоструйного и центробежного насосов оказывается возможным обеспечение при этой схеме оптимального режима работы систем отопления в широком диапазоне местного регулирования тепловой нагрузки.

На рис. 8.4, *ж* приведена схема с независимым присоединением абонентских установок к тепловой сети. Ее достоинство заключается в гибкости управления режимом и повышенной на-

Таблица 8.4. **Показатели гидравлического режима абонентского ввода с элеватором и насосом на перемычке**

Режим	x	u	$x_{сист}$
Режим расчетный. Насос отключен ($\Delta_{нас} = 0$)	1,0	1,4	1,0
Насос включен. Напор насоса равен расчетному гидравлическому сопротивлению системы ($\Delta H_{нас} = \Delta H_{сист}$)	0,90	2,6	1,35
Насос включен. Напор насоса равен удвоенному расчетному гидравлическому сопротивлению системы ($\Delta H_{нас} = 2\Delta H_{сист}$)	0,835	3,55	1,58

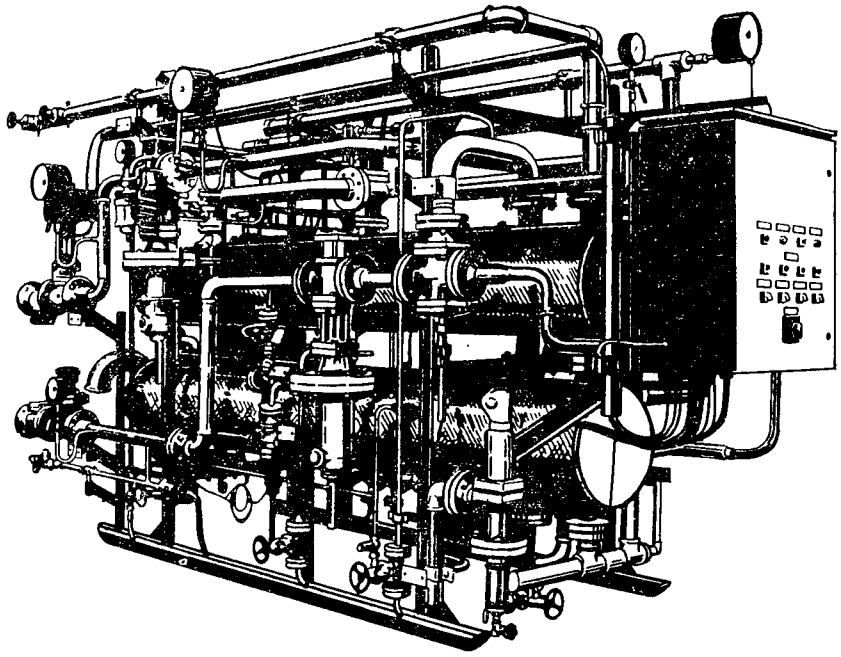


Рис. 8.9. Общий вид автоматизированного теплового пункта, изготавливаемого Комбинатом технического оборудования зданий (ГДР)

дежности в связи с гидравлической изоляцией систем отопления от тепловой сети.

Следует отметить, что схемы с независимым присоединением наиболее распространены за рубежом.

Для иллюстрации на рис. 8.9 показан общий вид автоматизированного теплового пункта полной заводской готовности, изготавливаемого в ГДР Комбинатом технического оборудования зданий [78].

Для местного автоматического регулирования применяются различные типы регуляторов: прямого и непрямого действия, с манометрическими и электрическими приборами, с исполнительными механизмами непрерывного и двухпозиционного действия, с регулированием по отклонению, возмущению и путем сочетания этих методов, осуществляющие пропорциональный и изодромный законы регулирования, с постоянной и переменной структурой (адаптивные) и т. д.

На рис. 8.10 показана принципиальная схема системы комбинированного управления, реализованной на регуляторах прямого действия и разработанной И. С. Сергеевым в Смоленском НИИ Техноприборе (г. Смоленск) и Белорусском политехническом институте [43].

Особенность этой системы состоит в том, что при низких и среднезимних температурах наружного воздуха, когда тепловой источник отпускает теплоту в здание по отопительному температурному графику, автоматическое регулирование производится по отклонению внутренней температуры в представительных помещениях, воспринимаемой датчиками *1*.

При положительных температурах наружного воздуха ниже точки срезки температурного графика, когда отпуск теплоты в тепловую сеть производится при постоянной температуре, определяемой условиями горячего водоснабжения, регулирование производится по возмущению — изменению температуры наружного воздуха, воспринимаемому датчиком *2*. Включение в работу датчика *2* осуществляется с помощью разделительного сильфона *3*.

С целью упрощения эксплуатации автоматики и снижения ее стоимости во ВНИИГСе В. Г. Драчевым и в КиевЗНИИЭПе разработана система централизованного управления работой абонентских вводов. Главными особенностями этой системы являются:

размещение аппаратуры управления в общем для группы автоматизированных абонентских вводов пункте управления;

централизованное телемеханическое управление рабочими органами регуляторов отопления из группового пункта управления;

использование в качестве линий связи между групповым пунктом управления и абонентскими вводами свободных пар

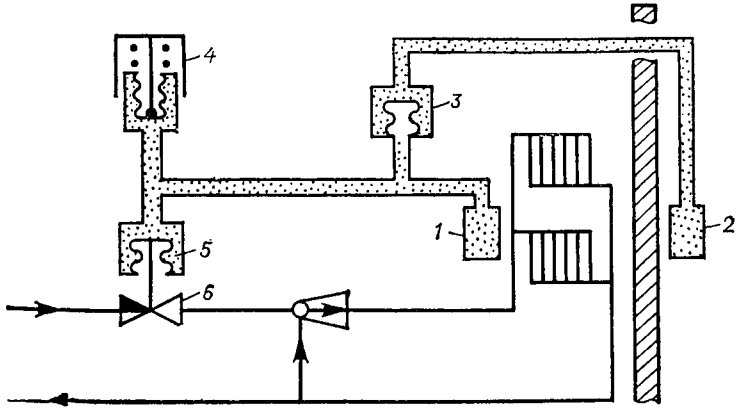


Рис. 8.10. Схема комбинированного автоматического управления отпуском теплоты на отопление зданий

1 — датчик температуры воздуха в помещении; *2* — датчик температуры наружного воздуха; *3* — разделительное устройство; *4* — задатчик; *5* — исполнительный механизм; *6* — регулирующий орган

городской телефонной сети, образующих физическую цепь произвольной структуры;

В системе ВНИИГС на абонентских вводах предусматривается установка только рабочих органов-регуляторов (регулирующих вентилей с электромеханическим приводом), а само регулирование осуществляется путем поддержания соотношения: температура теплоносителя в общем для группы обслуживаемых зданий обратном трубопроводе теплосети — температура наружного воздуха.

Система КиевЗНИИЭП предполагает дополнительное размещение на абонентских вводах зданий датчиков температуры теплоносителя в системе отопления, циклический опрос этих датчиков и регулирование режима отопления каждого здания в отдельности, осуществляемое по методу поочередного опроса абонентских вводов.

В этой системе использована телемеханическая аппаратура с последовательным разделением каналов связи, а само регулирование производится путем поддержания заданного соотношения: температура теплоносителя в системе отопления отдельного здания — температура наружного воздуха.

§ 8.4. Позонное автоматическое регулирование расхода теплоты

Позонное деление систем отопления может быть пофасадным (вертикальным) или поэтажным (горизонтальным). В зданиях большой строительной ширины возможно также выделение внешних — периметральных (подверженных влиянию метеофакторов) и внутренних зон [89]. Выбор того или иного вида зонирования либо применение на объекте общего регулирования без деления систем отопления на зоны определяется назначением здания, его высотой, объемом и конструктивно-планировочными особенностями, местными метеорологическими условиями, а также тепловым режимом внутри здания.

Позонное автоматическое регулирование позволяет учитывать неодинаковые воздействия условий погоды, наружной температуры, ветра, солнечной радиации на различные зоны здания по высоте и по странам света (фасадам).

Из двух видов зонирования в отечественной практике более широкое применение получило пофасадное деление систем и соответственно пофасадное автоматическое регулирование. Исследования показали [63, 90], что пофасадное регулирование целесообразно для зданий как повышенной, так и средней этажности, особенно расположенных «в раскрытых» кварталах новой застройки. В первую очередь его следует применять в климатических районах со значительными скоростями ветра и большим количеством солнечных дней в течение отопительного се-

зона, так как оно позволяет существенно улучшить микроклимат в отапливаемых помещениях и получить в отдельные месяцы экономию теплоты до 15—20 %.

О высокой эффективности рассматриваемого способа регулирования свидетельствуют результаты длительных эксплуатационных исследований, выполненных под руководством В. П. Туркина в жилых домах г. Челябинска. В качестве примера на рис. 8.11 приведены показатели теплового режима здания, оборудованного бифилярной панельной системой отопления с автоматическим пофасадным регулированием. Из рисунка видно, что южный фасад здания потреблял значительно меньше тепловой энергии по сравнению с северным. Экономия теплоты за счет пофасадного регулирования составила за отопительный сезон 1980—1981 гг. 17,4 %.

К этому следует добавить, что пофасадное деление систем отопления зданий типовых серий технических трудностей не вызывает и требует сравнительно небольших дополнительных капитальных затрат.

Горизонтальное деление системы отопления находит в отечественной практике значительно меньшее применение. Очевидно, его целесообразно использовать в высотных зданиях (более 16—20 этажей), где по условиям эксплуатации инженерного оборудования требуется устройство одного или нескольких специальных технических этажей. Деление систем отопления на зоны в этих условиях позволяет резко уменьшить вертикальную тепловую разрегулировку, а также снизить величины статического давления в системе отопления.

Горизонтальное деление систем отопления на зоны может оказаться целесообразным также и в менее высоких зданиях, но при условии оборудования их горизонтальными системами отопления.

Позонное регулирование, так же как и местное, может осуществляться по отклонению внутренней температуры в отапливаемых помещениях, по возмущению и путем совместного использования обоих методов.

Однако, в отличие от местного регулирования в здании в целом, которое может производиться по основному фактору, определяющему режим теплопотребления, — изменению температуры наружного воздуха с учетом инерционности ограждающих конструкций, позонное (пофасадное) регулирование обязательно предусматривает учет влияния ветра и солнечной радиации.

На рис. 8.12 приведена принципиальная технологическая схема пофасадного управления температурным режимом жилых зданий, разработанная Челябинским политехническим институтом (ЧПИ) и Челябинскгражданпроектом. Система предназначена для применения в бифилярных системах отопления, допускающих глубокое количественное регулирование [63].

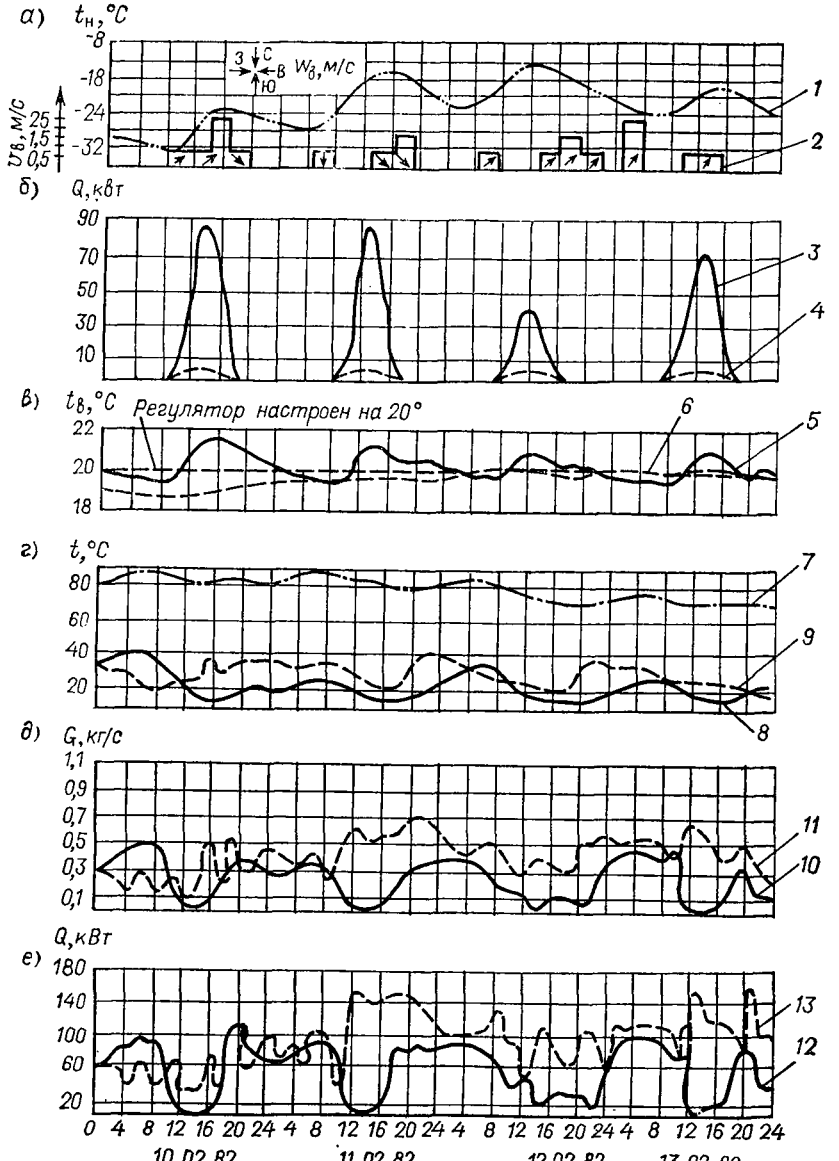


Рис. 8.11. Показатели теплового режима здания, оборудованного бифилярной панельной системой отопления с автоматическим пофасадным регулированием:
а — температуры наружного воздуха и скорости ветра; *б* — тепловая энергия, поступающая в помещение через остекления от солнечной радиации; *в* — температура воздуха в помещениях; *г* — температура теплоносителя; *д* — расходы воды; *е* — расходы тепловой энергии; *1* — температура наружного воздуха; *2* — скорость и направление ветра; *3* — поступление тепла за счет солнечной радиации по южному фасаду; *4* — то же, по северному; *5* — температура внутреннего воздуха в помещениях, ориентированных на юг; *6* — то же, на север; *7* — температура воды, поступающей в систему отопления; *8* — температура обратной воды южного фасада; *9* — то же, северного; *10* — расход воды южного фасада; *11* — то же, северного; *12* — расход тепла на отопление южного фасада; *13* — то же, северного

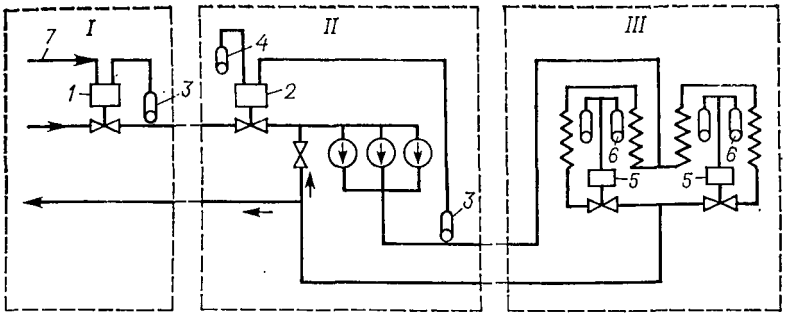


Рис. 8.12. Принципиальная технологическая схема автоматического регулирования систем отопления, разработанная Челябинским политехническим институтом

1 — регулятор температуры теплоносителя на ТЭЦ; *2* — регулятор расхода теплоты; *3* — датчик температуры теплоносителя; *4* — датчик температуры наружного воздуха; *5* — пофасадный регулятор расхода теплоты; *6* — датчик температуры внутреннего воздуха; *7* — изменение уставки по команде от ЭВМ или диспетчера энергосистемы

Управление отпуском теплоты — трехступенчатое: I ступень — на ТЭЦ, II — в ЦТП, III — в ИТП. Принцип работы системы автоматического регулирования в индивидуальных тепловых пунктах (абонентских вводах) — по отклонению. Датчики температуры устанавливаются в жилых помещениях. Их общее количество зависит от числа комнат, расположенных вдоль данного фасада (в реальных проектах закладывалось до 12 датчиков). Датчики — полупроводниковые, соединены последовательно. Сигналы от них поступают на электронный регулятор, приводящий в действие регулирующий орган роторного типа.

Как видно из рис. 8.12, количественное пофасадное регулирование по отклонению, реализованное в рассматриваемой схеме, дополняет и корректирует автоматическое регулирование на предыдущей ступени — в ЦТП, осуществляемое по возмущению (изменению температуры наружного воздуха).

Система пофасадного регулирования по возмущению разработана Физико-энергетическим институтом АН Латвийской ССР. Комплексный учет наружных тепловых воздействий (температуры наружного воздуха, скорости ветра, интенсивности солнечной радиации) производится специальным датчиком, созданным этим институтом. В зависимости от величины сигнала, поступающего от датчика, в системе отопления поддерживается соответствующая температура теплоносителя. Регулирование импульсное, с помощью электромагнитного клапана. Рассматриваемая система прошла длительную эксплуатационную проверку в ряде жилых домов г. Риги.

Необходимо отметить, что для пофасадного автоматического регулирования могут быть также использованы системы с централизованным измерением параметров наружных тепловых воздействий (рис. 8.13). Датчики погоды (температуры наружного

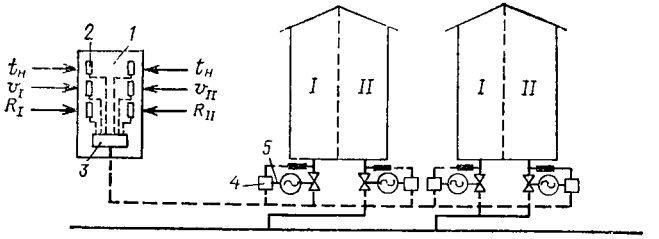


Рис. 8.13. Схема системы пофасадного управления с централизованным измерением параметров наружных тепловых воздействий

I, *II* — зоны здания: *1* — метеорологический пункт; *2* — датчики наружных тепловых воздействий; *3* — управляющий комплекс; *4* — регуляторы; *5* — регулирующие органы с исполнительными механизмами

воздуха, силы ветра, солнечной радиации) устанавливаются в этом случае в специальном метеорологическом пункте, общем для микрорайона. Для учета неодинакового влияния погоды на различно ориентированные зоны зданий в метеорологическом пункте устанавливается несколько групп датчиков в соответствии с ориентацией по странам света фасадов отапливаемых зданий. Сигналы от метеопункта, а также от датчиков температуры теплоносителя в системах отопления, обслуживающих зоны здания, поступают на управляющий вычислительный комплекс, где в соответствии с заданным алгоритмом формируются управляющие воздействия, которые подаются на исполнительные механизмы, установленные в абонентских вводах зданий [70].

§ 8.5. Групповое автоматическое регулирование расхода теплоты (в центральных тепловых пунктах)

Схема присоединения абонентских установок через центральные тепловые пункты (ЦТП) наибольшее распространение получила в крупных закрытых системах теплоснабжения. В ЦТП устанавливаются подогреватели горячего водоснабжения, устройства водоподготовки, циркуляционные насосы. Подогреватели включаются по последовательной (двухступенчатой) либо смешанной схеме. Общая тепловая нагрузка, приходящаяся на один ЦТП, обычно составляет 2—10 МВт.

Сооружение ЦТП приводит к разделению тепловых сетей на внешние — двухтрубные и внутриквартальные (как правило, четырехтрубные). Следует отметить, что исследования, выполненные Челябинским политехническим институтом, показывают целесообразность сооружения (в определенных условиях) трехтрубных внутриквартальных тепловых сетей: двух подающих трубопроводов для отопления и горячего водоснабжения и одного общего обратного трубопровода.

За последние годы центральные тепловые пункты стали применяться и в открытых системах теплоснабжения. В этом случае в ЦТП устанавливаются смесительные узлы горячего водоснаб-

жения и циркуляционные насосы, а при независимом присоединении систем отопления также водоводяные подогреватели.

Рациональные методы автоматического регулирования в ЦТП и в абонентских вводах должны выбираться в первую очередь в зависимости от назначения и характеристик присоединенных зданий. При застройке зданиями с примерно одинаковыми характеристиками целесообразно средства автоматического регулирования сосредоточить в основном в ЦТП и управлять из него отпуском теплоты по возмущению (изменения погодных условий, переменная нагрузка горячего водоснабжения, нарушения гидравлических режимов тепловой сети). В случае застройки зданиями с резко различными характеристиками предпочтительно средства автоматического регулирования отпуска теплоты на отопление размещать в абонентских вводах, а в ЦТП сохранять узел управления горячим водоснабжением.

В том случае, когда в тепловом районе, снабжаемом от ЦТП, наряду с однотипными зданиями имеется несколько зданий, отличающихся по назначению, по этажности и т. д., может оказаться целесообразным «смешанный» вариант управления. В ЦТП устанавливается регулятор отпуска теплоты однотипным зданиям, а режим отопления остальных зданий регулируется автоматическими приборами, смонтированными в индивидуальных тепловых пунктах.

В зависимости от местных условий возможны и другие варианты. Например, регулятор отпуска теплоты устанавливается в ЦТП, а исполнительные механизмы и датчики температуры теплоносителя — в абонентских вводах. Как было показано в § 8.4, при таком способе управления, несмотря на относительно высокую степень централизации, возможно осуществление пофасадного регулирования систем отопления.

Следует также отметить, что подключение зданий через ЦТП в крупных системах теплоснабжения повышает управляемость и надежность систем, облегчает возможность согласования (сопряжения) работы автономных регуляторов с управлением от центрального диспетчерского пункта АСУ ТП теплоснабжения.

Как уже отмечалось (см. § 8.1), в отечественной практике нашли применение несколько систем автоматизации ЦТП. В большинстве систем в качестве регулируемого параметра принята температура теплоносителя (или разность температур), а в системе ВТИ — Мосжилниипроект — расход сетевой воды. В ряде систем предусмотрено ограничение максимального расхода воды из сети при пиковых нагрузках горячего водоснабжения.

Обоснование и разработка скоординированного отпуска тепловой энергии, предусматривающего понижение подачи теплоты на отопление (перевод системы на пониженный температурный график), в периоды прохождения максимума горячего водопот-

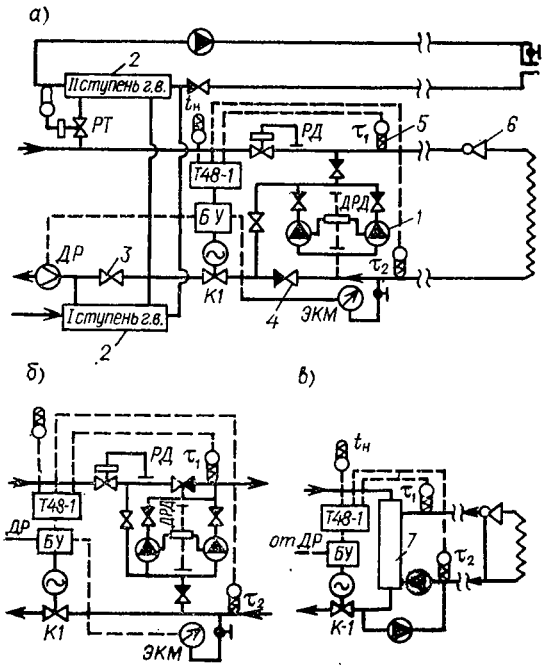


Рис. 8.14. Схемы автоматизации ЦТП с использованием регулятора Т-48

а — при установке циркуляционных насосов на обратном трубопроводе; *б* — фрагмент схемы при установке насосов на подающем трубопроводе; *в* — фрагмент схемы при независимом присоединении квартальных тепловых сетей; *1* — циркуляционный насос; *2* — водонагреватель горячего водоснабжения; *3* — задвижка; *4* — обратный клапан; *5* — термометр сопротивления; *6* — гидроэлеватор; *7* — водонагреватель отопления; РТ — регулятор температуры; РД — регулятор давления; ДР — датчик расхода; ЭКМ — электроконтактный манометр; К1 — клапан регулятора расхода теплоты на отопление; БУ — блок управления; ДРД — дифференциальное реле давления

ребления выполнены Т. А. А. Кыйвом в Таллинском политехническом институте.

На рис. 8.14 приведена схема автоматизации ЦТП, разработанная МНИИТЭПом совместно с СКБприбор ПО «Промприбор» (Орел). Для регулирования расхода теплоты в системах отопления применен регулятор Т-48, созданный этим СКБ и изготавливаемый Могилев-Подольским приборостроительным заводом [19].

Прибор построен по блочно-модульному принципу, позволяющему выпускать его в различных модификациях. Четыре модификации предусматривают регулирование температурных параметров теплоносителя, а одна (выполненная по заданию Челябинскгражданпроекта) — температуру внутреннего воздуха.

Регулирование температуры теплоносителя (или разности температур в подающем и обратном трубопроводах внутриквартальной сети) производится в зависимости от температуры наружного воздуха по отопительному графику.

Для учета дополнительных факторов, влияющих на тепловой режим зданий, в двух модификациях предусмотрена коррекция графика отпуска теплоты при отклонениях температуры воздуха в контрольных помещениях от заданного значения. Степень коррекции зависит от знака отклонения: при повышении температуры внутреннего воздуха она значительно больше, чем при снижении. Обоснование неодинаковой чувствительности системы автоматического регулирования к перетопу и к недогреву

помещений, а также к выбору контрольных помещений разработано МНИИТЭПом [20].

С помощью специальной приставки (реле времени) прибор Т-48 позволяет осуществлять программное снижение температуры воздуха в нерабочее время и в ночные часы.

Приведенные на рис. 8.14 схемы автоматизации ЦТП выполнены в трех вариантах, область применения которых определяется режимом давлений в тепловой сети. При располагаемом напоре на вводе в ЦТП менее 0,4 МПа и давлении в подающем трубопроводе тепловой сети на 0,3 МПа больше статического давления системы отопления самого высокого здания, подключенного к данному ЦТП, применяется схема с насосами на обратном трубопроводе тепловой сети (вариант *А*).

При располагаемом напоре на вводе в ЦТП менее 0,4 МПа и давлении в подающем трубопроводе менее чем 0,3 МПа, превышающем статическое давление системы отопления здания, рекомендуется схема с насосами на подающем трубопроводе тепловой сети (вариант *Б*). Если при этом давление в обратном трубопроводе будет больше, чем допускает механическая прочность системы, применяется независимое присоединение (вариант *В*).

Система автоматизации работает следующим образом. При изменении температуры наружного воздуха регулятор Т48-1 через блок управления *БУ* с помощью исполнительного механизма *К1* изменяет расход воды из тепловой сети таким образом, чтобы температурный перепад во внутриквартальной тепловой сети (или температура теплоносителя) соответствовали заданному отопительному графику.

Давление в подающем трубопроводе поддерживается постоянным с помощью регулятора *РД*.

Регулятор температуры *РТ*, изменяя расход сетевой воды в подогревателе *г. в.* II ступени, стабилизирует температуру воды в системе горячего водоснабжения.

В заключение следует отметить, что, как показали исследования, выполненные В. С. Фаликовым в АКХ им. К. Д. Памфилова, применение смешанной схемы присоединения подогревателей горячего водоснабжения в сочетании с регулирующим смесительным устройством, обеспечивающим качественно-количественное регулирование во внутриквартальных тепловых сетях, приводит к значительному уменьшению расчетного расхода воды в ЦТП. Этот расход при использовании аккумулирующей способности зданий может не превышать значений расчетного расхода воды при последовательной схеме.

С целью снижения расчетного расхода воды при смешанной схеме может оказаться целесообразным применение в ЦТП аккумуляторов горячей воды, которые одновременно могут снабжаться устройством для ее деаэрации.

§ 8.6. Районное автоматическое регулирование расхода теплоты

Значительное увеличение размеров и усложнение схем тепловых сетей, усложнение условий их эксплуатации выдвинули необходимость создания в крупных системах теплоснабжения промежуточных узлов управления — контрольно-распределительных пунктов (КРП), с помощью которых происходит разделение тепловых сетей на магистральные и распределительные (см. § 1.3).

Оптимальная тепловая мощность КРП, обеспечивающего теплоснабжение 1—2 жилых микрорайонов или промышленных объектов, колеблется в пределах 25—60 МВт. Каждый КРП присоединяется к кольцевой магистральной сети в точке установки на ней секционирующих задвижек (см. рис. 1.3), что обеспечивает непрерывную подачу теплоносителя при повреждениях (или необходимости ремонта) любого участка магистрали.

Распределительные сети за КРП могут быть двух-трех — или четырехтрубными. В последнем случае КРП принимают схему современных центральных тепловых пунктов — ЦТП. Как было показано Н. К. Громовым, ЦТП может рассматриваться как частный случай КРП. При этом укрупнение ЦТП до 25—50 МВт, является более экономичным решением как по капиталовложениям, так и по эксплуатационным затратам.

Независимо от схемы распределительных сетей схема КРП (рис. 8.15) предусматривает установку смесительных насосов, регуляторов температуры и давления, приборов учета теплоты, контроля параметров и защиты.

Управление приборами и оборудованием, установленными в КРП, целесообразно осуществлять из центрального диспетчерского пункта системы теплоснабжения, оснащенного ЭВМ.

Разработанные схемы КРП позволяют:

обеспечить полноценное резервирование потребителей без

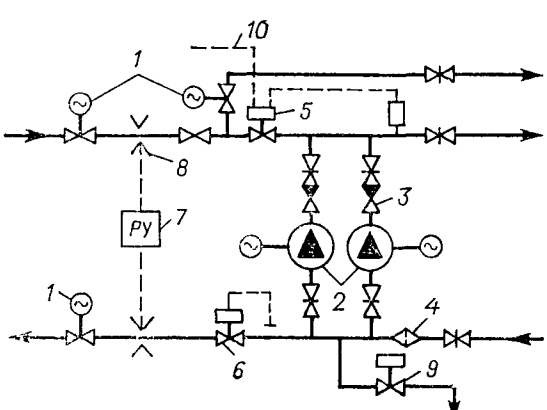


Рис. 8.15. Схема контрольно-распределительного пункта

1 — задвижки с электроприводом; *2* — насосы; *3* — обратные клапаны; *4* — грязевик; *5* — регулятор температуры; *6* — регулятор давления; *7* — реле утечки; *8* — диафрагмы к расходомерам; *9* — регулятор давления; *10* — от управляющего вычислительного комплекса в центральном диспетчерском пункте

увеличения диаметров основных магистралей (за счет повышения температуры воды, подаваемой от ТЭЦ или котельной);

принять более простые схемы присоединения зданий к распределительным тепловым сетям;

устанавливать рабочее давление в распределительных сетях меньшее, чем в магистральных, и поддерживать его на оптимальном уровне;

регулировать (автоматически по условиям погоды, по команде диспетчера или ЭВМ) температуру воды в распределительной сети в соответствии с действительной потребностью данной группы потребителей или возможностями источника теплоснабжения в данное время;

переключать КРП на автономную работу распределительных сетей при повреждениях в магистральных сетях [18, 72].

Наличие КРП позволяет ослабить тесную зависимость режима распределительных сетей и местных тепловых пунктов от режима магистральных сетей. Режим распределительных сетей и тепловых пунктов может в этом случае исходить из интересов экономичного потребления тепловой энергии, а режим ТЭЦ (котельных) — из интересов экономичной выработки тепловой энергии и транспорта ее по магистральным тепловым сетям.

Глава IX

РЕЖИМЫ ЦЕНТРАЛЬНОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ РАСХОДА ТЕПЛОТЫ В АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ СИСТЕМАХ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

§ 9.1. Особенности центрального регулирования в автоматизированных системах теплоснабжения

В автоматизированных системах теплоснабжения с местным «активным» регулированием отопительной нагрузки у потребителей функции центрального регулирования существенно отличаются от тех функций, которые оно выполняет в неавтоматизированных системах.

Наличие местных систем автоматического регулирования, обеспечивающих подачу теплоты абонентским установкам в соответствии с их потребностями, в сочетании с использованием управляющих вычислительных комплексов, открывает широкие возможности для совершенствования центрального регулирования, для оптимизации тепловых и гидравлических режимов тепловых сетей.

Основное назначение центрального регулирования в этих условиях заключается в обеспечении высокого качества и на-

дежности теплоснабжения с минимальными затратами на производство и транспорт тепловой энергии.

Для достижения высокого качества теплоснабжения в автоматизированных СЦТ параметры теплоносителя на выходе из теплового источника должны поддерживаться в процессе оперативного управления на таком уровне, при котором местные регуляторы у потребителей в состоянии устойчиво функционировать в диапазонах настройки, обеспечивающих требуемые значения регулируемых параметров (комфортные температуры воздуха в отапливаемых помещениях, температуры воды в системах горячего водоснабжения в соответствии с санитарными нормами и т. д.).

Для достижения высокой надежности теплоснабжения значения параметров теплоносителя, устанавливаемые при центральном регулировании, а также темпы их изменения должны быть такими, чтобы опасность отказов при эксплуатации системы была сведена к минимуму (из-за возможного опорожнения или раздавливания систем отопления, температурных механических перенапряжений трубопроводов тепловой сети, нестационарных тепловых режимов, которые могут привести к поломкам теплосилового оборудования и др.).

Минимизация затрат на производство и транспорт тепловой энергии в системе централизованного теплоснабжения, с учетом ее взаимосвязей с электроэнергетической системой, является главной целью (критерием) оптимизации тепловых и гидравлических режимов при центральном автоматизированном регулировании отпуска теплоты (см. табл. 1.3).

Условия достижения высокого качества и надежности теплоснабжения при построении математической модели оптимизации центрального регулирования могут рассматриваться как технологические ограничения.

При разработке режимов центрального регулирования в автоматизированных системах теплоснабжения надо учитывать, что благодаря работе местных автоматических регуляторов каждый потребитель отбирает из тепловой сети такое количество теплоты, которое требуется для его нормального функционирования. При этом (из условия теплового баланса) размер отпуска теплоты от теплового источника за определенный период времени будет отличаться от общего теплопотребления присоединенных зданий на величину потерь в тепловых сетях, а также на количество теплоты, аккумулированной за этот период в зданиях и в тепловой сети.

Разумное использование теплоаккумулирующей способности зданий и тепловой сети позволяет отказаться от строгой синхронизации тепловых режимов, устанавливаемых различными ступенями управления, и устранить противоречия, возникающие из-за существенно отличных требований, предъявляемых к ре-

жиму теплоисточника и к местному автоматическому регулированию расхода теплоты.

В связи с тем, что количество отпускаемой тепловой энергии определяется как температурой теплоносителя, так и перепадом давлений (расходом воды) в тепловой сети, автоматизированная система управления отпуском теплоты должна состоять из двух взаимосвязанных подсистем: управления температурным режимом и управления гидравлическим режимом тепловой сети.

Практическая безынерционность системы по гидравлическому тракту и практическая несжимаемость воды обусловливают синхронное слежение на тепловом источнике за гидравлическим режимом абонентских установок: в каждый момент времени расход воды на выходе из ТЭЦ (котельной) равен суммарному расходу воды (за вычетом утечек из сети), потребляемому абонентами. В условиях местного количественного регулирования в абонентских вводах это предопределяет необходимость центрального качественно-количественного регулирования расхода теплоты.

Значительные же временные запаздывания по тракту передачи температуры вызывают необходимость вести управление температурными режимами с упреждением.

Как уже отмечалось, одной из основных задач центрального регулирования в автоматизированных системах теплоснабжения является минимизация себестоимости производства и транспорта теплоты. Это достигается, с одной стороны, путем оптимизации отпуска тепловой энергии (в течение года, отопительного сезона, недели, суток), а с другой — путем оптимизации сочетаний температур и расходов сетевой воды для каждой величины отпуска теплоты.

При отыскании оптимальных сочетаний температур и расходов сетевой воды (другими словами, при построении оптимального графика центрального регулирования) следует учитывать, что при теплоснабжении от ТЭЦ значения температур сетевой воды взаимосвязаны с размером выработки электроэнергии по теплофикационному циклу: с понижением указанных значений выработка электроэнергии на базе теплофикационных отборов турбин увеличивается. В автоматизированных системах теплоснабжения от котельных этот фактор, естественно, не имеет места и на первый план выдвигается задача минимизации затрат электрической и тепловой энергии на транспорт теплоносителя по тепловым сетям.

При выборе режимов центрального регулирования необходимо также иметь в виду, что интенсивность наружной коррозии трубопроводов тепловых сетей, а следовательно, и их срок службы, существенно зависят от температурного режима. При повышении температур воды в тепловой сети до 100 °С и более интенсивность наружной коррозии резко уменьшается благодаря

испарению влаги из слоя теплоизоляции, примыкающего к стенке трубы.

Из изложенного следует, что отыскание оптимального режима центрального управления в автоматизированных системах теплоснабжения представляет собой сложную задачу, решение которой не может быть однозначным для разных систем теплоснабжения.

§ 9.2. Оценка полноты и качества исходной информации

При решении задач управления технологическими процессами в системах теплоснабжения и отопления важно оценить полноту и качество исходной информации, шаг квантования непрерывных сигналов. Перечень необходимой информации здесь существенно зависит от степени и вида автоматизации.

Основной особенностью центрального регулирования в СЦТ, не оснащенных устройствами местного автоматического регулирования, является необходимость ориентации на наиболее неблагополучную, но достаточно представительную группу зданий. Неизбежный перерасход теплоты в этом случае частично устраняется дополнительным местным регулированием. Степень совершенства конкретного местного регулирования определяет перерасход теплоты. При наличии комплексной автоматики избыточность подачи теплоты практически отсутствует и регулирование параметров осуществляется по среднему потребителю. [42, 69].

В получении полной информации о главном регулируемом параметре — температуре внутреннего воздуха — существуют принципиальные трудности. Поэтому в специальной литературе имеется большое число публикаций о выборе контролируемых параметров и способах регулирования. Анализ преимуществ и недостатков автоматизации при использовании $t_в$ для регулирования системы отопления выполнен в ЦНИИЭП инженерного оборудования А. З. Ивянским и И. Б. Павлиновой.

Они, помимо известных недостатков, отмечают возникающий перерасход теплоты, исключение возможности индивидуального регулирования, отсутствие стимулирования жильцов в сокращении теплопотерь. Регулирование по возмущению более сложно и менее точно. Однако такая система позволяет в широком диапазоне осуществлять индивидуальное регулирование.

Задачу регулирования систем отопления можно разбить на две части. В первой основным является определение фактических и нормируемых расходов теплоты на отопление, создание условий стимулирования сокращения теплопотерь. Во второй части определяющим служит обеспечение температурных условий не ниже нормируемых. С этих позиций идеальным может быть автоматизированное обеспечение в каждом отапливаемом помещении индивидуального переменного графика температуры

внутреннего воздуха с информацией потребителей и расчетной организации о теплозатратах и стоимости израсходованной тепловой энергии. Такая система учитывала бы тепловыделения, коэффициент использования помещений и позволяла бы выявлять резервы экономии тепловой энергии. Естественно, что создать такую систему достаточно сложно, поэтому следует искать альтернативные решения.

Ввиду того что центральное регулирование осуществляется с определенной избыточностью и ставит задачу рационального распределения теплоносителя по потребителям для достижения требуемых параметров внутреннего воздуха в помещениях, необходимо иметь информацию о качестве соблюдения теплового режима.

Как известно, на тепловом вводе прямому измерению поддаются температуры прямой и обратной воды, расход воды или перепад давлений. Здесь существует корреляционная зависимость между рассматриваемыми величинами.

Как отмечает А. П. Сафонов, на тепловой баланс зданий влияет большое число случайных и преимущественно независимых факторов. По существу, в условиях эксплуатации тепловая сеть с потребителями является вероятностной системой, и точно учесть влияние на тепловой баланс зданий всех факторов затруднительно. Однако обратная вода в интегрированной форме несет отмеченную информацию и может быть критерием оценки теплового режима зданий и параметром для адаптации моделей управления режимами.

Проведенные численные эксперименты позволяют сделать вывод о том, что такой подход перспективен. Вместе с тем системы вентиляции, горячего водоснабжения, тепловые сети снижают достоверность информации при измерениях непосредственно в котельных. Поэтому в автоматизированных системах теплоснабжения сведения о параметрах τ_1, τ_2, $G(\Delta P)$ на тепловых вводах могут дать достаточно полную информацию как по относительному расходу теплоты, так и по тепловому режиму. На основании полученных данных можно осуществлять регулирование тепловых и гидравлических режимов тепловых сетей с адаптацией моделей управления.

В связи со значительным запаздыванием по каналу управления необходима упреждающая информация метеопараметров, нагрузки горячего водоснабжения, теплового состояния района и т. п.. Такого типа задачи по прогнозу рассматривались в работах С. И. Быкова, А. И. Быковой, А. С. Чистовича, И. М. Михайленко и др. Качество исходной информации, ее обработка может оцениваться с помощью методов, изложенных в главе VI.

Как известно, непрерывные сигналы обычно имеют лучшие характеристики, чем дискретные, поэтому с целью более качественного управления такт квантования следует выбирать как можно меньшим. С другой стороны, большой поток информации

приводит к увеличению времени обработки и иным затратам. При выборе такта квантования, помимо требуемого качества управления, необходимо учитывать следующие факторы: динамику элементов системы теплоснабжения, спектры возмущения, особенности исполнительных устройств, свойства измерительных приборов, вычислительные затраты, используемую модель объекта.

На выбор такта квантования существенное влияние оказывает динамика объекта управления, поскольку она определяет как структуру передаточной функции, так и ее постоянную времени. В связи с этим такт квантования является функцией времени задержки, чистого запаздывания и т. д. Как правило, чем больше постоянная времени, тем больше такт квантования.

Таким образом, шаг квантования выбирается на основании большого числа требований, многие из которых оказываются противоречивыми. Кроме того, для упрощения структуры программного обеспечения часто приходится выбирать один и тот же такт квантования в различных контурах управления. Обоснование выбора такта квантования для различных случаев приведено в работах [30, 81].

Точность расчета корреляционных характеристик определяется длительностью интервала наблюдения T, максимальным временем корреляции τ_{max}, шагом квантования по времени Δt и числом ординат корреляционных функций, определяемых на интервале $0 \leqslant \tau \leqslant \tau_{max}$. Под максимальным временем корреляции обычно понимается такое τ, начиная с которого будет выполняться неравенство

$$|R(\tau)| \leqslant 0{,}05. \tag{9.1}$$

Общую схему определения корреляционных характеристик можно представить в следующем виде:

центрируются реализации исследуемых процессов;

производится предварительный частотный анализ, в результате которого приближенно оценивается высшая f_{max} и низшая f_{min} гармоники в исследуемых сигналах;

из соотношения $\tau_{max} \geqslant 1 : f_{min}$ определяется максимальное время корреляции;

в соответствии с требуемой точностью вычисляется интервал для расчета корреляционной функции; так, с целью достижения точности в 2 % для центрированных реализаций случайного процесса должно соблюдаться соотношение

$$T \approx 16\tau_{max}; \tag{9.2}$$

на основании теоремы Котельникова выбирается шаг квантования по времени:

$$\Delta t \leqslant 0{,}1 f_{min}$$

При построении моделей управления для систем теплоснабжения, их адаптации в процессе эксплуатации с целью получения полной и качественной информации можно рекомендовать следующие правила:

диапазон изменения параметров должен соответствовать их предельным значениям;

параметры, поддерживаемые, как правило, постоянными ($t_в$), следует либо искусственно изменять, либо рассматривать в виде градиента с варьируемыми другими параметрами (например, $t_в - t_н$);

при выборе числа и формы представления параметров целесообразно исходить из известных структурных зависимостей моделей управления.

§ 9.3. Прогнозирование тепловых и гидравлических нагрузок в системах теплоснабжения

Как известно, качественное управление тепловыми и гидравлическими процессами в системах теплоснабжения оказывается возможным лишь при достаточно точных моделях прогноза и регулирования.

В настоящее время в водяных системах централизованного теплоснабжения применяется центральное регулирование отпуска теплоты в зависимости от температуры наружного воздуха. При его построении практически не учитывается влияние изменения скорости ветра на теплоотдачу наружных ограждений и на инфильтрацию воздуха, внутренние тепловыделения и др.

Кроме того, в реальных условиях имеют место отклонения от расчетного графика, обусловленные многими трудно учитываемыми факторами, и его изменения носят вероятностный характер. Результаты многочисленных исследований позволяют сделать вывод о необходимости при построении систем АСУ ТП отпуска теплоты учета расхождения между расчетным и реализуемым температурными графиками тепловых сетей.

Выше отмечалась необходимость упреждающего изменения температурного графика, что, в свою очередь, требует прогноза метеоусловий, нагрузки горячего водоснабжения, теплового состояния района и др.

Вопросы прогнозирования параметров применительно к конкретным задачам теплоснабжения рассмотрены в ряде работ [4, 42, 51, 69]. Необходимо отметить, что основными уравнениями, следующими из задач теплоснабжения, являются выражения взаимосвязи средневзвешенной температуры воздуха в отапливаемых зданиях с параметрами тепловых сетей и внешними метеоусловиями.

Основные взаимосвязи на определенных участках в параметрической форме можно выразить в виде:

$$t_в = 0{,}5\,(\tau_3 - \tau_2) - rQ^m;$$

$$t_в = Q\,\frac{1}{q_0 V} - \varepsilon + t_н; \qquad (9.3)$$

$$t_в = a\tau_2 - b\tau_3 - c;$$

$$Q = (\tau_3 - \tau_2)\,G = (\tau_3 - \tau_2)\,\mu\omega\,\sqrt{2g\Delta H},$$

где все обозначения приведены в главе IV.

Выражение (9.3) позволяет составить систему уравнений вида

$$a_3\tau_{3i} - a_2\tau_{2i} = rQ_i^m + C, \qquad (9.4)$$

решение которой, по данным пассивного эксперимента и методик главы VI, позволяет определить r, $t_в$ и, как следствие, фактические значения $Q_р$, q_0V и др.

Если в автоматизированной теплоснабжающей системе измеряются величины τ_3, τ_2, $G(\Delta P)$ на тепловых вводах, то рассматриваемая система уравнений дает возможность оценить тепловой режим зданий, выявить потребителя с неблагоприятными параметрами, определить задачи текущей корректировки режимов, оптимизировать температуру подаваемой в тепловую сеть воды.

Система уравнений (9.4) с учетом факторов, влияющих на эффективную наружную температуру, может быть представлена в виде

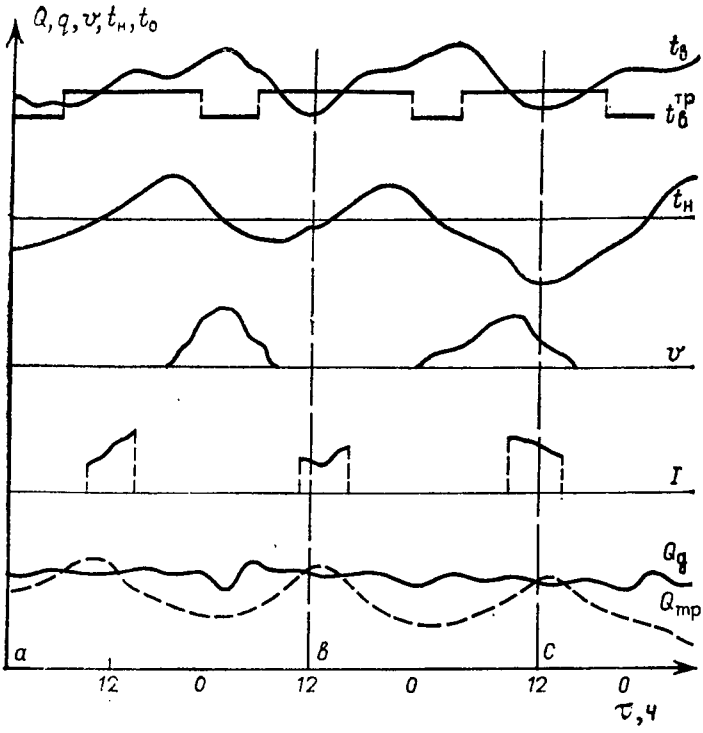
$$t_в(n) = t_0 + \sum_{i=0}^{k_1} a_i t_н(n-i) + \sum_{i=0}^{k_2} b_i Q(n-i) + \sum_{i=0}^{k_3} c_i q(n-i) + \sum_{i=0}^{k_4} d_i v(n-i). \qquad (9.5)$$

Здесь неизвестными являются коэффициенты t_0, a_i, b_i, c_i, d_i, k_i. В качестве примера рассмотрим их вычисление для параметров, приведенных на рис. 9.1.

Предварительный статистический анализ экспериментальных данных производится с целью определения величин n_1, n_2, n_3, n_4 в уравнении (9.5) путем вычисления по известным формулам [86] выборочных средних величин, среднеквадратичных отклонений, коэффициентов авто- и взаимной корреляции переменных.

Изменение выборочных коэффициентов взаимной корреляции с увеличением задержки показано на рис. 9.2. Из графиков видно, что для начального уравнения можно считать порядки n_1, n_2, n_3, n_4 не превышающими 10.

Оценка неизвестных коэффициентов t_0, a_i, b_i, c_i, d_i и выбор из них наиболее значимых производится на основе специального алгоритма.



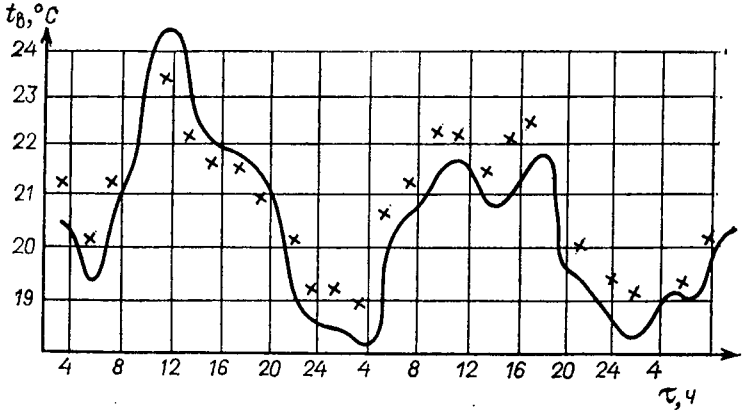


Рис. 9.1. Характер изменения метеопараметров

$t_в$ — средневзвешенная температура внутреннего воздуха здания; $t_н$ — температура наружного воздуха; v — скорость ветра; Q — расход теплоносителя при заданной постоянной температуре; I — интенсивность солнечной радиации

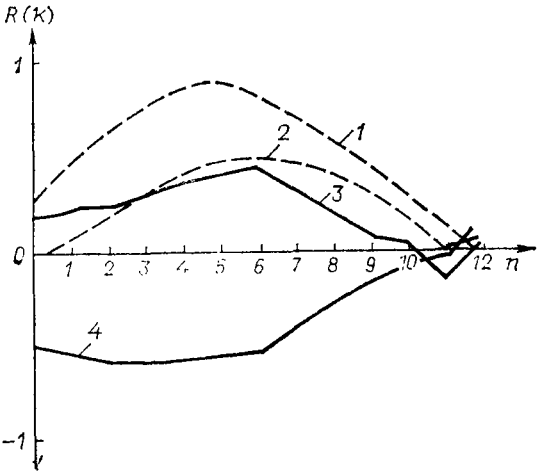


Рис. 9.2. Выборочные коэффициенты взаимной корреляции $R(k)$

1 — коэффициент взаимной корреляции между температурой внутреннего воздуха и температурой наружного воздуха; *2* — то же, между температурой внутреннего воздуха и количеством теплоты, подаваемым в здание в час; *3* — то же, между температурой внутреннего воздуха и интенсивностью солнечной радиации; *4* — то же, между температурой внутреннего воздуха и скоростью ветра; k — дискретные моменты времени

Исходные данные обычно разбиваются на две части: обучающую выборку $a - b$, по которой производится построение модели, и вторую — проверочную $b - c$, на основании которой оценивается адекватность модели.

По данным, приведенным на рис. 9.1, были вычислены выборочные величины для $t_в$, $t_н$, Q, q, v (табл. 9.1) и с помощью шагового регрессионного метода получена следующая модель:

$$t_в(n) = b_0 + b_1 q(n) + b_2 t_н(n-5) + b_3 Q(n-7) + b_4 q(n-4) + b_5 v(n-1) + \varepsilon_n, \quad (9.6)$$

где $b_0 = 14{,}19$, а значения коэффициентов b_i, $i = 1, 2, 3, 4, 5$ приведены в табл. 9.2.

Таблица 9.1. **Значения коэффициентов**

Выборочные величины	$t_в$	$t_н$	Q	q	v
Средние	18,8	1,11	1374,8	1,97	0,28
Среднеквадратичные	1,188	1,62	26,36	5,48	0,63

Таблица 9.2. **Значения коэффициента**

b_i	Стандартная ошибка	Частный F-критерий
0,030	0,005	34,24
0,555	0,020	784,40
0,003	0,001	7,46
0,023	0,005	18,48
—0,569	0,048	139,00

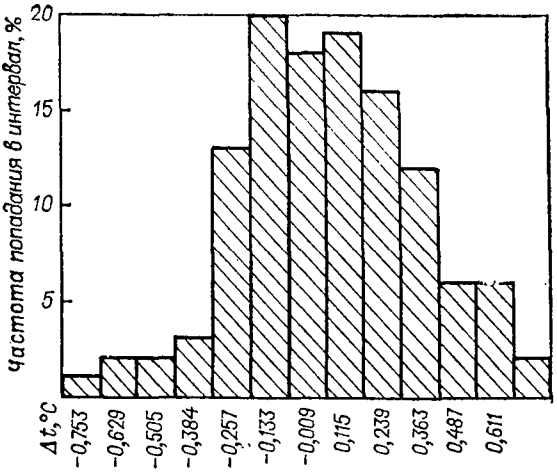


Рис. 9.3. Гистограмма эмпирического распределения отклонения температуры внутреннего воздуха $\Delta\tau$ от ее среднего значения

Для проверки гипотезы о нормальности распределения остатков ε_n применяется критерий Колмогорова-Смирнова, по которому с надежностью 95 % эта гипотеза принимается. Гистограммы теоретического и эмпирического распределений приведены на рис. 9.3 и 9.4.

Некоррелируемость остатков проверяется путем вычисления отношения Дарбина — Ватсона [81] и первого нециклического коэффициента автокорреляции остатков — r. В данном случае численное значение критерия Дарбина — Ватсона равно 2,14 и

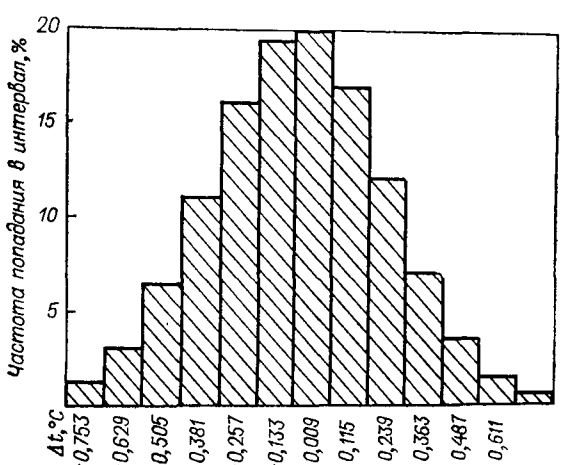


Рис. 9.4. Гистограмма нормального распределения отклонения температуры внутреннего воздуха $\Delta\tau$ от ее среднего значения

попадает в 95 %-ную область принятия гипотезы о некоррелированности остатков; значение коэффициента $r = -0{,}08$ говорит об отсутствии корреляции остатков.

Для оценки качества модели были вычислены следующие величины: множественный коэффициент корреляции отклика с переменными, вошедшими в модель (0,939), и стандартное отклонение остатков ($S = 0{,}299$, а в процентах от среднего отклика $S = 1{,}58\ \%$).

Таким образом, на основе вычисленных статистик можно сделать вывод о правильности исходных предположений регрессионного анализа.

Для оценки качества прогнозов $t_в$, полученных с помощью уравнения (9.4), требуется построить доверительный интервал для условного математического ожидания $t_в$ при данных $q(n)$, $t_н(n-5)$, $Q(n-7)$, $q(n-4)$, $v(n-1)$.

Обозначим:

$$X_n = [1,\ q\ (n).\ t_н\ (n-5),\ Q\ (n-7),\ q\ (n-4),\ v\ (n-1)]^т;$$

$$B = (b_0,\ b_1,\ b_2,\ b_3,\ b_4,\ b_5)^т;$$

$$X = (X_1,\ X_2,\ \ldots,\ X_N)^т.$$

Прогноз внутренней температуры в некоторый момент h на основе известного вектора X_n вычисляется по формуле $\hat{t}_в(n) = X_n^т B$, доверительный интервал для этой оценки

$$t_в\ (n) \pm t\ [(N-k-1),\ (1-\alpha/2)]\ S_{t_в\ (n)},$$

где $t\left[(N-k-1),\ \left(1-\frac{\alpha}{2}\right)\right]$ — значения распределения Стьюдента; $N-k-1$ — число степеней свободы; α — уровень значимости; k — число независимых переменных в уравнении (в данном случае $k = 5$); $S_{t_в\ (n)}$ — стандартная ошибка прогноза

$$S_{t_в\ (n)} = \sqrt{X_n^т\ (X^т X)^{-1}\ X_n}\ S.$$

Из того, что S не зависит от X_n, видно, что качество прогноза определяется величиной $\sqrt{X_n^т\ (X^т X)^{-1}\ X_n}$, которая не зависит от n, а лишь от значений элементов векторов X_n.

Условия применимости построенной модели для прогнозирования внутренней температуры определяются величиной стандартной ошибки прогноза $S_{t_в\ (n)}$. Если вектор X_n близок к векторам, составляющим матрицу исходных данных X, с помощью которой были вычислены оценки регрессионных коэффициентов, то стандартная ошибка прогноза будет мала. Иначе говоря, при режимах работы, близких к нормальным, качество модели оказывается удовлетворительным.

В аналогичной постановке была рассмотрена задача построения статистической модели теплового ввода в режиме нормальной эксплуатации.

Экспериментальные данные были заимствованы из работы [29]. Рассматривался опытный абонентский ввод, расположенный в подвале 5-этажного 60-квартирного дома и снабжающий его теплом для нужд отопления и горячего водоснабжения. По проекту расчетная тепловая нагрузка отопления $Q_0 = 17{,}4$ мВт. Система отопления — однотрубная с замыкающими участками с верхней разводкой. Максимальная нагрузка горячего водоснабжения по проекту $Q_{г.в.} = 20{,}4$ мВт.

Измерялись также температуры в отапливаемых помещениях, для чего в шести квартирах были установлены термографы с суточной и недельной шкалами.

Общее количество замеров равнялось 90, интервал между ними составлял 15 мин. В качестве выходных переменных были приняты t_1, $Q_г$, τ_2.

В результате обработки экспериментальных данных, приведенных на рис. 9.5, по методике [1] были получены следующие регрессионные уравнения:

$$\tau_2(\tau) = 335{,}95 + 1{,}985t_2(\tau) + 1{,}629t_2(\tau-4) - 0{,}605Q_0(\tau-1) - 0{,}524Q_0(\tau-5) - 0{,}786Q_0(\tau-6) - 0{,}72Q_0(\tau-8); \quad (9.7)$$

$$\tau_1(\tau) = 373{,}24 + 1{,}304t_2(\tau-1) - 0{,}635Q_0(\tau-2) - 0{,}546Q_0(\tau-5) - 0{,}358Q_0(\tau-6) - 0{,}674Q_0(\tau-8) - 0{,}423Q_0(\tau-10); \quad (9.8)$$

$$Q_г(\tau) = -70{,}4 - 4{,}853t_2(\tau) - 3{,}057t_2(\tau-4) + 1{,}485Q_0(\tau-1) + 1{,}393Q_0(\tau-5) + 1{,}575Q_0(\tau-6) + 1{,}213Q_0(\tau-8) + 0{,}844Q_0(\tau-10). \quad (9.9)$$

Результаты прогнозирования с помощью приведенных выше уравнений показаны на рис. 9.6.

Для внедрения в систему теплоснабжения г. Ленинграда АСУ ТП было признано целесообразным отработать многие практические и теоретические вопросы в экспериментальном районе. В качестве опытного для первоочередного внедрения АСУ ТП теплоснабжения был выбран район, характерный для существующей уже застройки города новыми крупнопанельными зданиями серии 1ЛГ-600А с тепловыми сетями, построенными в последние годы. Натурный эксперимент, проведенный в опытном районе, предусматривал определение параметров системы теплоснабжения в режиме функционирования.

В результате обработки экспериментальных данных и расчетов на ЭВМ по изложенной в работе [1] и в главе VI методике для опытного жилого здания получены уравнения:

$$t_в(n) = 26{,}6087 - 0{,}1101581t_н(n) - 0{,}05654483t_н(n-6) + 0{,}004925687t_н(n)\,v(n)\sin\alpha(n) - 0{,}008177448t_н(n-8) \times v(n-8)\sin\alpha(n-8) - 0{,}01467519t_н(n)\,v(n)\cos\alpha(n) + 0{,}01596819t_н(n-4)\,v(n-4)\cos\alpha(n-4) + 0{,}4924384R(n-6) + 0{,}4535953R(n-10) - 0{,}005620506G_ц(n-2)[\tau_{1к}(n-2) - \tau_{2к}(n-2)] \times 0{,}003619083G_ц(n-6)[\tau_{1к}(n-6) - \tau_{2к}(n-6)];$$

$$\tau_1(n) = -78{,}1 + 0{,}151t_н(n-6)\,v(n-6)\cos\alpha(n-6) + 3{,}072R(n-10) + 12{,}299\sqrt{P_{1к}(n-4) - P_{2к}(n-4)} + 0{,}933\tau_{1к}(n) - 0{,}296\tau_{2к}(n-2) - 0{,}515\tau_{2к}(n-6) + 0{,}454\tau_{2к}(n-10).$$

Обработка результатов эксперимента на ЭВМ показала, что натурные испытания системы теплоснабжения проведены корректно, о чем свидетельствует достаточно высокая доля объясненной вариации (порядка 90 %). Разработанные модели прогноза параметров $t_в$, τ_1 позволяют в окрестностях рассмотренных значений достаточно точно прогнозировать указанные параметры и, в конечном счете, повысить качество управления режимами.

Прогнозирование внутренней температуры с помощью выражения (4.55) осуществлялось по экспериментальным данным, полученным А. Н. Мелентьевым для административного здания.

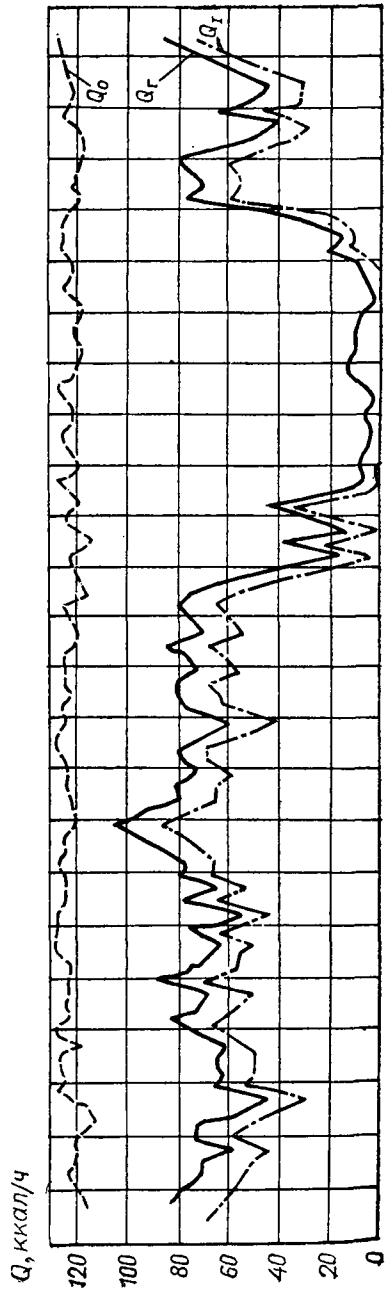
В результате статистической обработки данных (τ_3, τ_2, G) в соответствии с выражением (4.51) получено уравнение (4.55) в виде

$$t_в = \frac{\tau_3 + \tau_2}{2} - 0{,}611\,(\tau_3 - \tau_2)^{0{,}772} G^{0{,}772}, \quad (9.10)$$

где G — расход теплоносителя в системе отопления, м³/ч.

Условием применения уравнения (9.10) является относительная гладкость кривых изменения параметров τ_3, τ_2, G. В табл. 9.3 представлены результаты расчета и эксперимента.

Применение выражения (9.10) к часовому срезу параметров при резком их изменении не дает хороших результатов. Так, резкое изменение расхода в 3 ч ночи с целью надтопа не воздействует на величины τ_3, τ_2, $t_в$, и расчет по формуле (9.10) приводит к неверному результату.



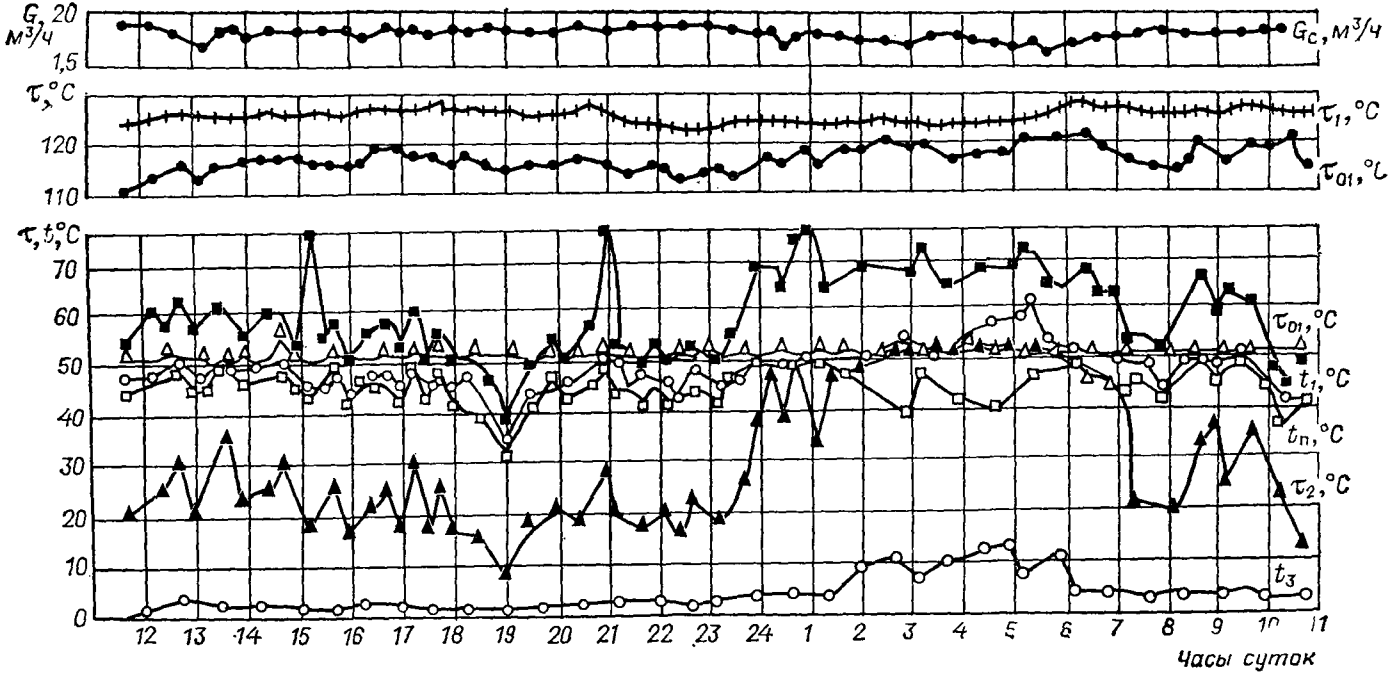


Рис. 9.5. Экспериментальные данные работы теплового ввода [29]

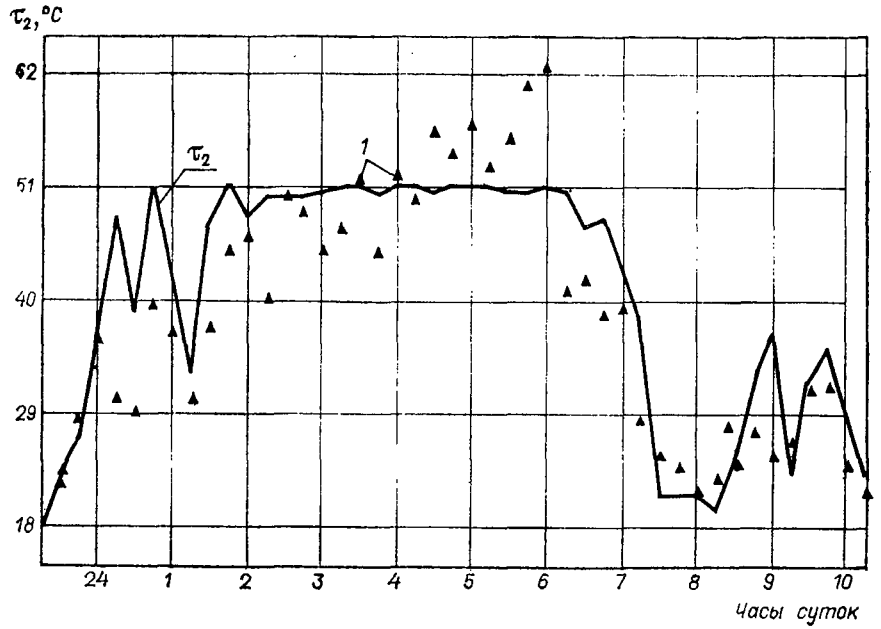


Рис. 9.6. Прогнозные значения температуры обратной воды

Вместе с тем, относительно плавное изменение параметров в вечерние часы (среднее значение за период с 17.00 до 19.00) — $\tau_3 = 67\,°C$, $\tau_2 = 50{,}5\,°C$, $G = 13{,}95$ м³/ч — приводит к значению $t_в = 20{,}3\,°C$ при средневзвешенной температуре воздуха в отап-

Таблица 9.3. **Результаты расчета и эксперимента**

$t_н$, °C	−11,6	−12,0	−13,5	−14,8	−14,0	−15,2	−16,3	−17,6
τ_3, °C	54	52	52	51	53	55	55	71
τ_2, °C	34	32	30	30	30	31	31	33
G, м³/ч	4,9	6,1	4,7	6,5	4,8	6,1	4,7	14
$t_в$, °C	19,0	18,4	18,0	17,6	17,3	17,0	16,9	16,8
$t_в^{эксп}/t_в^{расч}$	Средние значения 17,72/17,74							—
Время, ч	20	21	22	23	24	1	2	3

ливаемых помещениях, по данным двадцати термографов, $t_в = 20{,}5\,°C$.

Таким образом, выражение (9.10) позволяет определять значения средневзвешенных температур внутреннего воздуха в отапливаемых помещениях за определенные промежутки времени при имеющихся замерах τ_3, τ_2, G или ΔP.

§ 9.4. Особенности управления тепловыми режимами в аварийных условиях

Одной из основных функций АСУ ТП теплоснабжения является управление тепловыми режимами в экстремальных условиях, при дефиците вырабатываемой теплоты. Здесь возникают задачи оперативного обнаружения аварий, отключения участков теплосети, перевода на пониженное снабжение тепловой энергией с учетом ранжирования потребителей.

Задачи обнаружений аварий являются достаточно сложной подсистемой АСУ ТП, разрабатываемой многим числом специалистов. Комплекс специальных алгоритмов и моделей для этих целей разработан Н. И. Горской. При аварийных ситуациях возникает последующая задача минимизации подачи теплоты и поддержания необходимых температур внутри помещений.

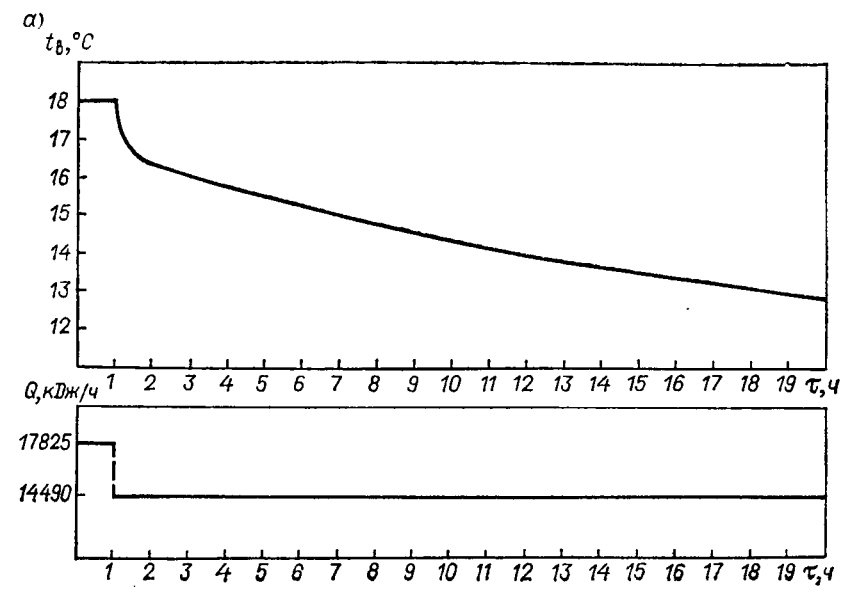
Опыт отопительного периода 1978/79 года, характеризующегося длительным стоянием низких температур, показал, что причиной многих аварий в системах была недостаточная квалификация обслуживающего персонала. Хаотичное вмешательство в тепловой и гидравлический режимы систем теплоснабжения, в конечном счете, привело к размораживанию отопительных приборов в одних и к завышению температуры внутреннего воздуха в других зданиях.

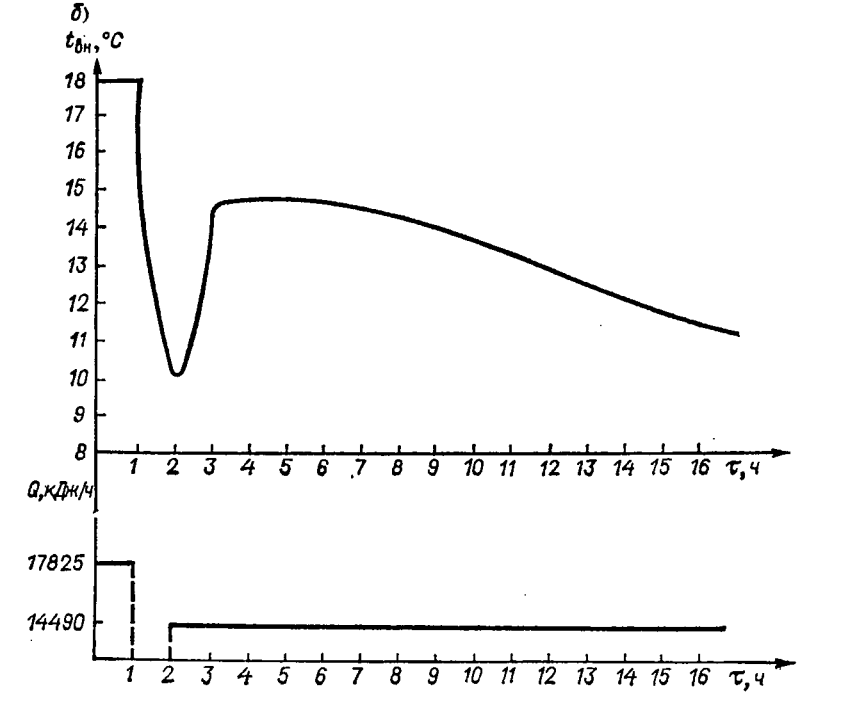
Рассмотрим следующую задачу. В момент времени τ_0 необходимо минимизировать подачу теплоты таким образом, чтобы $t_в$ не опускалось ниже $t_{в.\,пред}$. Обычно в этом случае относительное количество минимально подаваемой теплоты оценивается формулой

$$\overline{Q} = \frac{t_{в.\,пред} - t_н}{t_в - t_н}.$$

Здесь переход от $t_в$ до $t_{в.\,пред}$ будет осуществляться постепенно в течение более 40 ч (рис. 9.7, *а*). При этом будет наблюдаться определенный перерасход тепловой энергии.

Из экономических соображений можно отключить подачу теплоты на некоторый промежуток времени, а затем перейти на подачу в размере $Q_п$. Из графика на рис. 9.7, *б* следует, что в этом случае на определенном промежутке, после включения $Q_п$, $t_в > t_{в.\,пред}$. Как показали расчеты, время снижения $\tau_c = \tau_1 - \tau_0$ зависит от теплофизических характеристик здания,


а)
$t_в$, °С
18
17
16
15
14
13
12
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 τ, ч
Q, кДж/ч
17825
14490
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 τ, ч


б)
$t_{вн}$, °С
18
17
16
15
14
13
12
11
10
9
8
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 τ, ч
Q, кДж/ч
17825
14490
1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 τ, ч

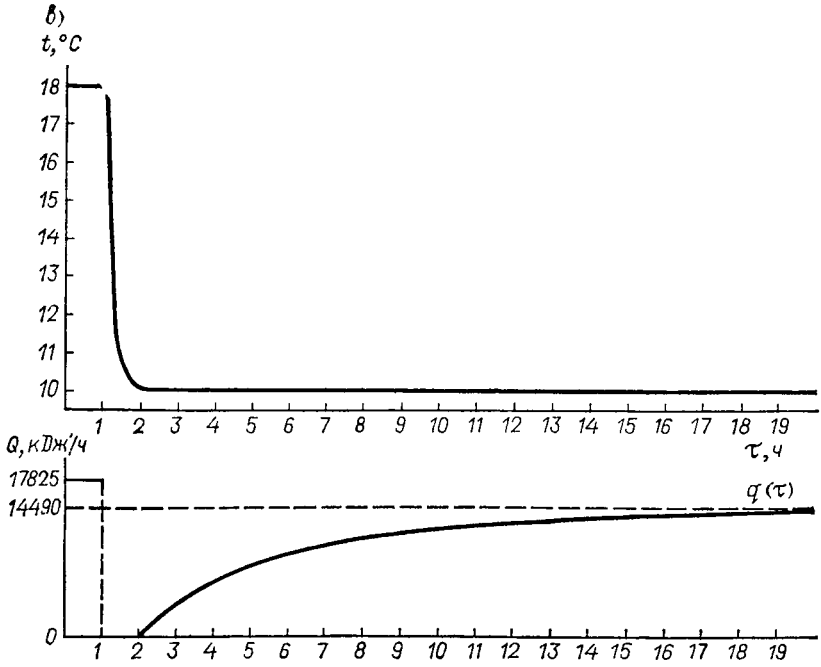


Рис. 9.7. Изменение параметров при переходе на пониженный расход теплоты при условии: температура наружного воздуха $t_н = -25$ °С, коэффициент инфильтрации $C_и = 50$

а — скачкообразный переход; *б* — переход с помощью пропуска; *в* — переход с минимизацией количества подаваемой теплоты

температуры наружного воздуха, силы ветра и других показателей и колеблется в пределах от 1 до 10 ч и более. Однако и при таком режиме подача теплоты не будет минимизирована.

При переходе на пониженный график температур возможно отключение подачи теплоты на промежуток, соответствующий снижению температуры до $t_{в.\,пред}$. Далее подачу теплоты необходимо постепенно увеличивать до $Q_п$ (рис. 9.7, *в*). По сравнению с обычным методом регулирования такой подход позволит сократить расходы теплоты для рассматриваемого примера на 28 %, что эквивалентно работе системы в течение 5,4 ч.

Для инженерных расчетов рассматриваемых задач обычно используется методика, изложенная Е. Я. Соколовым в работе [56]. Некоторая модификация метода применительно к программному отпуску теплоты разработана в работе [74]. Для более точных расчетов возможно использование расчетных выражений [2], а также методики, изложенной в главе VI, позволяющей оптимизировать подачу теплоты, прогнозировать изменение температуры внутреннего воздуха в экстремальных условиях.

Глава X

ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕМ

§ 10.1. Общие сведения

Современный уровень развития теплоснабжения городов характеризуется непрерывным ростом объемов производства тепловой энергии в соответствии с возрастающими потребностями населения и народного хозяйства. Общая годовая выработка теплоты в СССР превышает 11 млрд. ГДж, из которых более 70 % вырабатывается централизованными источниками. Расход топлива на цели теплоснабжения составляет около 30 % всего добываемого в стране твердого и газообразного топлива.

Наряду с общим значительным ростом теплового потребления городов (ориентировочно около 70 % за последнее десятилетие) наметилась устойчивая тенденция концентрации тепловых нагрузок.

Интенсивная централизация теплоснабжения привела к возникновению мощных теплоснабжающих комплексов, эффективное управление которыми возможно лишь при широком использовании современных экономико-математических методов и средств вычислительной техники путем создания автоматизированных систем управления. Это подтверждается практическим опытом применения вычислительной техники в управлении крупными системами теплоснабжения. Например, задачи выбора оптимальных схем и режимов работы систем теплоснабжения, определения рациональных вариантов развития и резервирования тепловых сетей, составления программы испытаний и наладки гидравлических режимов принципиально не могли бы быть решены применительно к мощным системам теплоснабжения без средств вычислительной техники. Теоретические основы использования вычислительной техники в управлении теплоснабжением заложены в работах Сибирского энергетического института АН СССР, Академии коммунального хозяйства им. К. Д. Памфилова, Главной геофизической обсерватории им. Воейкова, Всесоюзного теплотехнического института им. Ф. Э. Дзержинского и других организаций.

На первом этапе внимание специалистов было сосредоточено на создании специализированных вычислительных устройств, которые учитывали технологические особенности систем теплоснабжения и позволяли осуществлять управление по более сложным алгоритмам, чем серийно выпускаемые регуляторы. Эти устройства, как правило, имели жесткую структуру и

обеспечивали решение вполне определенного круга задач. В дальнейшем интенсивное развитие вычислительной техники, позволяющей резко увеличивать число контролируемых и регулируемых параметров, реализовать любые алгоритмы управления и быстро перестраиваться на новые алгоритмы, учитывать при управлении не только текущее состояние объекта, но и его предысторию, — привело к созданию автоматизированных систем управления. При этом начались работы в области создания как АСУ технологическими процессами, так и автоматизированных систем организационно-экономического управления теплоснабжением. Основополагающие принципы создания автоматизированных систем управления, в равной степени применимые для всех отраслей народного хозяйства, сформулированы академиком В. М. Глушковым [15]. Практический опыт создания автоматизированных систем управления показал, что отступление от этих принципов усложняет процесс разработки АСУ, снижает их эффективность, а зачастую просто дискредитирует идею создания АСУ. Поэтому кратко напомним основное существо этих принципов.

Принцип новых задач состоит в том, чтобы не просто перекладывать на ЭВМ существующие сложившиеся процессы управления, а выявлять и включать в состав АСУ новые задачи, которые принципиально не могут решаться при отсутствии ЭВМ. Например, разработка оптимального план-графика ремонта оборудования систем теплоснабжения, автоматическое обнаружение мест аварий в тепловых сетях, оптимизация температурного и гидравлического режимов.

Принцип системного подхода к проектированию АСУ заключается во всестороннем изучении и анализе автоматизируемого объекта, включающих вопросы технического, технологического, организационного, экономического, социального и правового характера. Например, насколько бы хорошо не был оптимизирован отпуск тепловой энергии, позволяющий обеспечивать существенную экономию топлива, при существующих методах планирования и стимулирования такая оптимизация не может успешно применяться.

Принцип первого руководителя состоит в том, что заказ, разработка и внедрение АСУ должны осуществляться под непосредственным руководством руководителя автоматизируемого объекта.

Принцип максимально разумной типизации проектных решений предполагает возможность широкого тиражирования проектных решений, что особенно применительно к отраслям городского хозяйства, включая теплоснабжение, имеющим множество однотипных объектов. Вместе с тем, несмотря на множественность объектов теплоснабжения, они имеют различия в организации технологического процесса (например, открытые или закрытые системы, системы от ТЭЦ или от котельных), поэтому

типовые проектные решения должны предусматривать несколько типовых рабочих программ на одну и ту же задачу.

Принцип непрерывного развития системы заключается в обеспечении возможности развития автоматизированной системы, вызванном присоединением новых потребителей, вводом новых источников тепловой энергии, увеличением размеров предприятия и т. д.

Принцип единой информационной базы предполагает однократный ввод информации, необходимой для решения всех автоматизируемых задач, т. е. должно быть исключено дублирование вводимой в систему информации.

Принцип комплексности автоматизируемых задач состоит в том, чтобы при определении состава автоматизируемых задач учитывать информационные связи между ними. Дело в том, что большинство задач управления органически связано и автоматизироваться должен весь комплекс задач, ориентированных на достижение какой-либо цели. Этим обеспечивается минимизация ввода и вывода информации. Раздельное решение задач существенно снижает эффективность АСУ. Зачастую нарушение именно этого принципа является основной причиной недостаточной эффективности создаваемых систем.

Эти принципы, как уже отмечалось, применимы для любых объектов. При создании АСУ теплоснабжением, кроме того, должны учитываться следующие особенности:

неразрывность процессов выработки, транспорта и распределения тепловой энергии, стохастический характер теплопотребления;

организационная разобщенность в эксплуатации систем теплоснабжения;

рассредоточенность объекта по территории города;

большое количество локальных систем теплоснабжения и их органическая технологическая взаимосвязанность;

высокая стоимость основных фондов, разветвленное сетевое хозяйство и ущерб, наносимый народному хозяйству вследствие повреждений;

значительный объем потребления топливно-энергетических ресурсов;

народнохозяйственная и социальная важность экономии топливно-энергетических ресурсов и улучшения качества теплоснабжения.

Эти особенности выдвигают в число первоочередных проблем методические вопросы совершенствования организации управления теплоснабжением, формирования организационной и функциональной структуры АСУ, определения состава автоматизируемых задач и комплекса технических средств, а также оценку эффективности создаваемых АСУ.

§ 10.2. Автоматизированные системы организационно-экономического управления теплоснабжением

Структура комплекса автоматизированных систем управления теплоснабжением (рис. 10.1) включает следующие уровни: республику, регион, город (предприятие).

На уровне республики автоматизация процессов управления теплоснабжением осуществляется в составе подотраслевой подсистемы «Энергетическое хозяйство» отраслевой автоматизированной системы управления жилищно-коммунальным хозяйством.

На уровне региона (АССР, край, область) создаются территориально-отраслевая автоматизированная система управления (ТОАСУ) жилищно-коммунальным хозяйством, базирующаяся на региональном органе управления (министерство, краевое, областное управление), и подотраслевая автоматизированная система управления, базирующаяся в зависимости от принятой организации управления на региональных подотраслевых объединениях (АСУО) или управлениях (АСУУ).

Функции управления, реализуемые АСУО, распространяются на подразделения, входящие в состав объединения. В отличие от АСУО функции, реализуемые АСУУ, ограничены только задачами управления подотраслью в целом, так как подчиненные региональному управлению предприятия обладают хозяйственной самостоятельностью и функции организационного управления реализуются соответствующими АСУП.

На уровне города для предприятий, лишенных юридической и хозяйственной самостоятельности, создаются автоматизированные системы организационно-технологического управления (АСОТУ), призванные обеспечить оперативное управление производственными процессами на предприятиях, входящих в состав объединений. Для предприятий, обладающих юридической и хозяйственной самостоятельностью, создаются автоматизированные системы управления предприятием (АСУП) и автоматизированные системы управления технологическими процессами теплоснабжения (АСУ ТП).

Технической базой систем организационно-экономического управления в зависимости от объема решаемых задач могут быть самостоятельные вычислительные центры, кустовые вычислительные центры областного управления жилищно-коммунального хозяйства или региональные вычислительные центры коллективного пользования. Процесс взаимодействия внутри систем может осуществляться с использованием кустовых или индивидуальных информационных пунктов связи в зависимости от вида системы и используемого вычислительного центра. При наличии в объединении или управлении собственного вычислительного центра или при использовании ВЦКП создаются инди-

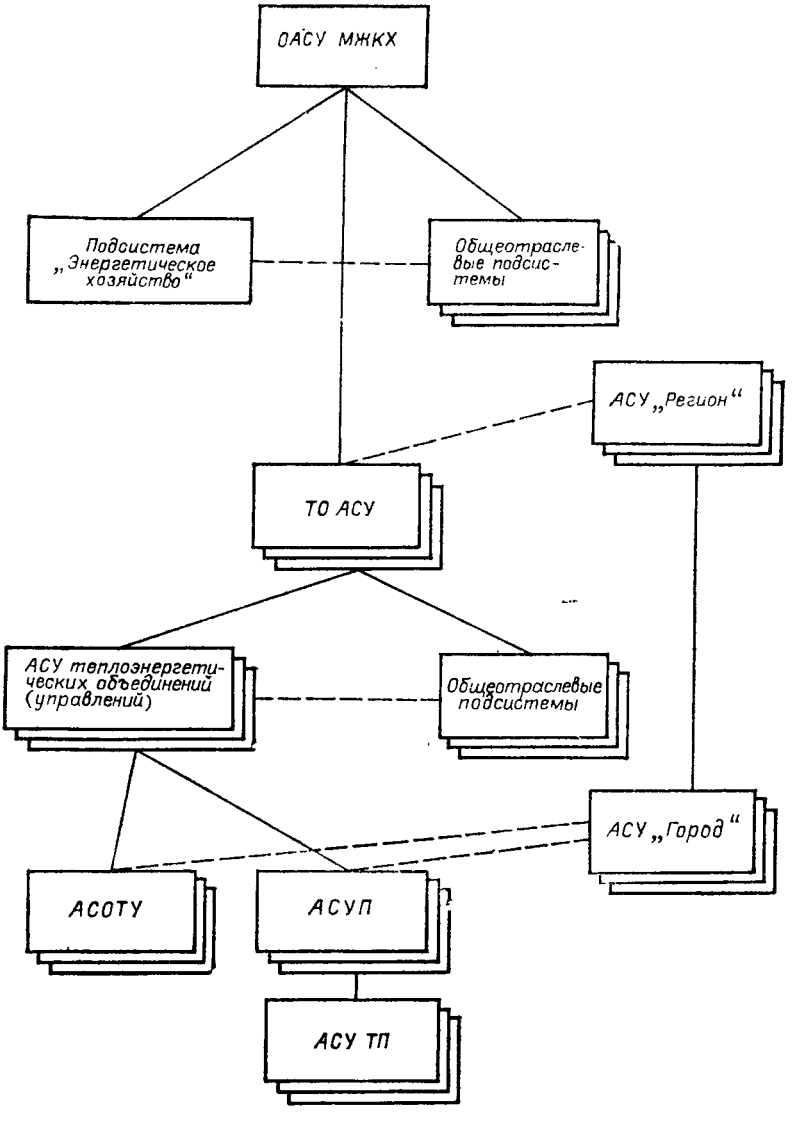


Рис. 10.1. Структура комплекса АСУ теплоэнергетическим хозяйством

видуальные информационные пункты связи, а при использовании вычислительного центра областного управления жилищно-коммунального хозяйства процесс взаимодействия осуществляется через кустовые информационные пункты связи, создаваемые в рамках ТО АСУ.

Совместное функционирование и развитие взаимодействующих в процессе управления систем требует: обеспечения общности методологии построения систем и решения однотипных задач (методическая совместимость); согласованности разработки, внедрения и развития сопрягающихся систем (подсистем) по уровням, исполнителям, периодичности и срокам взаимного обмена данными (организационная совместимость); единства информационных языков и их структурных элементов, унификации показателей и форм их представления (информационная совместимость); совместимости технических средств обработки и передачи информации, единства технологии информационно вычислительных процессов, основанной на унификации операционных систем и программных модулей (техническая и программно-математическая совместимость); сопрягаемости структурных элементов систем в функциональном и организационном аспектах (структурная совместимость); единства правовых основ разработки и функционирования АСУ теплоэнергетического хозяйства (правовая совместимость). Определяющую роль в обеспечении эффективного функционирования АСУ теплоснабжением играет методическая совместимость.

Успех разработки и внедрения любой автоматизированной системы управления в значительной степени определяется тем, насколько глубоко изучили создатели системы объект автоматизации, правильно ли они понимают цели управления, соответствуют ли их представления о механизме функционирования объекта реальной действительности.

Если создание АСУ ТП, как правило, принципиально невозможно без предварительного детального моделирования автоматизируемого технологического процесса, то АСУ организационно-экономическим управлением очень часто разрабатываются при отсутствии соответствующих моделей. В результате такая система представляет собой не что иное, как комплекс слабо связанных автоматизированных локальных задач, не обладающих необходимыми системными свойствами.

Разработка большинства АСУ идет, к сожалению, именно по такому пути. Это приводит к целому ряду недостатков в их организации и функционировании, заложенному еще на этапе проектирования, и, в конечном счете, существенно снижает эффективность создаваемых АСУ ЖКХ.

Одной из основных причин такого положения является сложность, а зачастую и практическая невозможность применения классических методов моделирования к анализу и синтезу систем организационно-экономического типа. В связи с этим по-

является необходимость в разработке специальных методов моделирования, позволяющих решать ряд проблем, возникающих в процессе создания АСУ: вскрывать закономерности в развитии и функционировании автоматизируемого объекта; выявлять недостатки существующей системы управления и организации производства и определять основные направления ее совершенствования; определять степень полноты решаемых задач и дополнять их до объективно-необходимого уровня; устанавливать взаимосвязи задач управления, последовательность их решения, распределение по функциям, целям и органам управления, обеспечивать рациональное взаимодействие решаемых задач; обосновывать необходимость создания АСУ, определять ее функциональную структуру, рациональное информационное обеспечение и т. д.

Этим требованиям удовлетворяют экономико-организационные модели, в которых идентифицируются следующие элементы: объекты систем теплоснабжения (источники теплоты, тепловые сети, тепловые пункты, потребители теплоты); производственные функции (развитие, сохранение, функционирование, обеспечение и обслуживание производства); виды работ (новое строительство, текущий и капитальный ремонты, ведение режимов, обеспечение ресурсами и т. д.); цели развития и функционирования теплоснабжения; производственные и управленческие подразделения, предприятия и организации; функции управления (планирование, контроль, учет, анализ, регулирование, нормирование); управленческие задачи; технико-экономические показатели.

Все эти элементы в процессе развития и функционирования теплоэнергетического хозяйства связаны между собой системой отношений, выявление и описание которых является предметом моделирования. Большая размерность задачи вызывает необходимость применения формализованных методов, в частности методов матричного моделирования. Эти модели, отличающиеся простотой и наглядностью, являются практически единственно возможным инструментом, позволяющим провести системное исследование организационно-экономических систем с целью их изучения, анализа и проектирования.

Структура обобщенной матричной модели организации процессов управления приведена на рис. 10.2. В первом квадранте модели отражаются все задачи и показатели, которые разрабатываются в рассматриваемом органе управления (предприятии, подразделении). Он имеет шахматную композицию, т. е. одинаковые наименования по строкам и столбцам. Этот квадрант характеризует взаимосвязи между задачами (показателями). Столбцы содержат сведения о том, какие задачи (показатели) используются для решения других задач, а строки, — сколько раз и для решения каких задач используются показатели, разработанные на основании решения данной задачи. Итоговые ре-

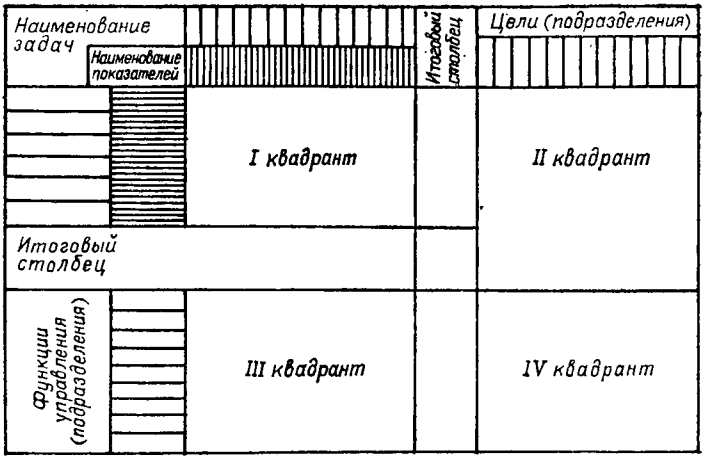


Рис. 10.2. Структура обобщенной матричной модели

зультаты первого характеризуют по столбцу количество задач (показателей), используемых для решения задач данного столбца, а по строке — степень использования результатов решения данной задачи в решении других задач.

Второй квадрант характеризует отношения между задачами и целями. Элементы строк показывают, на достижение каких целей направлено решение каждой задачи, а столбцов — на основании какой совокупности задач обеспечивается достижение определенной цели. Третий квадрант описывает распределение задач по функциям управления, а четвертый характеризует взаимоотношения между целями и функциями управления.

При расположении по столбцам второго квадранта и строкам третьего квадранта соответственно наименований органов (подразделений) потребителей и поставщиков информации эти квадранты будут характеризовать информационное взаимодействие рассматриваемого органа управления с другими, а четвертый квадрант — взаимодействие сторонних органов между собой. При последовательной замене элементов столбцов и строк второго и третьего квадрантов эти квадранты будут характеризовать отношения между целями, функциями и органами управления.

Рассмотренные модели в силу объективного характера описанных выше элементов являются по существу нормативными моделями организации процессов управления. Поэтому их использование эффективно на этапах как анализа, так и синтеза систем управления. Например, на основе такого функционально-целевого анализа синтезирована наиболее рациональная функциональная структура АСУ теплоснабжением, определен комплекс автоматизируемых задач и последовательность их разра-

Функции управления	Подсистемы управления							
	развитием	основным производством	технической эксплуатацией основных фондов	материально-техническими ресурсами	финансовыми ресурсами	кадрами	реализацией продукции	производственно-хозяйственной деятельностью (сводная)
Прогнозирование								
Планирование								
Учет и контроль								
Анализ								
Регулирование								
Нормирование								

Рис. 10.3. Функциональная структура автоматизированной системы организационно-экономического управления теплоснабжением

ботки. Весьма перспективным является использование рассмотренных моделей для синтеза базы данных при организации интегрированной обработки информации.

Учитывая важность вопроса выбора рациональной функциональной структуры АСУ, остановимся на нем несколько подробней. На рис. 10.3 приведена функциональная структура АСУ теплоснабжением, которая, на наш взгляд, должна применяться на всех уровнях управления. Подсистемы выделяются в соответствии с основными производственными функциями. При этом в состав каждой из подсистем включаются задачи по всем функциям правления. В результате получается, по существу, нормативная модель системы управления, охватывающая все объективно необходимые комплексы задач. При такой структуризации система включает 48 комплексов задач, каждый из которых направлен на реализацию одной из функций управления по одной из подсистем (планирование развития, анализ технической эксплуатации основных фондов и т. д.).

Для сравнения на сетку предлагаемой функциональной структуры нанесены комплексы задач, которые включаются в подсистемы, принятые в соответствии с действующими руководящими методическими материалами по созданию АСУ (заштрихованная площадь). При сравнении этих двух функциональных структур оказывается следующее.

Во-первых, при принятом подходе отдельные комплексы задач выпадают из поля зрения разработчиков; так, при создании АСУ задачи прогнозирования и нормирования рассматриваются в ограниченной степени. А если такие задачи и ставятся, то разработчики испытывают большие трудности по их включению в ту или иную подсистему. Так, в настоящее время актуальным и эффективным является автоматизация комплекса задач по нормированию расхода топливно-энергетических ресурсов. Но

при принятой функциональной структуре непонятно, в составе какой из подсистем эти задачи должны решаться.

Во-вторых, при принятом подходе по целому ряду комплексов задач в состав АСУ включается лишь около 50 % объективно необходимых задач. Так, задачи, включаемые в подсистемы технико-экономического планирования, бухгалтерского учета, статистической отчетности, анализа хозяйственной деятельности и оперативного управления, не исчерпывают всего множества объективно необходимых задач по реализации функций планирования, контроля, учета, анализа и регулирования.

В-третьих, появляется неоднозначность толкования состава отдельных подсистем. Например, задачи, связанные с анализом технической эксплуатации основных фондов, с использованием различных видов ресурсов при принятой структуризации систем, могут включаться либо в подсистему анализа хозяйственной деятельности, либо в соответствующую производственную подсистему (управление технической эксплуатацией основных фондов, управление материально-техническим снабжением и т. д.).

Кроме того, предлагаемая функциональная структура выгодно отличается от принятой еще и тем, что объединение задач в комплексы и подсистемы происходит с максимальным учетом их информационной взаимосвязи и целевой направленности в рамках достижения общих целей развития и функционирования автоматизируемого объекта (табл. 10.1).

Анализ процессов управления теплоэнергетическим хозяйством показывает, что рассматриваемая функциональная структура применима для создания АСУ организационно-экономического управления на любом уровне (министерство, регион, город, предприятие). Но отличие в функциональных структурах систем управления различного уровня будет заключаться в составах задач и их содержательных постановках. Например, планирование удельной нормы расхода топлива заключается в расчете этого показателя: на уровне министерства — для каждого региона, на уровне региона в составе АСУО или АСУУ — для каждого подразделения, подчиненного объединению (управлению), а на уровне предприятия — для каждой котельной. Совершенно естественно, что наибольший объем автоматизируемых задач имеется при создании АСУО и АСУП. При этом в функциональной структуре АСУ предприятия или объединения, учитывая специфические особенности технологии теплоснабжения, управление основной деятельностью должно подразделяться на три подсистемы управления:

выработкой тепловой энергии;

транспортом и распределением тепловой энергии;

выработкой, транспортом и распределением тепловой энергии.

В первую подсистему включаются специфические задачи по управлению работой котельного оборудования, во вторую — за-

Таблица 10.1. **Цели функционирования подсистем АСУ теплоснабжением**

Подсистема управления	Основные подцели функционирования теплоэнергетических предприятий
Развитием	Обеспечение планомерного развития централизованного теплоснабжения города и производственно-технической базы предприятия путем внедрения достижений науки и техники, приемки на баланс ведомственных объектов, строительства и реконструкции систем теплоснабжения
Основной деятельностью (выработкой, транспортом и распределением тепловой энергии)	Удовлетворение потребностей населения и предприятий народного хозяйства в тепловой энергии в соответствии с санитарно-техническими нормами к правилам
Технической эксплуатацией основных фондов	Обеспечение нормативной технической эксплуатации теплосилового оборудования и тепловых сетей
Материально-техническими ресурсами	Своевременное и полное удовлетворение потребностей основного и вспомогательного производства в материалах, топливе, технических средствах и комплектующих изделиях
Финансовыми ресурсами	Обеспечение и распределение денежных средств, необходимых для достижения технико-экономических показателей предприятия
Реализацией тепловой энергии	Обеспечение экономичного теплопотребления и своевременных расчетов с потребителями
Кадрами	Подготовка и рациональное использование кадров, обеспечивающее рациональное сочетание целей предприятия и личных целей работающих
Производственно-хозяйственной деятельностью предприятия (сводная)	Обеспечение достижения планируемых значений технико-экономических показателей и повышение технико-экономической эффективности развития и функционирования предприятия

дачи по управлению элементами системы теплоснабжения от ТЭЦ (магистральные и распределительные сети, тепловые пункты), а в третью — задачи по управлению системами теплоснабжения в целом, включая источник тепловой энергии.

§ 10.3. Автоматизированные системы управления технологическими процессами теплоснабжения

Структура автоматизированных систем управления технологическими процессами теплоснабжения определяется составом охватываемого автоматизацией оборудования и реализуемыми системой функциями. В общем технологическом процессе теплоснабжения можно выделить три подпроцесса:

выработка и отпуск тепловой энергии;

транспорт и распределение тепловой энергии;

потребление тепловой энергии.

Нижней ступенью автоматизации технологического управления является создание АСУ ТП по отдельным подпроцессам. При этом основными целями автоматизации является соответственно обеспечение:

требуемых параметров теплоносителя на источнике (температуры, расхода, давления) при минимальных расходах топлива, электроэнергии, химреагентов.

заданных параметров теплоносителя на вводе тепловых пунктов при минимальных расходах электроэнергии и теплоносителя;

заданного качества теплоснабжения, т. е. требуемых параметров температуры воздуха в отапливаемых помещениях и требуемой температуры горячей воды.

Верхней ступенью в иерархии технологического управления теплоснабжением является создание АСУ ТП, охватывающей все подпроцессы (выработку, транспорт, распределение и потребление тепловой энергии). Целью функционирования такой системы является обеспечение требуемых качества и надежности теплоснабжения при минимальных затратах ресурсов.

При создании двухуровневой системы, когда в состав АСУ ТП входят автоматизированные системы нижнего и верхнего уровня, основным назначением системы верхнего уровня является координация процессов функционирования систем нижнего уровня и решение общесистемных задач.

В зависимости от реализуемых функций АСУ ТП теплоснабжением могут быть трех видов: информационные, информационно-советующие и управляющие.

Информационные АСУ ТП (рис. 10.4, *а*) являются базовыми системами технологического управления, так как реализуемые ими функции входят в состав информационно-советующих и управляющих АСУ ТП.

Основные функции этих систем состоят в следующем:

контроль параметров технологического процесса, который в зависимости от степени важности технологического параметра и вероятности его отклонения может осуществляться путем сигнализации, индивидуального контроля, контроля по вызову и массового контроля;

поддержание технологических параметров на заданном уровне путем дистанционного или автоматического регулирования;

защита оборудования от аварий;

вычисление комплексных технико-экономических показателей;

оперативная связь с вышестоящими ступенями управления.

Характерной особенностью этого вида систем является то, что они реализуют только первую фазу управления с использованием вычислительной техники — первичную обработку информации. Анализ поступающей информации, принятие решений и

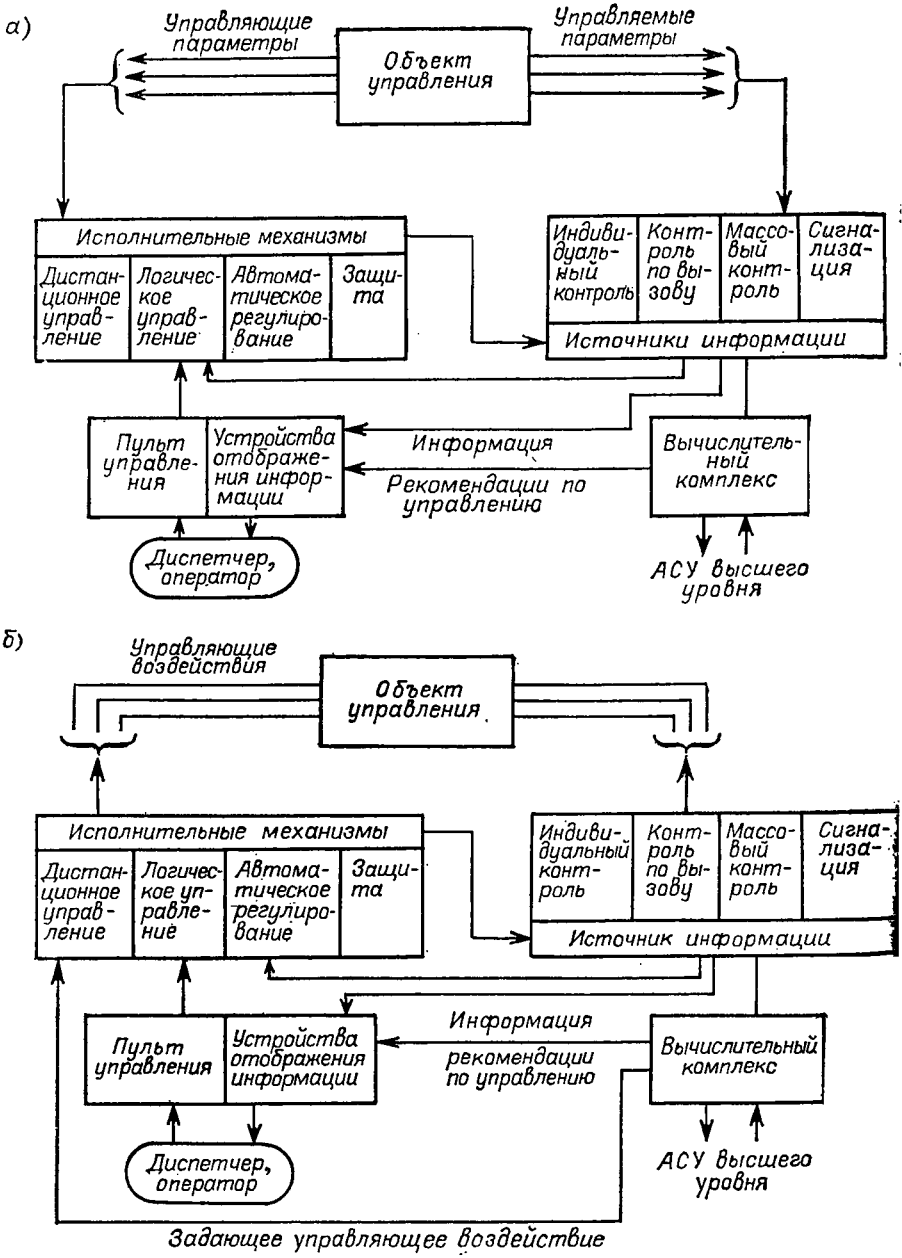


Рис. 10.4. Структурные схемы АСУ ТП теплоснабжения

а — информационная и информационно-советующая АСУ ТП; *б* — управляющая АСУ ТП

реализация управляющих воздействий на основе этой информации осуществляются диспетчером или оператором.

Вычислительный комплекс в этих системах используется для расчета обобщенных комплексных показателей, дающих диспетчеру (оператору) дополнительную информацию для ведения технологического процесса. Например, в АСУ ТП выработки и отпуска тепловой энергии может производиться оперативный расчет КПД котла, удельных показателей расхода топлива и электроэнергии, расходов подпиточной воды и химреагентов и т. д.

Структурная схема информационно-советующей АСУ ТП аналогична информационной АСУ ТП (см. рис. 10.4, *а*). Но, кроме функций, реализуемых информационными системами, вычислительный комплекс осуществляет анализ полученной информации и выдачу рекомендаций диспетчеру (оператору) по оптимальному или рациональному ведению технологического процесса. Принятие решений и их реализация также остаются за оператором. Качественное отличие систем этого вида от информационных состоит в том, что для их создания необходимо располагать математической моделью объекта и алгоритмами управления технологическим процессом, которые, как правило, являются существенно более сложными, чем алгоритмы расчета обобщенных показателей, и требуют для своей реализации более мощных средств вычислительной техники.

Вычислительные комплексы в управляющих АСУ ТП (рис. 10.4, *б*) осуществляют автоматическое управление технологическими параметрами путем прямой передачи вырабатываемого управляющего воздействия на задающее устройство регулятора или на регулирующий орган. При полной автоматизации процессов управления с использованием вычислительной техники функции диспетчера (оператора) сводятся к контролю за ходом процесса и работой автоматизированной системы управления, подмене автоматики в случае ее отказа. В практике автоматизации технологических процессов теплоснабжением такие системы в полном объеме не нашли еще применения. Создаваемые АСУ ТП теплоснабжения, как правило, реализуют информационные функции и частично информационно-советующие и управляющие.

В соответствии с принятой классификацией АСУ ТП теплоснабжения по уровням и видам на рис. 10.4—10.8 приведены функциональные структуры различных систем. Рассмотрим основные функции, реализуемые вычислительным комплексом, на примере АСУ ТП выработки и отпуска теплоты (рис. 10.5).

Необходимым условием создания автоматизированной системы управления технологическим процессом выработки и отпуска теплоты является оснащение котельной, кроме общепринятых средств контроля, регистрации, регулирования и сигна-

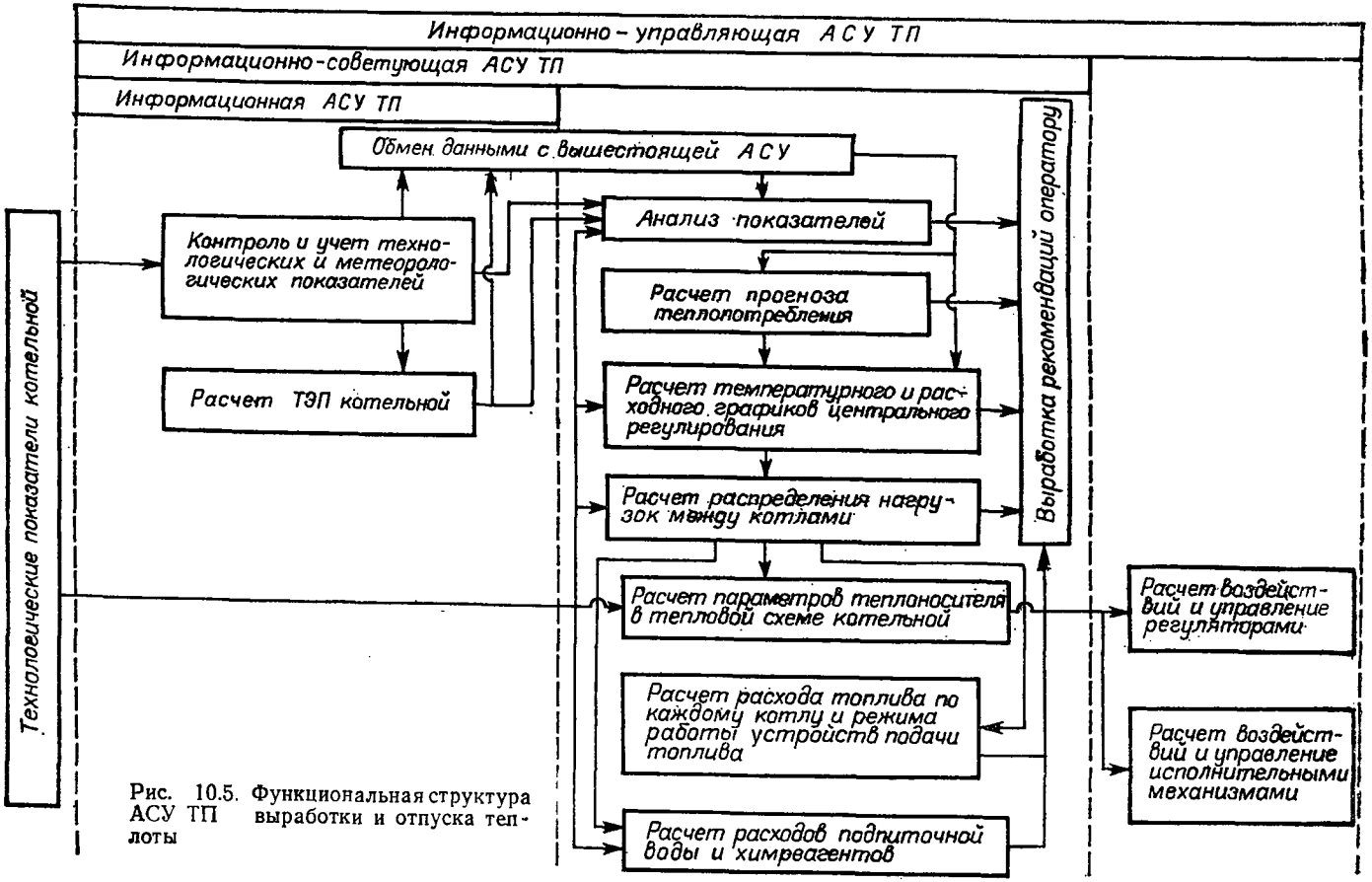


Рис. 10.5. Функциональная структура АСУ ТП выработки и отпуска теплоты

лизации, следующими управляющими комплексами и автоматическими регуляторами:

температуры сетевой воды в подающем трубопроводе на выходе из котельной;

перепада давлений сетевой воды на выходе из котельной;

подпитки тепловой сети;

перераспределения сетевой воды и тепловой нагрузки между котлами;

режимов работы деаэраторов, баков-аккумуляторов, экономайзеров и другого оборудования.

Независимо от вида создаваемой системы простейшие функции преобразования сигналов реализуются на индивидуальных технических средствах контроля, регистрации и сигнализации.

Более сложные информационно-вычислительные функции возлагаются на вычислительный комплекс, который осуществляет централизованный сбор и первичную обработку информации, необходимой для решения автоматизируемого комплекса задач в составе того или иного вида АСУ ТП.

В информационных АСУ ТП решается два комплекса задач:

контроль и учет технологических и метеорологических показателей;

расчет технико-экономических показателей котельной.

Комплекс задач контроля и учета предназначен для представления персоналу котельной текущей и отчетной информации о ходе технологического процесса и состоянии оборудования. Вычислительный комплекс непрерывно, периодически или по вызову осуществляет измерение, отображение и регистрацию значений технологических параметров, их отклонение от заданий и тенденцию изменения; производит расчет расходов теплоты, топлива, электроэнергии, химреагентов; учитывает время работы оборудования. В состав рассчитываемых технико-экономических показателей входят показатели удельных расходов топлива, электроэнергии, химреагентов на единицу выработанной и отпущенной теплоты, КПД котельной и отдельных котлов. Расчеты ТЭП производятся одновременно с ходом технологического процесса на основе данных, получаемых за различные интервалы времени непосредственно от объекта, или выходных данных комплекса задач контроля и учета.

При создании информационно-советующих АСУ ТП эти комплексы задач дополняются аналитическими и режимными задачами. Основное назначение аналитических задач состоит в выявлении причин отклонения технологических параметров от заданных и выработке рекомендаций оператору по устранению отклонения.

В основе решения режимных задач лежит расчет прогноза расхода теплоты потребителями, присоединенными к данной котельной. Эта задача решается вышестоящей системой. По данным прогноза теплопотребления, последовательно опреде-

ляются температурные и расходные графики центрального регулирования, оптимальная загрузка котлов, обеспечивающая максимальный КПД котельной. Производится расчет параметров теплоносителя в тепловой схеме котельной, расчет расхода топлива, подпиточной воды и химреагентов. В результате решения всех этих задач диспетчеру выдаются рекомендации по ведению режима.

При создании информационно-управляющих АСУ ТП на вычислительный комплекс дополнительно возлагаются функции формирования управляющего воздействия на задающие устройства регуляторов или непосредственно на исполнительные механизмы.

По аналогичной схеме формируются АСУ ТП транспорта и распределения теплоты и АСУ ТП потребления теплоты (рис. 10.6—10.7). Объектами автоматизации в первом случае являются тепловые сети от источника теплоты до теплового пункта (центрального или индивидуального), а в АСУ ТП потребления теплоты — тепловые пункты и абонентские вводы.

При создании двухуровневой системы на АСУ ТП теплоснабжения верхнего уровня возлагается решение задач по управлению системой теплоснабжения в целом, включая котельные, тепловые сети и потребителей теплоты. При этом в составе информационных АСУ ТП (рис. 10.8) с использованием вычислительной техники производится сводный учет технологических показателей и расчет технико-экономических показателей по всей системе теплоснабжения. Кроме того, в АСУ этого типа может производиться расчет плановых удельных норм расхода ресурсов (топлива, электроэнергии, воды, тепловых потерь).

В информационно-советующих АСУ осуществляется комплексный анализ процессов выработки, транспорта и отпуска теплоты, производится расчет прогнозируемого потребления и оптимального распределения тепловой нагрузки между источниками теплоты. На основе этих расчетов формируются задания по тепловым нагрузкам котельных и определяется оптимальный маршрут доставки твердого топлива. Одной из основных задач этого уровня, непосредственно обеспечивающей устойчивую работу средств автоматики в системах нижнего уровня, а следовательно, и качество теплоснабжения, является согласование режимов работы отдельных элементов систем теплоснабжения (источников теплоты, тепловых сетей и тепловых пунктов) в нормальных и аварийных режимах.

Развитие информационно-советующей АСУ ТП и перевод ее в разряд информационно-управляющих может быть осуществлен путем автоматического формирования и передачи заданий системам нижнего уровня по загрузке источников теплоты и изменению уставок регуляторов.

Процесс функционирования рассмотренных АСУ ТП теплоснабжения осуществляется путем взаимодействия средств ин-

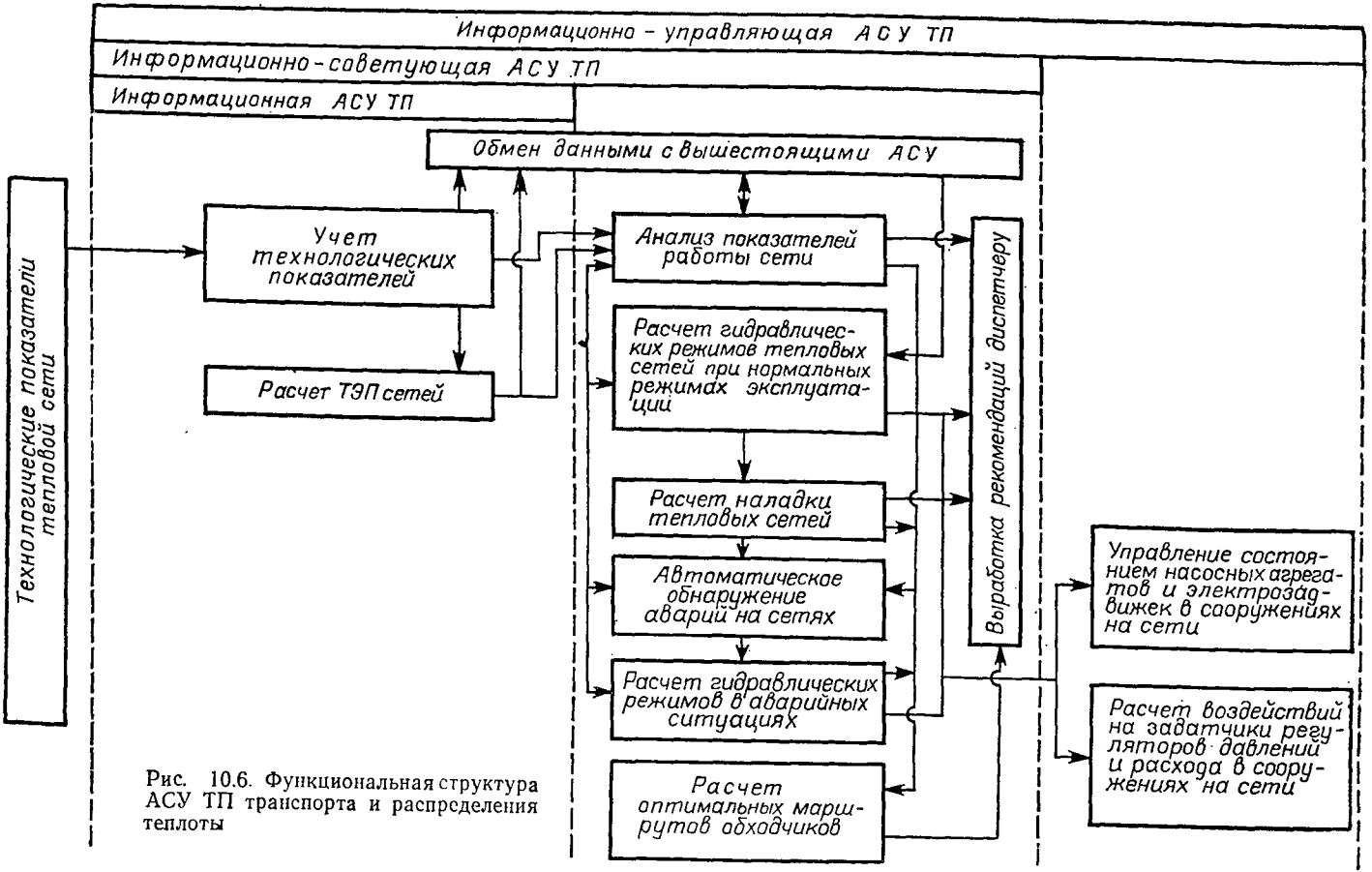


Рис. 10.6. Функциональная структура АСУ ТП транспорта и распределения теплоты

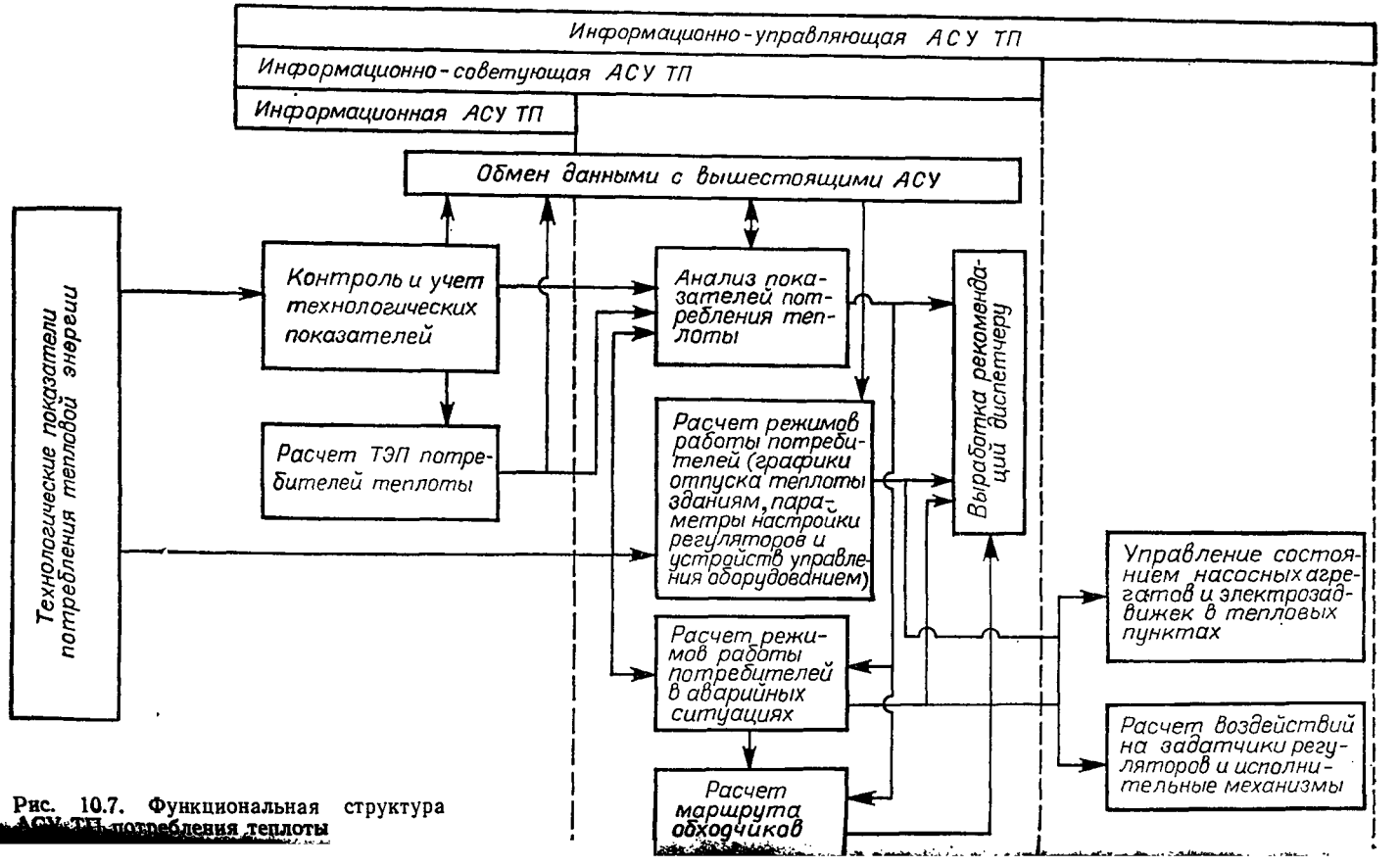


Рис. 10.7. Функциональная структура АСУ ТП потребления теплоты

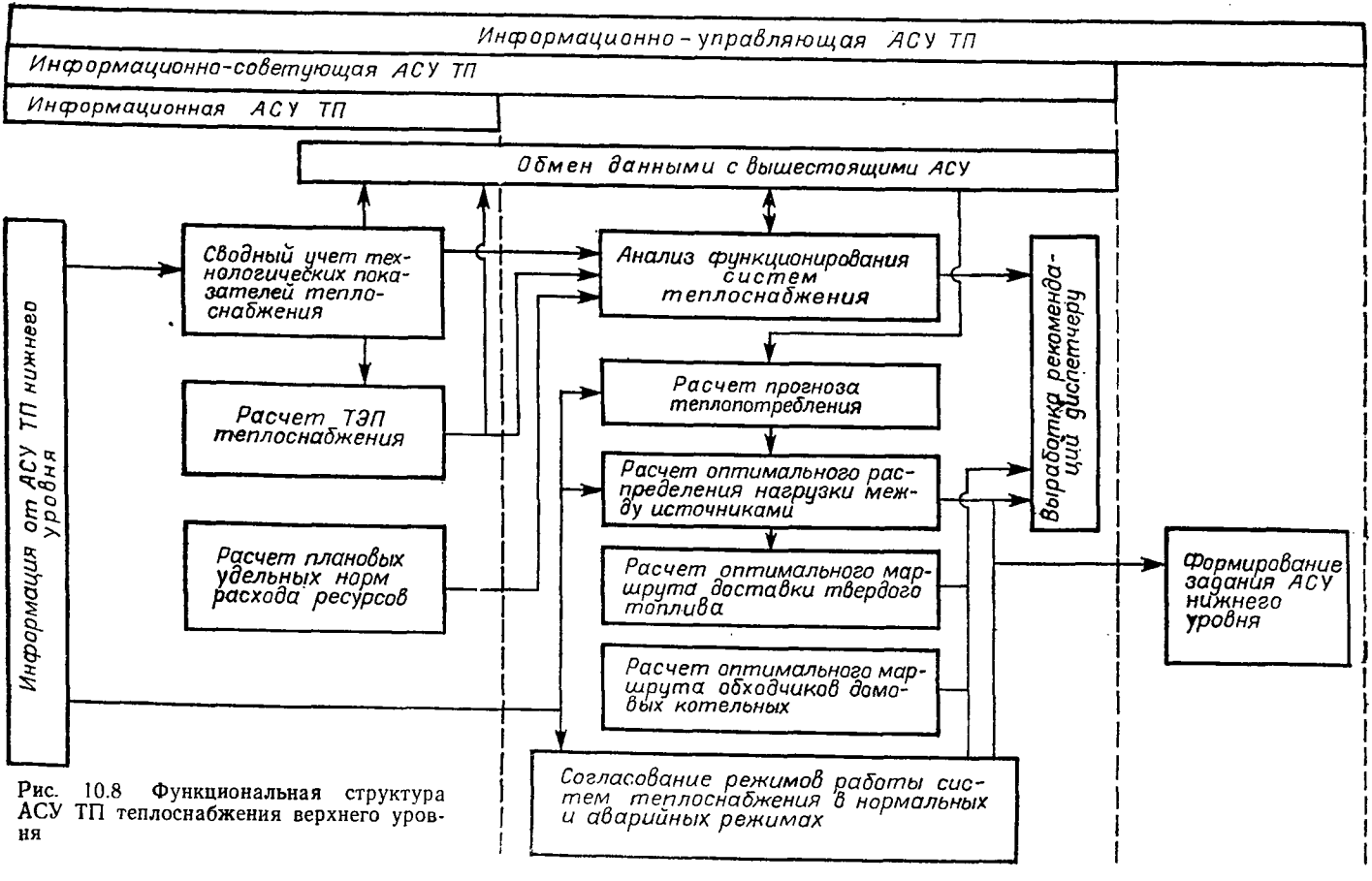


Рис. 10.8 Функциональная структура АСУ ТП теплоснабжения верхнего уровня

Таблица 10.2. Характеристика автоматизируемых задач

Перечень задач (программных модулей)	Частота решения	Номера аналоговых (а. в) и дискретных (д. в) вводов по табл. 10.4, 10,5	Перечень выходной информации	Рекомендуемые методические материалы по решению задач
Расчет прогнозируемого теплопотребления	1 раз в 2 ч и по запросу оператора ЭВМ	а. в. 5,8	Прогнозируемые значения расходов теплоты (суммарные по видам потребления) для каждой котельной	[40]
Расчет отопительного температурного графика центрального регулирования отпуска тепловой энергии	1 раз в отопительный сезон и по мере изменения структуры нагрузки	—	Температурные графики отпуска теплоты по каждой котельной	[29]
Расчет оптимального распределения тепловой нагрузки между источниками	1 раз в 2 ч и по запросу оператора ЭВМ	а. в. 6,9	Расходы теплоты для каждого источника. Температурный и гидравлический режимы тепловой сети	[54]
Расчет оптимального распределения тепловой нагрузки между котлами (для каждой котельной)	То же	а. в. 9	Расходы теплоты для каждого котла	[14]
Расчет параметров теплоносителя в тепловой схеме котельной с корректировкой суточного графика температуры воды в подающем трубопроводе	1 раз в 2 ч и по запросу оператора ЭВМ	а. в. 1,2	Температура и расходы теплоносителя на выходе и в узловых точках котельной	[56]
Расчет расхода топлива по каждому котлу и рожима работы устройств подачи и топлива	То же	а. в. 9	Расход топлива на каждый котел, давление газа перед горелками, количество работающих горелок	[14]
Расчет расходов подпиточной воды и химреагентов для водоподготовки	1 раз в год и по запросу оператора ЭВМ	а. в. 7	Расход подпиточной воды и химреагентов	[40]

Расчет плановых технико-экономических показателей работы котельных и тепловых сетей и нормативных тепловых потерь в сетях	1 раз в год и по запросу оператора ЭВМ	—	Плановые удельные показатели и КПД, нормативные тепловые потери в сетях	[40]
Расчет фактических потребленных энергоресурсов, тепловых потерь в сетях, технико-экономических показателей работы котельных и тепловых сетей и анализ их отклонения от плановых	1 раз в сутки	а. в. 1—3,4 7—9, 14	Фактические потребленные энергоресурсы, тепловые потери в сетях, удельные показатели КПД и их отклонения от плановых	[14, 40]
Расчет гидравлических режимов работы тепловых сетей и насосных станций	1 раз в месяц и по запросу оператора ЭВМ	а. в. 6,7, 10, 11	Параметры гидравлических режимов работы тепловых сетей и насосных станций	[67]
Расчет нагрузок и режимов работы ЦТП	1 раз в месяц и по запросу оператора ЭВМ	1—6, 8, 10. 11	Нагрузки и параметры режима работы	[29]
Анализ отклонений параметров режимов работы от заданных	1 раз в 2 ч и по запросу оператора ЭВМ	а. в. 1—14	Тенденция изменения параметров	[52]
Анализ срабатывания защитных средств и блокировки	1 раз в месяц и по запросу оператора ЭВМ	д. в. 1—4, 6	Ведомость учета аварий и состояний объектов	—
Контроль параметров режимов работы ТОУ и состояния его оборудования	По инициативе программы с периодичностью 1 раз в 1 ч	д. в. 2—5, 7 а. в. 1—14, а также информация от выездной оперативной бригады	Измеряемые параметры сигналов аварий и состояния. Фактические графики отпуска теплоты	—
Контроль срабатывания защитных средств и блокировок	При возникновении аварий и срабатывании защит	д. в. 1, 4—7	Сигналы о срабатываии защит и блокировоок	—
Управление включением и отключением насосных агрегатов и электрозадвижками на сети	По запросу оператора ЭВМ	—	Сигналы на управление: дискретный вывод 1 в табл. 10.6	[1]

Продолжение табл. 10.2

Перечень задач (программных модулей)	Частота решения	Номера аналоговых (а. в) и дискретных (д. в) вводов по табл. 10.4, 10,5	Перечень выходной информации	Рекомендуемые методические материалы по решению задач
Управление работой оборудования автоматизированных ЦТП и заданием их автоматических устройств управления	По запросу оператора ЭВМ и по температуре наружного воздуха	—	Сигналы на управление: дискретный вывод 2 в табл. 10.6	—
Расчет оптимального маршрута доставки твердого топлива котельным	По запросу оператора ЭВМ	—	Оптимальный маршрут, количества и средства доставки	—
Расчет оптимального маршрута обходчиков оперативной бригады	То же	—	Оптимальный маршрут	—
Отображение и регистрация результатов расчетов и логических операций	По инициативе программы и по запросу оператора ЭВМ	—	Отображаемая и регистрируемая информация в табл. 10.7	—
Подготовка информации и ее обмен со смежными АСУ ТП и вышестоящими АСУ ТП	По инициативе программ смежных и вышестоящих АСУ и по запросу оператора ЭВМ	а. в. 1—4, 7—9, 14	Усредненные за сутки (неделю, месяц) основные параметры для расчета удельных показателей, КПД, нормативные тепловые потери в сетях	—
Рекомендации оператору по ведению процесса	По инициативе программы и по запросу оператора ЭВМ	—	Рекомендации по управлению технологическим процессом в котельных, тепловых сетях, насосных станциях, ЦТП, по локализации и устранению аварий	—

формационного программного и технического обеспечения. Эти вопросы наиболее полно отражены в методических материалах на создание АСУ ТП теплоснабжением, разработанных в АКХ им. К. Д. Памфилова [48].

Характеристика рекомендуемых к автоматизации задач, измеряемых и управляющих параметров и отображаемой информации приведены в табл. 10.2—10.6.

§ 10.4. Источники и показатели эффективности АСУ теплоснабжением

Эффективность автоматизированных систем управления теплоснабжением зависит от размера предприятия, состава эксплуатируемого оборудования, степени автоматизации процессов организационного и технологического управления, состава автоматизируемых задач, применяемых технических средств и определяется величиной годового экономического эффекта и показателями социальной эффективности. Социальные последствия АСУ теплоснабжением заключаются в освобождении обслуживающего персонала от тяжелого однообразного труда, улучшении условий труда, изменении характера деятельности и, главное, в повышении качества теплоснабжения (поддержание требуемого тмпературного режима в отапливаемых зданиях и требуемой температуры воды в системе горячего водоснабжения).

Количественная оценка социальной эффективности может производиться сопоставлением интегральных удельных показателей отклонений температуры воздуха в отапливаемых помещениях от заданной ($t_з$) с учетом допустимой точности ее поддержания (как правило, ± 1 °С):

$$\Delta C_с = C_с - C_с^A,$$

где $C_с$, $C_с^A$ — интегральные удельные показатели отклонений температуры воздуха в отапливаемых помещениях соответственно до автоматизации и после автоматизации; $\Delta C_с$ — социальная эффективность автоматизации.

Интегральные удельные показатели определяются отношением величины суммарного за отопительный период отклонения температуры воздуха от заданной к числу дней отопительного периода (°С):

$$C_с = \frac{\sum_{i=1}^{n} \int_0^{\tau} [t_в(\tau) - (t_з \pm 1)]_i d\tau}{nT},$$

где $t_в$ — температура воздуха в представительном помещении; $\tau = 1, 2, \ldots, T$ — количество дней отопительного периода; $i = 1, 2, \ldots, n$ — число представительных помещений.

В качестве представительных помещений целесообразно рассматривать угловые помещения верхнего этажа, наиболее удаленные от источника (ТЭЦ, котельной) зданий. При анализе

Таблица 10.3. **Характеристика измеряемых параметров с аналоговым вводом**

Измеряемый параметр	Электрические характеристики сигнала	Тип датчика преобразователя	Место съема сигналов в технологической схеме	Характерные места расположения источника сигнала в технологической схеме	Какой обработке в системе подвергается, в каких программных модулях (ПМ) используется
Температура воды в подающей линии	Входной сигнал — изменение электрического сопротивления. Выходной сигнал 0—5 мА	Термометр сопротивления ПТ, П214	Котельная, насосная станция, ЦТП, отдельные магистральные камеры	Подающий трубопровод тепловой сети	ПМ-5, 9, 11, 12, 14
Температура воды в обратной линии	То же	То же	То же	Трубопровод обратной воды	ПМ-5, 9, 11, 12, 14
Температура воды на горячее водоснабжение	»	»	»	Подающий трубопровод на горячее водоснабжение	ПМ-9, 11, 12, 14
Температура воды на отопление	Входиой сигнал — изменение электрического сопротивления. Выходной сигнал 0—5 мА	Термометр сопротивления ТСП, ТСМ. Нормирующие преобразователи ПТ, П214	ЦТП	Подающий трубопровод системы отопления	ПМ-9, 11, 12, 14
Температура наружного воздуха	То же	То же	Метеопункт	—	ПМ-1, 11, 12, 14
Расход сетевой воды	Входной сигнал — изменение индуктивности или ЭДС. Выходной сигнал 0—5 мА	Дифманометр ДМ или индукционный расходометр ИР. Датчики ГСП с унифицированным электросигналом	Котельная, насосная станция, ЦТП, отдельные магистральные камеры	Трубопроводы сетевой воды (подающей, обратной)	ПМ-3, 10, 11, 12, 14

Расход подпиточной воды	То же	То же	Котельная	Трубопровод подпиточной воды	ПМ-7, 9, 10, 12, 14
Расход воды на горячее водоснабжение	»	»	Котельная, ЦТП	Трубопровод холодной воды до водонагревателя	ПМ-1, 9, 11, 12; 14
Расход газа	Входной сигнал — измерение индуктивности. Выходной сигнал 0—5 мА	Дифманометр ДМ. Датчики ГСП с унифицированным сигналом	Котельная	Газовый ввод	ПМ-3, 4, 6, 9, 12, 14
Давление воды в подающей линии	То же	Манометр МЭД. Датчики ГАП с унифицированным электросигналом	Котельная, насосная станция. ЦТП, отдельная магистральная камера	Подающий трубопровод тепловой сети	ПМ-10, 11, 12
Давление воды в обратной линии	»	То же	То же	Обратный трубопровод тепловой сети	ПМ-10, 11, 12, 14
Давление воды в системе горячего водоснабжения	»	»	Котельная, ЦТП	Трубопроводы горячего водоснабжения (подающий, циркуляционный)	ПМ-12 14
Давление газа перед котлами	»	»	Котельная	Трубопровод газа	ПМ-12, 14
Расход электроэнергии	Входной сигнал — ток, напряжение. Выходной сигнал 0—5 мА	Датчики ГСП	Котельная, насосная станция, ЦТП	Шкаф учета электроэнергии, расходуемой на агрегаты теплоснабжения и на весь объект	ПМ-9, 12, 14

Примечания: 1. Номера программных модулей (ПМ) соответствуют табл. 10.3 2. Максимальная частота опроса датчиков — 1 раз в 1 мин. Допустимое время отсутствия сигнала в системе — 15 мин.

Таблица 10.4. **Характеристика измеряемых параметров с дискретным вводом**

Измеряемый параметр	Тип датчика преобразователя	Место съема сигналов (в технологической схеме)	Характерные места расположения источника сигнала в технологической схеме	В каких программных модулях используется
Срабатывание АВР насосов	Манометр ЭКМ-IV, реле перепада давлений РКС, магнитные пускатели	Котельная, насосная станция, ЦТП	Электрические щиты управления	ПМ-13,15
Состояние насосов	Манометр ЭКМ-IV, реле перепада давления РКС	То же	То же	ПМ-13,14
Состояние управляемых электрозадвижек	Концевые выключатели	Насосная станция, отдельные магистральные камеры	Трубопроводы тепловой сети	ПМ-13,14
Состояние работы котельных баз персонала	Выходное реле автоматики АМКО	Котельная	Щит автоматики	ПМ-13,14,15
Затопляемость помещений	Датчик уровня РМ-51	Насосная станция, ЦТП, камеры	Дренажный приямок	ПМ-14,15
Срабатывание АВР электропитания объекта	Выходное реле	То же	Электрические щиты питания	ПМ-13—15
Положение входных дверей	Концевой выключатель	То же и котельные без персонала	Входные двери	ПМ-14,15

Таблица 10.5. **Характеристика управляемых параметров**

Измеряемый параметр	Тип исполнительного элемента (дискретный вывод)	Величина коммутируемого		Место установки исполнительных элементов в технологической цепи	Условия выдачи сигналов	Управление задатчиком или непосредственно исполнительным элементом
		тока	напряжения			
Расход и давление сетевой воды	Пускатели типа ПМЕ электрозадвижек на сети и реле РПУ-0 для управления пусковыми устройствами насосных агрегатов	0,1—0,2 А; 0,03 А	220 В; 500 Гц	Котельная, насосные станции, ЦТП, отдельные камеры	По инициативе модуля ПМ-22	Непосредственно
Температура и расход теплоносителя	Реле РПУ-0 и пускатели ПМЕ электрозадвижек типа 30ч906бр в устройстве регулирования расхода теплоты [5]	0,03 А; 0,1—0,2 А	220 В; 50 Гц	ЦТП	По инициативе модулей ПМ-11, 22	Задатчиком или непосредственно

Примечания: 1. Максимальная частота включений исполнительных элементов 1 раз в 1 ч и время их работы по обработке задания 1—2 мин. 2. Допустимое время отсутствия сигнала на выходе системы: для п. 1—1 мин, для п. 2—10 мин.

Таблица 10.6. **Характеристика отображаемой информации**

Отображаемая информация (индикация параметров, задание на ведение технологического процесса, рекомендации, рапорт и пр.)	Наименование места отображения (ЦДП, РДП, пост управления и пр.)	Способ отображения информации			Условия выдачи документов			Допустимое время задержки ответа после запроса диспетчера, мин.	Частота связи диспетчера с системой	Программный модуль по табл. 10.3
		световая индикация на мнемосхеме	регистрация на экране дисплея	документирование с помощью алфавитно-цифрового печатающего устройства	статистика по запросу диспетчера	аварийная ситуация на управляемом объекте	по инициативе ЭВМ (спорадический, регламентированный режимы)			
Индикация измеряемых параметров, сигналов аварий и состояния	ЦДП и РДП	+	+	—	—	+	+	—	Инициативный сигнал	ПМ-12, 14
Сводки по предприятию в целом и каждому объекту отпущенных и потребленных теплоты, топлива, воды, электроэнергии за сутки, неделю, месяц	ЦДП и РДП	—	+	+	+	—	—	15	1 раз в сутки, неделю, месяц	ПМ-9
Прогноз теплопотребления по метеоусловиям и данным о тепловом состоянии района	ЦДП	—	+	+	+	—	+	—	В зависимости от вида и характеристики теплопотребляющих систем	ПМ-1

Оперативная регистрация параметров	ЦДП и РДП	—	+	+	+	—	+	—	1 раз в 1 ч и по запросу диспетчера	ПМ-12, 14
Ведомость учета аварий и состояния объектов	ЦДП	—	—	+	+	—	+	—	По запросу диспетчера и когда общее число аварий больше заданного количества	То же
Ведомость технико-экономических показателей	ЦДП	—	+	+	+	—	+	15	1 раз в сутки по запросу диспетчера	ПМ-8, 9
Характеристика аварийных ситуаций (место, время, вид)	ЦДП и РДП	—	+	+	—	+	—	—	Инициативный сигнал	ПМ-14
Рекомендации по ведению технологического процесса, включая задание на ведение процесса	ЦДП, РДП и посты управления в крупных котельных	—	+	—	—	—	+	15	При возникновении соответствующего возмущения	ПМ-22
Рекомендации по локализации и устранению аварий	ЦДП и РДП	—	+	—	—	—	+	—	При возникновении аварий	ПМ-22
Гидравлический расчет тепловой сети, расчеты температурных графиков и нагрузок абонентов	ЦДП	—	+	+	+	—	+	—	1 раз в сутки или при аварийных ситуациях	ПМ-2, 3, 10, 11
Расчеты оптимального маршрута доставки твердого топлива котельным и маршрута обходчиков	ЦДП	—	—	+	+	—	—	—	По запросам диспетчера	ПМ-18, 19

функционирования систем теплоснабжения и автоматизированных систем управления для выявления причин отклонений необходимо отдельно рассматривать удельные показатели «перетопов» ($t_в(\tau) > t_з + 1\,°C$) и «недотопов» ($t_в(\tau) < t_з - 1\,°C$).

К сожалению, показатели социальной эффективности не имеют еще общепринятых способов количественной денежной оценки, поэтому при оценке эффективности создания АСУ они должны рассматриваться и учитываться самостоятельно, наряду с экономическими показателями.

Годовой экономический эффект от внедрения системы представляет собой суммарную экономию всех видов ресурсов, которую получают как предприятие, внедрившее АСУ, так и смежные предприятия, имеющие с ним производственно-технические связи:

$$Э = Э_{год} - E_н K_д,$$

где $Э_{год}$ — годовая экономия от функционирования АСУ; $K_д$ — единовременные затраты на создание и внедрение АСУ; $E_н$ — среднеотраслевой нормативный коэффициент экономической эффективности капитальных вложений.

Базовым показателем расчета экономической эффективности АСУ является величина годовой экономии, которая определяется приростом прибыли за счет увеличения объема и снижения себестоимости реализуемой теплоты.

Для предварительной оценки требований к величине годовой экономии и коэффициентов влияния АСУ на годовой объем реализуемой теплоты (A) и ее себестоимости (C) при заданных капитальных затратах на создание АСУ ($K_{АСУ}$) и эксплуатационных расходах ($C_{АСУ}$) или для решения обратной задачи — нахождения предельных величин $K_{АСУ}$ и $C_{АСУ}$ при заданных значениях объема реализуемой теплоты и ее себестоимости в условиях функционирования АСУ — может быть использована номограмма (рис. 10.9).

Порядок расчета по номограмме следующий: по заданным себестоимости теплоты (C_1), коэффициенте увеличения годового объема реализуемой теплоты (K_A) и коэффициенте снижения себестоимости (K_c) в первом квадранте определяется отдельно относительная экономия (Э) за счет этих факторов; полученные показатели относительной экономии суммируются и во втором квадранте по данным об объеме реализуемой теплоты (A_1) определяется абсолютная годовая экономия ($Э'_{год}$) от создания АСУ; в зависимости от различных соотношений эксплуатационных расходов и капитальных затрат на создание АСУ ($C_{АСУ}$) в третьем квадранте определяется максимально-возможная величина капитальных вложений, которая обеспечивает нормативный коэффициент экономической эффективности капитальных вложений ($E_н = 0{,}35$).

Решение обратной задачи — определение требований к необходимому изменению результирующих показателей производ-

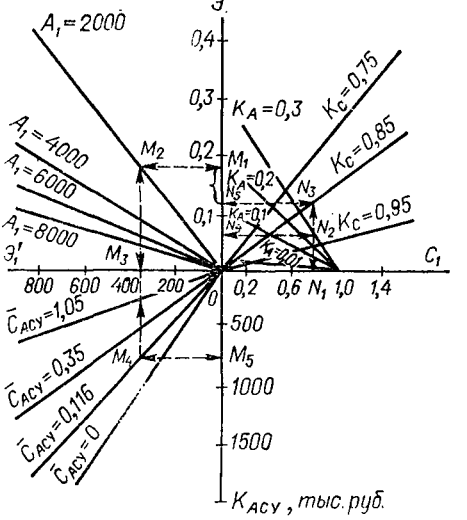


Рис. 10.9. Номограмма для определения предельно допустимых затрат на АСУ теплоснабжением

C_1, C_2 — затраты на 1 руб. реализуемой теплоты до и после внедрения АСУ; A_1, A_2 — годовой объем реализуемой теплоты до и после внедрения АСУ; $K_A = \frac{A_2 - A_1}{A_1}$ — коэффициент увеличения годового объема реализуемой теплоты; $K_c = \frac{C_2}{C_1}$ — коэффициент снижения затрат на 1 руб. реализуемой теплоты; $\bar{C}_{АСУ} = \frac{C_{АСУ}}{K_{АСУ}}$ — коэффициент, определяющий соотношение эксплуатационных расходов АСУ и капитальных вложений на ее создание; $C_{АСУ}$, $K_{АСУ}$ — эксплуатационные расходы и капитальные вложения на создание АСУ; $\bar{Э}$, $Э'$ — относительная экономия на 1 руб. реализуемой теплоты и годовая экономия без учета эксплуатационных затрат

ственно-хозяйственной деятельности предприятия (K_A, K_c) при заданных капитальных вложениях и эксплуатационных расходах на создание и функционирование АСУ начинается с третьего квадранта. Годовая экономия от внедрения АСУ складывается из экономии топлива, воды, теплоты, электрической энергии, затрат труда на эксплуатацию и управление системами теплоснабжения.

Рассмотрим основные показатели по определению отдельных составляющих годовой экономии при создании АСУ теплоснабжением [47]. Экономия топлива достигается за счет автоматизации процессов, разработки научно обоснованных норм расхода топлива, организации его учета, расчета оптимальных режимов выработки и отпуска теплоты с учетом рационального распределения нагрузки между котельными и котлами. Автоматизация комплексов задач нормирования, планирования и прогнозирования обеспечивает экономию топлива в размере 0,15—0,35 %, задач учета и анализа — 0,05—0,15 %, а задач оперативного контроля и управления режимами работы котельных и котлов — 0,2—0,6 %. При этом экономия топлива за счет оптимального распределения нагрузки между котлами составляет

$$\Delta B_т = \beta \sum_{j=1}^{p} \frac{\eta_{кj}^н - \eta_{кj}^ф}{\eta_{кj}^н} B_{кj}^ф,$$

где β — доля экономии топлива за счет оптимизации режимов работы котельной: $\beta = 0{,}2 \div 0{,}25$; $\eta_к^н$, $\eta_к^ф$ — соответственно нормативное и усредненное за год фактические КПД котельной; $B_к^ф$ — фактический годовой расход условного топлива, т/год; $j = 1, 2, \ldots, p$ — индекс котельной.

Экономия воды в основном обеспечивается за счет ведения оперативного контроля за состоянием тепловой сети и определяется через коэффициент влияния АСУ на снижение потерь воды:

$$\Delta G_{\text{п}} = \alpha_{\text{в}} G_{\text{у}} (V_{\text{с}} + V_{\text{с. о}}) T_{\text{сез}} Q_{\text{р}} \cdot 10^{-2},$$

где $\alpha_{\text{в}}$ — коэффициент влияния АСУ на снижение потерь воды, $\alpha = 0{,}1$; $G_{\text{у}}$ — нормативная величина утечки в сетях и системах отопления в 1 ч: $G_{\text{у}} = 0{,}25$ %; $V_{\text{с}}$, $V_{\text{с. о}}$ — удельные объемы воды в сетях и системах отопления, м³·ч/ГДж, $T_{\text{сез}}$ — длительность отопительного сезона, ч/г; $Q_{\text{р}}$ — расчетная суммарная тепловая нагрузка системы теплоснабжения, ГДж/ч.

Экономия теплоты, обеспечиваемая комплексом задач учета потребителей, анализа режимов теплопотребления и их нормирования, составляет 0,1—0,2 %. Более значительной является экономия, получаемая за счет автоматизации процессов отпуска теплоты зданиям, оперативного контроля состояния тепловой сети и поддержания оптимальных режимов ее работы.

Экономия от автоматизации процессов отпуска теплоты зданиям определяется как суммарная экономия за счет устранения перегрева в переходный период ($\Delta Q_{\text{п}}$), снижения отпуска теплоты в ночное время ($\Delta Q_{\text{н}}$) и снижения перегрева за счет избыточных теплопоступлений ($\Delta Q_{\text{б}}$). Устранение перегрева в переходный период ориентировочно обеспечивает снижение расхода теплоты на 10 % от годового расхода на отопление зданий и определяется расчетным путем:

$$\Delta Q_{\text{п}} = \frac{\tau_{\text{п}}^{\text{ср}} - \tau_{\text{о}}^{\text{ср}}}{\tau_{\text{с}}' - \tau_{\text{о}}'} \cdot \frac{t_{\text{н}}^{\text{ср}} - t_{\text{н}}^{\text{р}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}^{n}} \cdot \frac{T_{\text{п}} Q_{\text{о}}}{Q_{\text{о}}^{\text{р}}} \cdot 100,$$

где $t_{\text{н}}^{n}$, $t_{\text{н}}^{\text{ср}}$ — температура наружного воздуха в точке излома графика и средняя за переходный период, °С; $\tau_{\text{п}}$, $\tau_{\text{о}}$ — температура подающей и обратной сетевой воды при $t_{\text{н}}^{\text{ср}}$, °С; $\tau_{\text{с}}'$, $\tau_{\text{о}}'$ — температура подающей и обратной сетевой воды при расчетной температуре наружного воздуха $t_{\text{н}}^{\text{р}}$, °С; $T_{\text{п}}$ — длительность переходного периода, ч; $Q_{\text{о}}$ — расчетный расход теплоты на отопление при $t_{\text{н}}^{\text{р}}$; ГДж/г; $Q_{\text{о}}^{\text{р}}$ — расчетный годовой расход теплоты на отопление, ГДж.

Величина экономии за счет снижения отпуска теплоты в ночные часы определяется по формуле

$$\Delta Q_{\text{н}} = K_{\text{н}} \frac{\Delta t_{\text{вн}}}{3\left(t_{\text{в}} - t_{\text{н}}^{\text{ср}}\right)} \cdot 100,$$

а величина экономии за счет перегрева от избыточных теплопоступлений — по формуле

$$\Delta Q_{\text{б}} = K_{\text{б}} \frac{\Delta t_{\text{вб}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}^{\text{ср}}} \cdot 100,$$

где $K_{\text{н}}$, $K_{\text{б}}$ — коэффициенты, учитывающие, что снижение температуры в ночное время и учет тепловыделений при низких температурах наружного воздуха не производятся: $K_{\text{н}} = 0{,}5 \div 0{,}6$; $K_{\text{б}} = 0{,}6 \div 0{,}7$; $\Delta t_{\text{вн}}$ — допустимое снижение

температуры воздуха в помещении ($t_в$) в ночные часы, составляющие третью часть суток, °С; $\Delta t_{вб}$ — усредненное за отопительный период превышение $t_в$ сверх нормы от избыточных теплопоступлений, °С; $t_н^{ср}$ — средняя за отопительный период температура наружного воздуха, °С;

Как правило, $t_в = 18$ °С, $\Delta t_{вн} = 2$ °С, $\Delta t_{вб} = 1 \div 1{,}5$ °С.

Сокращение непроизводительных потерь воды и поддержание оптимальных режимов работы тепловой сети обеспечивает экономию теплоты в размере

$$\Delta Q_с = \Delta G_п \left(\tau_с^{ср} - \tau_х\right) c\rho + \alpha_с \left(Q_г^р - Q_г^ф\right),$$

где $\tau_с^{ср}$ — средняя температура сетевой воды, °С; $\tau_х$ — температура холодной воды, °С; c — удельная теплоемкость воды: $c = 4{,}19 \times 10^{-3}$ ГДж/°С · т; ρ — плотность воды при $\tau_с^{ср}$, т/м^3; $\alpha_с$ — коэффициент влияния АСУ на сокращение расхода сетевой воды: $\alpha_с = 0{,}005$; $Q_г^ф$, $Q_г^р$ — фактический и расчетный суммарные годовые расходы теплоты, ГДж/год;

Экономия электрической энергии складывается из снижения затрат электроэнергии на перекачку сетевой воды и на освещение помещений телемеханизированных объектов

$$\Delta W = \left(\Delta G_{с.\,а} + \alpha_с \frac{G_с^р - G_с^ф}{G_с^р}\right)\left(1 - K_х\right) P_с^р + \left(W_о - W_{д.\,о}\right) T_о,$$

где $\Delta G_{с.\,а}$ — снижение расхода сетевой воды при автоматизации регулирования, % от расчетного расхода сетевой воды $G_с^р$: $\Delta G_{с.\,а} = 5 \div 6$ %; $G_с^ф$, $G_с^р$ — фактический и расчетный расходы сетевой воды, т/ч; $K_х$ — усредненный за год коэффициент холостого хода сетевых насосов, доли единицы; $P_с^р$ — расчетный годовой расход электроэнергии на перекачку сетевой воды, кВт·ч/год; $W_о$ — суммарная электрическая мощность светильников в помещениях объектов до внедрения средств автоматики и телемеханики, кВт; $W_{д.\,о}$ — суммарная электрическая мощность дежурного освещения объектов, кВт; $T_о$ — среднее число часов отсутствия персонала на телемеханизированных объектах в течение года.

Экономия затрат труда при создании АСУ обеспечивается за счет высвобождения эксплуатационного персонала при автоматизации и диспетчеризации технологических процессов и за счет снижения трудоемкости обработки информации в условиях функционирования системы

$$\Delta Э_{тр} = 12 \cdot З_м \Delta Ч + \alpha_т T_а \left(\frac{З_м}{n_р} N_р + a_м N_м\right) S_а Q^р + \frac{ИЦ_р}{H_в} Г_д,$$

где $З_м$ — среднемесячная заработная плата одного работника, руб.; $\Delta Ч$ — количество высвобождаемых работников в год; $\alpha_т$ — коэффициент влияния АСУ на снижение трудозатрат при проведении аварийно-восстановительных работ: $\alpha_т = 0{,}5$; $T_а$ — фактическая средняя продолжительность устранения одной аварии до внедрения АСУ, ч; $n_р$ — число часов рабочего времени в месяц; $N_р$, $N_м$ — количество рабочих и автомашин, участвующих в аварийно-восстановительных работах; $a_м$ — стоимость 1 маш.-ч работы, руб.; $S_а$ — среднее количество аварий в год на 1 ГДж/ч суммарной тепловой нагрузки системы теплоснабжения; И — объем информации, подлежащей обработке на ЭВМ в условиях АСУ, знаки; $H_в$ — норма выработки 1 ч ручной обработки информации,

знаки; $Ц_р$ — стоимость 1 ч ручной обработки информации, руб.; $Г_д$ — коэффициент, учитывающий сложность обработки информации при необходимости ее логической проверки и увязки: $Г_д = 2$.

Автоматизация задач по управлению технической эксплуатацией основных фондов приводит к сокращению расходов на проведение капитальных и текущих ремонтов в размере до 6 % при следующем распределении по отдельным автоматизируемым комплексам задач: учет и анализ технического состояния оборудования — 1—3 %; планирование и нормирование ремонтных работ — 0,7—2,5 %; управление процессом проведения ремонтных работ — 0,3—0,5 %.

Экономия теплоты за счет сокращения непроизводительных потерь в сетях ($\Delta Q_с$) позволяет, в свою очередь, снизить капитальные вложения на развитие системы теплоснабжения в размере

$$\Delta K_р = \Delta Q_с \frac{Ф}{Q_г^р} \cdot E_н,$$

где Ф — среднегодовая стоимость основных производственных фондов.

Рассмотренные составляющие экономии учитываются при расчете технико-экономических показателей на создание АСУ.

1. *Аверьянов В. К., Быков С. И.* Вероятностно-статистическое описание режима работы системы теплоснабжения/ /Изв. вузов. Сер. Энергетика. 1979. № 11. С. 55—60.

2. *Аверьянов В. К., Быков С. И.* Теплообмен в помещениях при программном отпуске тепла/ /ИФЖ 1982. Т. XLIII № 3. С. 406—412.

3. *Алберт А.* Регрессия, псевдорегрессия и рекуррентное оценивание/Пер. с англ. М.: Наука, 1977. 224 С.

4. *Анапольская Л. Е., Гандин Л. С.* Метеорологические факторы теплового режима зданий Л.: Гидрометеоиздат, 1973. 239 С.

5. *Аоки М.* Введение в методы оптимизации/Пер. с англ. М.: Наука, 1977. 343 С.

6. *Банхиди Л.* Тепловой микроклимат помещений. М.: Стройиздат, 1981. 247 С.

7. *Богословский В. Н.* Строительная теплофизика. М.: Высш. школа, 1982. 415 С.

8. *Бокс Дж., Дженкинс Г.* Анализ временных рядов/ /Прогноз и управление. Вып 1, 2/Пер. с англ. М.: Мир, 1974. 197 С.

9. *Бородин Ю. П., Бернер М. С., Табунщиков Ю. А., Матросов Ю. А.* Минимизация расхода энергии на отопление производственных зданий с помощью измерительно-вычислительных управляющих комплексов/ /Промышленная энергетика. 1982. № 4. С. 12—15.

10. *Бутковский А. Г.* Методы управления системами с распределенными параметрами. М.: Наука, 1975. 568 С.

11. *Василенко В. А.* Сплайн-функции: теория, алгоритмы, программы. Новосибирск: Наука СО АН СССР, 1983. 214 С.

12. *Веников В. А.* Математические методы и вычислительные машины в энергетических системах. М.: Энергия, 1975. 214 С.

13. *Винфрид Ш.* Диспетчерское управление и регулирование крупных систем централизованного теплоснабжения с аккумуляторами тепла. Доклады V Международной конф. по централизованному теплоснабжению. Секция V. Вып. I. Киев, 1982. С. 32—43.

14. *Волковыский Е. Г., Шустер А. Г.* Экономия топлива в котельных установках. М.: Энергия, 1973. 304 С.

15. *Глушков В. М* Введение в АСУ. Киев: Техника, 1974. 310 С.

16. ГОСТ 12.1.005—76. Воздух рабочей зоны. Общие санитарно-гигиенические требования. М., 1976. 32 С.

17. *Гримитлин М. И.* Распределение воздуха в помещениях. М.: Стройиздат, 1982. 164 С.

18. *Громов Н. К.* О схемах автоматизации абонентских установок крупных городских систем централизованного теплоснабжения/ /Водоснабжение и санитарная техника, 1981 № 12. С. 8—9.

19. *Грудзинский М. М. и др.* Автоматическое регулирование систем отопления с применением регулятора Т-48/ /Водоснабжение и санитарная техника. 1980. № 1. С. 23—26.

20. *Грудзинский М М., Ливчак В. И., Поз М. Я.* Отопительно-вентиляционные системы зданий повышенной этажности. М.: Стройиздат, 1982. 256 С.

21. *Губернский Д. Д , Кореневская Е. М.* Гигиенические основы кондиционирования микроклимата жилых и общественных зданий. М.: Медицина, 1978. 192 С.

22. *Драчнев В. Г.* Автоматизированная система централизованного управления работой тепловых пунктов/ /Водоснабжение и санитарная техника. 1982 № 11. С. 14—17.

23 *Драчнев В. Г., Плеханова В. А.* Регулируемые элеваторные узлы для систем теплоснабжения промышленных и гражданских зданий/ /Материалы

краткосрочного семинара: Прогрессивные проектные решения и монтаж санитарно-технического оборудования зданий. Л.: ЛДНТП, 1984. С. 54—58.

24. *Егиазаров А. Г.* Отопление и вентиляция зданий и сооружений сельскохозяйственных комплексов. М.: Стройиздат, 1981. 239 С.

25. *Ершов А. А.* Стабильные методы оценки параметров//Обзор: Автоматика и телемеханика. 1978. № 8. С. 66—100.

26. *Жандаров А. М.* Идентификация и фильтрация измерений состояния стохастических систем. М.: Наука, 1979. 112 С.

27. *Завьялов Ю. С., Квасов Б. И., Мирошниченко В. Л.* Методы сплайн-функции. М.: Наука, 1980. 352 С.

28. *Замышляева М. Л.* К вопросу об оценке экономической эффективности от использования диспетчерской ЭВМ в системах теплоснабжения//Применение вычислительной техники и современных математических методов в жилищно-коммунальном хозяйстве. М.: ОНТИ АКХ, 1979. С. 25—31. (Сб. научн. трудов АКХ).

29. *Зингер Н. М.* Гидравлические и тепловые режимы теплофикационных систем. М.: Энергия, 1976. 335 С.

30. *Изерман Р.* Цифровые сисгемы управления/Пер. с англ. М.: Мир, 1984. 541 С.

31. *Ильинский В. М.* Строительная теплофизика. М.: Высш. школа, 1974. 317 С.

32. *Ионин А. А., Хлыбов Б. М., Братенков В. Н., Терлецкая Е. Н.* Теплоснабжение. М.: Стройиздат, 1982. 335 С.

33. *Килпинен У.* Использование регулируемых циркуляционных насосов в водяных системах теплоснабжения/Пер. с финск.//Сб. докладов V Международной конф. по централизованному теплоснабжению. Секция V. Вып. I. Киев, 1982. С. 15—23.

34. *Кириллов П. Л., Юрьев Ю. С., Бобков В. П.* Справочник по теплогидравлическим расчетам. М.: Энергоатомиздат, 1984. 293 С.

35. *Корхин А. С.* Алгоритм нелинейного регрессионного анализа при априорных ограничениях на коэффициенты регрессии//Экономика и математические методы. Т. XIV. Вып. 2. С. 345—356. М., 1978.

36. *Куклик Л. Ф., Курбан В. Д., Петров С. П.* Индивидуальное регулирование температуры в отапливаемых помещениях//Водоснабжение и санитарная техника. 1984. № 8. С. 12—13.

37. *Латышенков М. А., Малявина Е. Г., Кувшинов Ю. Я.* Методика инженерного расчета периодических режимов воздушного отопления школьных зданий//Вопросы теплоснабжения, отопления и вентиляции. М.: 1981.

38. *Лоран П.-Ж.* Аппроксимация и оптимизация/Пер. с англ. М.: Мир, 1975. 496 С.

39. *Мелентьев Л. А.* Системные исследования в энергетике. М.: Наука, 1979. 455 С.

40. Методические указания по определению расходов топлива, электроэнергии и воды на выработку тепла отопительными котельными коммунальных теплоэнергетических предприятий. М.: Стройиздат, 1979. 79 С.

41. *Мешалкин Л. Д., Курочкина А. М.* Новый подход к параметризации регрессионных зависимостей//Исследования по математической статистике: Записки научных семинаров ЛОМИ Т. 37. Кн. 3. М., 1979. С. 79—86.

42. *Михайленко И. М.* Структурно-параметрический синтез автоматизированных систем отопления. Л., 1982. С. 13—18. (Сб. научн. трудов НИКТИ МЭСХ НЗ РСФСР).

43. *Мухин О. А., Сергеев И. С.* Управление микроклиматом зданий по принципу комбинированного регулирования отпуска тепла//Управление микроклиматом в обогреваемых зданиях. Челябинск: 1981. С. 34—35.

44. *Невский В. В.* Принципиальные решения и расчет систем отопления зданий промпредприятий, работающих с уменьшенной подачей тепла в нерабочее время//Проектирование отопительно-вентиляционных систем. Серия V. Вып. 4. М.: ЦНИИС Госстроя СССР, 1974. С. 3—10.

45. *Параев Ю. И.* Введение в статистическую динамику процессов управления и фильтрации. М.: Советское радио, 1976. 184 С.

46. *Плютинский В. И., Погорелов В. И.* Автоматическое управление и защита теплоэнергетических установок АЭС. М.: Энергоиздат, 1983. 295 С.

47. Рекомендации по оценке экономической эффективности внедрения средств телемеханики в коммунальную энергетику. М.: ОНТИ АКХ, 1984. 57 С.

48. Рекомендации по составлению технического задания на создание АСУ ТП городских систем теплоснабжения. М.: ОНТИ АКХ. 1982. 80 С.

49. Руководящие указания по эксплуатации систем автоматизации гидравлических режимов тепловых сетей. М.: МЖКХ РСФСР, 1977. 32 С.

50. *Рымкевич А. А., Халамайзер М. Б.* Управление системами кондиционирования воздуха. М.: Машиностроение, 1977. 279 С.

51. *Савицкий С. К.* Инженерные методы идентификации энергетических объектов. Л.: Энергия, 1978. 70 С.

52. *Сафонов А. П.* Автоматизация систем централизованного теплоснабжения. М.: Энергия, 1974. 272 С.

53. *Себор Дж.* Линейный регрессионный анализ/Пер. с англ. М.: Мир, 1980. 456 С.

54. *Сеннова Е. В., Стенников В. А.* Об оптимальном проектировании развиваемых и реконструируемых теплоснабжающих систем//Теплоэнергетика, 1984. № 9. С. 26—30.

55. *Сканави А. Н.* Конструирование и расчет систем водяного и воздушного отопления зданий. М.: Стройиздат, 1983. 303 С.

56. *Соколов Е. Я.* Теплофикация и тепловые сети. М.: Энергоиздат, 1982. 360 С.

57. *Сорокин И. М., Кузнецов А. И., Александров Л. В.* Наладка систем централизованного теплоснабжения: Справочное пособие. М.: Стройиздат, 1979. 223 С.

58. *Стефани Е. П.* Основы расчета настройки регуляторов теплоэнергетических процессов. М.: Энергия, 1972. 376 С.

59. *Стефанов Е. В.* Обоснование технологических требований к воздушной среде производственных помещений//Повышение эффективности и качества оборудования систем кондиционирования воздуха промышленных зданий. Л.: ЛДНТП, 1978. С. 13—18.

60. Строительные нормы и правила. Нормы проектирования. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. СНиП II-33—75. М.: Стройиздат, 1976. 111 С.

61. *Темпель Ю. Я.* Математическое моделирование нестационарного теплообмена в системах теплоснабжения. Автоматика, телемеханика и вычислительная техника. Вып. 101. № 6. М.: ОНТИ АКХ, 1972. С. 129—135 (Сб. научн. трудов АКХ).

62. *Тетеревников В. Н., Павлухин Л. В.* Зоны условий производственного микроклимата в теплый период года и их практическое использование в инженерных расчетах//Водоснабжение и санитарная техника. 1978. № 6. С. 21—25.

63. *Туркин В. П.* Водяные системы отопления с автоматическим управлением для жилых и общественных зданий. М.: Стройиздат, 1976. 135 С.

64. *Фаенсон А. И.* Принципы автоматического контроля аварийных режимов тепловых сетей. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М.: АКХ им. Памфилова, 1973. 23 С.

65. *Федоров В. В.* Теория оптимального эксперимента. М.: Наука, 1971. 312 С.

66. Фильтрация и стохастическое управление в динамических системах/Под ред. К. Т. Леондеса/Пер. с англ. М.: Мир, 1980. 407 С.

67. *Хасилев В. Я. и др.* Методы и алгоритмы расчета тепловых сетей. М.: Энергия, 1978. 176 С.

68. *Хомутецкий Ю. Н., Куксинская Т. В.* Комфортный динамический микроклимат в помещениях//Водоснабжение и санитарная техника. 1979. № 5. С. 22—24.

69. *Чистович А. С.* Адаптивная идентификация параметров и прогнозирование состояния для автоматизированных систем централизованного теплоснабжения. Автореф. дис. ... канд техн. наук. Л.: ЛПИ, 1985. 16 С.

70. *Чистович С. А* Автоматическое регулирование расхода тепла в системах теплоснабжения и отопления Л.: Стройиздат, 1975 159 С

71. *Чистович С. А* Гидравлические и тепловые режимы систем централизованного теплоснабжения. Генеральные докл. на V Международной конф. по централизованному теплоснабжению. Киев, 1982. С. 32—42.

72. *Чистович С. А.* Научно-технические задачи автматизации систем теплоснабжения/ /Изв. АН СССР: Энергетика и транспорт. 1984. № 1. С. 99—107.

73. *Чистович С. А., Быков С. И., Лебедев П. И.* Метод учета влияния инерционности наружных ограждений зданий на режим отпуска теплоты в условиях АСУ ТП/ /Идустриальные отопительно-вентиляционные системы и технология их монтажа. Л., 1983 С. 23—29. (Сб. научн. трудов ВНИИГС).

74. *Чистович С. А., Мелентьев А. Н., Шаган И. Б.* О внедрении программного отпуска тепла./ /Водоснабжение и санитарная техника. 1974. № 7. С. 25—28.

75. *Чистяков Н. Н., Грудзинский М. М., Ливчак В. И., Прохоров Е. И.* Повышение эффективности работы систем горячего водоснабжения. М.: Стройиздат, 1980. 270 С.

76. *Шкаликов Г. С., Савенков Ю. И.* Результаты испытаний трехходовых кранов систем центрального водяного отопления. Вып. 40. Л.: Стройиздат, 1975. С. 37—45. (Сб. научн. трудов ВНИИГС).

77. *Шопенский Л. А., Валов М. И.* Методика определения регулирующих емкостей баков-аккумуляторов для систем ГВ/ /Теплоснабжение жилых зданий. М.: ЦНИИЭП инженерного оборудования, 1982, С. 80—86.

78. *Штробель Б, Шеель Г.* Основные направления повышения эффективности инеженерного оборудования зданий и населенных пунктов в ГДР/Пер. с нем./ /Монтаж вентиляционных и сантехнических устройств. Сер. VI. Вып. 3. М.: ЦБНТИ Минмонтажспецстроя СССР, 1982. С. 19—21.

79. *Шубин Е. П.* Основные вопросы проектирования систем теплоснабжения городов М.: Энергия, 1979. 360 С.

80. *Шутов А. С* Эксплуатационные показатели горизонтальных систем отопления с одноместным присоединением нагревательных приборов/ /Индустриальные отопительно-вентиляционные и санитарно-технические системы и технология их монтажа. Л., 1984. С. 32—40. (Сб. научн. трудов ВНИИГС).

81. *Эйкхофф П.* Современные методы идентификации систем/Пер. с англ. М.: Мир, 1983. 480 С.

82. *Bitter H.* Raumtemperaturregelung bei Heizanlagen. Heizung, Lüftung, Haustechnik, 1981, Nr. 7, S. 272—276.

83. *Crossley A. M.* Total energy control systems. Heating and Ventilating Engineer, 1981, June, p. 12—14.

84. *Genath B.* Warten auf den adaptiven Regler. Sanitär — Heizungstechnik, 1982, Nr. 5, S. 316—318.

85. *Hartung H. D., Lössner J., Jäschke H.* Einführung der innentemperaturabhängigen Regelung von Raumheizungsanlagen mit Thermostatventilen. Stadt und Gebäudetechnik, 1983, Nr. 1, S. 12—15.

86. *Hesse W., Martiw D.* Fahrweise von Heizungssystemen in Abhängigkeit von den Wetterelementen. Stadt und Gebäudetechnik, 1984, Nr. 2, S. 18—27.

87. *Jennrich R. I.* Stepwise Regression. Statistical Methods for Digital Computers. «Mathematical Methods for Digital Computers», VIII, 1977.

88. *Kalasinsky C., Ferreira F.* Design energy efficient buildings with ESP (Unique features of APEC's new energy simulation program). Heating, Piping, Air Conditioning, Oct. 1978, p. 75—81.

89. *Maybeck E., Hallanger E., Wind M.* Current U. S. Practice for Design, Fabrication and Control of Heating. Ventilating and Air Conditioning Systems. — U. S./USSR Joint Seminar on Internal Utility Systems in Buildings. Washington, D. C., p. 28—48.

90. *Seel H., Bechtel V.* Ergebnisse des Einsatzes der Zonen — und Thermostatregelung in experimentalen Wohnbauten. Stadt und Gebäudetechnik, 1983, Nr. 3, S. 70—74.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение 3

Глава I. ОСНОВНЫЕ ЗАДАЧИ И ЦЕЛИ УПРАВЛЕНИЯ РЕЖИМАМИ РАБОТЫ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ И ОТОПЛЕНИЯ 5

Глава II. РЕГУЛИРУЕМЫЕ ПАРАМЕТРЫ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ И ОТОПЛЕНИЯ 18

Глава III. ВОЗМУЩАЮЩИЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ И ОТОПЛЕНИЯ 40

Глава IV. УПРАВЛЯЮЩИЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ И ОТОПЛЕНИЯ 60

Глава V. ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ И ОТОПЛЕНИЯ 73

Глава VI. МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ УПРАВЛЕНИЯ РЕЖИМАМИ РАБОТЫ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ 131

Глава VII. ИНДИВИДУАЛЬНОЕ АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ РАСХОДА ТЕПЛОТЫ 148

Глава VIII. ПРОМЕЖУТОЧНЫЕ СТУПЕНИ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ РАСХОДА ТЕПЛОТЫ 165

Глава IX. РЕЖИМЫ ЦЕНТРАЛЬНОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ РАСХОДА ТЕПЛОТЫ В АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ СИСТЕМАХ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ 191

Глава X. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕМ 219

Список литературы 245