

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Владимирский государственный университет
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»

А. Н. СТАРИКОВ

СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА СИСТЕМ ТЕПЛОГАЗОСНАБЖЕНИЯ

Теплоснабжение

Учебное пособие
по выполнению курсового проекта



Владимир 2022

УДК 24.57
ББК 662.6
С77

Рецензенты:

Доктор технических наук
профессор кафедры автоматизации, мехатроники и робототехники
Владимирского государственного университета
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых
О. В. Веселов

Кандидат технических наук
генеральный директор ООО «Рарок»
А. В. Власов

Издается по решению редакционно-издательского совета ВлГУ

Стариков, А. Н.

**СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА СИСТЕМ ТЕПЛО-
С77 ГАЗОСНАБЖЕНИЯ.** Теплоснабжение : учеб. пособие по выпол-
нению курсового проекта / А. Н. Стариков ; Владим. гос. ун-т им.
А. Г. и Н. Г. Столетовых. – Владимир : Изд-во ВлГУ, 2022. – 151 с.
ISBN 978-5-9984-1503-6

Рассмотрены основные методы расчетов и проектирования, обеспечивающие безопасное, энергоэффективное и экологичное строительство и последующую эксплуатацию систем теплоснабжения зданий и объектов различного назначения, исходя из задач, стоящих перед специалистами в области технологии, организации и экономики строительства. Приведен расчетный аппарат проектирования тепловых сетей, основанный на действующих технических нормах и стандартах. На конкретных примерах показано применение приводимых теоретических основ и методов расчета и проектирования.

Предназначено для магистров всех форм обучения по направлению подготовки 08.04.01 – Строительство, профиль подготовки «Теплогазоснабжение населенных мест и предприятий».

Рекомендовано для формирования профессиональных компетенций в соответствии с ФГОС ВО.

Ил. 70. Табл. 19. Библиогр.: 30 назв.

УДК 24.57
ББК 662.6

ISBN 978-5-9984-1503-6

©ВлГУ, 2022

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ	5
ВВЕДЕНИЕ	7
1. СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ	10
1.1. Общие сведения.....	10
1.2. Подключение потребителей теплоты.....	14
1.3. Водяные открытые системы	21
1.4. Водяные закрытые системы	26
1.5. Сравнительный анализ водяных систем	28
1.6. Паровые системы теплоснабжения	29
2. ТЕПЛОВЫЕ НАГРУЗКИ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ.....	31
2.1. Максимальные расходы теплоты.....	31
2.2. Зависимость тепловой нагрузки от температуры наружного воздуха.....	41
2.3. Годовые расходы теплоты.....	45
2.4. Графики расходов теплоты.....	48
3. РЕГУЛИРОВАНИЕ ОТПУСКА ТЕПЛОТЫ	50
3.1. Регулирование нагрузки отопления	51
3.2. Регулирование нагрузки вентиляции	57
3.3. Регулирование нагрузки горячего водоснабжения.....	60
3.4. Регулирование разнородной тепловой нагрузки	64

4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СЕТИ.....	78
4.1. Теоретические основы расчета	79
4.2. Определение диаметров и потерь напора	81
4.3. Пьезометрические графики	87
4.4. Требования к давлениям в тепловой сети.....	90
4.5. Статический режим тепловой сети.....	92
5. ТРУБОПРОВОДЫ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ	93
5.1. Трубы	93
5.2. Опоры трубопроводов.....	98
6. КОМПЕНСАЦИЯ ТЕПЛОВЫХ ДЕФОРМАЦИЙ	107
6.1. Общие сведения.....	107
6.2. Виды компенсаторов.....	109
6.3. Расчет компенсации	113
7. ИЗОЛЯЦИЯ ТРУБОПРОВОДОВ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ	124
7.1. Общие сведения.....	124
7.2. Виды теплоизоляции	126
7.3. Технология предварительно изолированных труб и изделий	128
7.4. Керамическая изоляция	134
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	135
РЕКОМЕНДАТЕЛЬНЫЙ БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	136
ПРИЛОЖЕНИЕ	139

ПРЕДИСЛОВИЕ

Учебное пособие рассматривает основные вопросы проектирования, расчета и эксплуатации систем теплоснабжения с применением энергосберегающих и природоохранных решений и технологий исходя из задач подготовки специалистов по основной образовательной программе «Теплогазоснабжение населенных мест и предприятий» направления подготовки магистров «Строительство».

Учебная дисциплина «Современные методы расчета систем теплогазоснабжения» занимает важное место в структуре подготовки специалистов этого профиля. Комфорт жизни и деятельности человека непосредственно связан с обеспечением теплотой объектов его пребывания, поэтому очень важно, чтобы выпускник был вооружен необходимыми теоретическими знаниями и конкретной методикой реализации этих знаний на практике.

Раздел «Тепловые сети и системы теплоснабжения» – один из основных в этой учебной дисциплине, поскольку охватывает целый комплекс сложных теоретических и практических вопросов выработки, транспортировки и эффективного использования тепловой энергии. Необходимо учитывать, что научно-техническое направление теплоснабжения находится в непрерывном и динамичном развитии. Такая же динамичность свойственна и многим другим учебным дисциплинам, связанным с проектированием и эксплуатацией инженерных сетей и сооружений. Поэтому назначением пособия является, прежде всего, создание системы материалов, необходимых студентам для формирования компетенций (знаний, умений, навыков) в области проектирования, строительства и эксплуатации систем теплоснабжения. Это должно помочь им лучше ориентироваться в условиях динамично ме-

няющихся норм, методов расчета, материалов и оборудования; повысить профессиональный уровень проектирования новых и анализа эффективности работы существующих систем; усовершенствовать и усилить обоснованность расчетов, относящихся к внедрению решений в области теплоснабжения.

Издание предусматривает применение ситуационных методов и форм изучения дисциплины и материала учебного пособия с постановкой конкретных задач, характерных для специальности. С точки зрения методических аспектов преподавания предусмотрено применение методов самостоятельного освоения материала по заданной тематике в форме разработки проекта и его публичной защиты, что должно значительно активизировать познавательную деятельность студента. Учитывая насыщенную иллюстративную часть книги и обилие расчетных формул, при изучении ее материалов предусматривается использование технических средств обучения, прежде всего мультимедийных презентаций.

При работе над текстом учебного пособия автор старался сохранить сбалансированное соотношение теоретических основ и информации по их практическому применению для расчетов и проектирования с учетом междисциплинарных связей, лежащих в основе взаимодействия дисциплин.

Отдельную благодарность следует выразить А. Л. Шкаровскому, работа «Инженерные системы зданий и сооружений. Тепловые сети и системы теплоснабжения» которого явилась основой при создании книги. Ее четкость, сбалансированность и лаконичность изложения заслуживают особое уважение. Нельзя не отметить и вклад в пособие преподавателя кафедры «Теплогазоснабжения, вентиляции и гидравлики» Мельникова Владимира Михайловича. Его четкие замечания, живые примеры, образцы формулировок по теме позволили создать книгу, способную повысить профессиональный уровень проектирования существующих систем теплоснабжения.

ВВЕДЕНИЕ

Цель и задачи курсового проекта

Курсовой проект (КП) является основным видом самостоятельной работы по дисциплине «Современные методы расчета систем теплогазоснабжения».

Основная цель проекта – научить, развить и закрепить у магистрантов следующие навыки (компетенции):

– творчески применять полученные теоретические знания к решению конкретных инженерных задач, возникающих при расчете систем теплоснабжения (ТС), газоснабжения (ГС) или при их проектировании, ремонте, модернизации, изменении условий эксплуатации;

– пользоваться литературой по специальности, справочниками, каталогами, стандартами и нормами.

В проекте «Современная методология расчета систем теплогазоснабжения» магистры должны выбрать объект расчета для анализа (либо взять его из прилагаемых вариантов), произвести общий анализ, расчеты по нагрузкам, гидравлический расчет, определить правильность подбора труб, запорной и регулировочной арматуры, насосной системы, средств автоматизации, контроля и учета, правильность применения или предложить более эффективные средства и меры по энергосбережению.

Объект и предмет расчета

Объектом расчета является система теплоснабжения, *предметом* – правильность выбора и оптимальность использования схемы системы, ее элементов; способы снижения потерь и повышения эффективности использования.

Исходные данные для проектирования

Для выполнения проекта магистранту выдается задание на исследование реального объекта. Данными для обработки и исследования является вся возможная для получения документальная база, к ней относятся:

- географическое положение объекта;
- данные о плотности проживания людей (застройки) и благоустройстве города;
- договоры с энергоснабжающими компаниями, графики расхода, зоны ответственности, раздела балансовой принадлежности и др.;
- для коммунальных и общественных предприятий – продолжительность работы и пропускная способность;
- для промышленных предприятий – выпускаемая продукция, производительность, количество работающих.

Кроме того, предполагается применение метода натуральных исследований с выездом на объект, проведением фотофиксаций, термографического исследования, замеров необходимых параметров для анализа строительных конструкций и инженерных сетей.

В качестве примера *объекта* расчета и анализа можно привести многоквартирный жилой дом, общежитие университета, спортивный комплекс, цех предприятия, хлебопекарню и т. п.

Объем проекта

На основе исходных данных студентом выполняются расчет, анализ и выработка предложений по сети теплоснабжения (разд. 1), газоснабжения (разд. 2). Проект состоит из пояснительной записки – 30 – 50 с. и приложений – 20 – 40 с.

В состав расчетно-пояснительной записки входят:

- аннотация;
- общие положения (цель проекта, законодательная база, вид обследования);
- общие сведения об объекте обследования (анализ предоставленной информации, договорных отношений, финансовых расчетов, результаты визуального осмотра систем жизнеобеспечения и др.;

– раздел «Теплоснабжение»: анализ фактического теплопотребления объекта; расчет годовой потребности тепловой энергии по МДК 4-05.2004, потребности тепла на отопление, горячее водоснабжение (ГВС); расчет тепловых потерь в системе теплопотребления, потребности в тепловой энергии на отопление здания за отопительный период по СНиП 23-02-2003; определение удельных отопительных характеристик здания, класса энергоэффективности; мероприятия по теплосбережению; выводы по разделу;

– раздел «Газоснабжение»: определение численности населения, жилой площади района газификации, годовых расходов теплоты, газа, часовых расходов газа; график годового потребления газа; определение числа ступеней давления; выбор структурной схемы газовых сетей; определение числа газораспределительных систем (ГРС) и газораспределительных пунктов (ГРП); пункты редуцирования газа (ПРГ) и их типовые схемы; выбор оборудования ПРГ; гидравлический расчет; мероприятия по энергосбережению и повышению качества эксплуатации и др.

В приложения выносятся все материалы, которые имеют наглядность и значимость:

- положение объекта на местности;
- план объекта, трассировку сетей;
- фотофиксацию;
- копии значимых документов;
- результаты теплографии;
- крупные таблицы и схемы;
- другие вспомогательные материалы.

Допускается выполнение только одного из разделов (либо «Теплоснабжение», либо «Газоснабжение»), но с углубленной проработкой вопроса. При этом требуется согласование с преподавателем. При расчете рекомендуется также пользоваться дополнительным материалом, указанным в библиографическом списке. Оформление отчета по курсовому проекту осуществляется в соответствии с [15].

1. СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

1.1. Общие сведения

Основные понятия и определения

Система централизованного теплоснабжения – инженерно-технический комплекс, предназначенный для снабжения потребителей тепловой энергией (теплотой) и включающий в себя один или несколько источников теплоты, тепловые сети и потребителей теплоты.

Примечание. Необходимо избегать необоснованного использования термина «теплофикация» вместо «теплоснабжение». В отечественной технической терминологии понятие «теплофикация» означает совместную выработку тепловой и электрической энергии на ТЭЦ.

Тепловая сеть (теплосеть) – обобщенное название комплекса технических сооружений и устройств, служащих для транспортировки тепловой энергии от **источника теплоты** до **потребителей** с помощью **теплоносителя**. В случае паровой теплосети транспортируемый агент может использоваться на производстве и как технологический **энергоноситель**.

Тепловая сеть с одной стороны подключена к устройствам для центрального регулирования тепловой нагрузки на источнике теплоты, а с другой стороны – к индивидуальным или групповым **тепловым пунктам** (теплоцентрам, абонентским вводам) потребителей теплоты.

Необходимо обратить внимание на особое значение оптимального проектирования тепловых сетей. Если рассматривать в совокупности всю систему теплоснабжения, т. е. источник теплоты, теплосеть и внутренние системы потребителей (центральное отопление, горячее водоснабжение, системы вентиляции и кондиционирования воздуха, а также промышленную нагрузку), то именно при проектировании и строительстве тепловых сетей можно обеспечить значительную экономию капиталовложений, а впоследствии – и эксплуатационных расходов. Это следует из того, что экономия в двух других составляющих системы тесно связана с **качеством** обеспечения тепловой нагрузки и **надежностью** системы теплоснабжения и поэтому ограничена обычно несколькими процентами.

Другие возможности предоставляет составляющая транспортировки теплоты. Оптимальные проектные решения в этой области непосредственно влияют на снижение затрат как в строительстве, так и в эксплуатации. К таким решениям относятся:

- схема и трассировка тепловой сети, количество трубопроводов в ее составе, взаимная конфигурация магистрали и ответвлений;
- параметры теплоносителя, его расход и связанные с этим диаметры трубопроводов;
- материал трубопроводов и способ их укладки;
- вид, толщина, эффективность и надежность тепловой изоляции, гидроизоляции и покровного слоя;
- оптимальное осуществление пересечения с другими линиями и сооружениями городских инженерных коммуникаций и многие другие вопросы.

Это тем более существенно, если учесть, что доля капиталовложений в тепловые сети в средних условиях строительства городских систем централизованного теплоснабжения примерно в два раза превышает долю инвестиций в источники теплоты и во столько же – затраты на строительство внутренних систем. Примерно 40 – 60 % общих затрат поглощают тепловые сети и по 20 – 30 % – капиталовложения в источники теплоты и внутренние системы потребителей.

Теплоносители систем теплоснабжения

Физическая среда, служащая для транспортирования тепловой энергии от источника теплоты до потребителей, называется **теплоносителем**. Основными требованиями по отношению к теплоносителям систем теплоснабжения являются:

- высокая энтальпия в нагретом состоянии;
- малые затраты энергии на транспортировку и потери собственного теплового потенциала при транспортировании;
- безвредность и неагрессивность для человека, трубопроводов и окружающей среды, невысокая стоимость и доступность.

В наибольшей мере этим требованиям отвечают **вода** и **водяной пар**, хотя при наличии специальных требований могут использоваться и другие теплоносители. Например, в системах, подверженных охлаждению ниже 0 °С, используются водные растворы этиленгликоля, а в некоторых контурах теплообмена реакторов атомных электростанций циркулирует расплавленный натрий и т. п.

Сравнение характеристик воды и водяного пара как теплоносителей систем теплоснабжения можно свести к следующему:

– вода обладает большей **объемной** удельной энтальпией, а пар – большей **массовой**;

– пар транспортируется с помощью собственной внутренней энергии, а вода требует затрат энергии извне для перекачки, поэтому пар характеризуется большими потерями теплового потенциала во время транспортировки, а вода может успешно транспортироваться на большие расстояния;

– вода, в отличие от пара, создает значительное гидростатическое давление;

– при использовании воды возникает тесная связь гидравлических режимов работы внутренних систем потребителей и тепловой сети;

– паровые теплосети всегда характеризуются большими теплопотерями, чем сети водяные, а потери конденсата в паровых сетях приводят к более значительным экономическим последствиям, чем потери воды в водяных сетях.

Преимущественно в качестве теплоносителя городских систем централизованного теплоснабжения используется вода. Пар применяется главным образом в промышленных системах теплоснабжения с производственной нагрузкой, но при соответствующем технико-экономическом обосновании он может использоваться и в других случаях.

Классификация систем теплоснабжения

Главная классификация систем теплоснабжения зависит от способа подключения систем горячего водоснабжения к тепловой сети. С этой точки зрения различают два вида систем теплоснабжения:

– системы с непосредственным водоразбором из тепловой сети (так называемые «открытые» системы»);

– системы, работающие с подогревом холодной водопроводной воды в водонагревателях («закрытые» системы»).

Иногда эта же классификация применяется в тепловых сетях, входящих в состав соответствующей системы теплоснабжения.

По **назначению** системы теплоснабжения и входящие в их состав тепловые сети могут быть:

- коммунально-бытовые;
- промышленные;
- смешанного назначения.

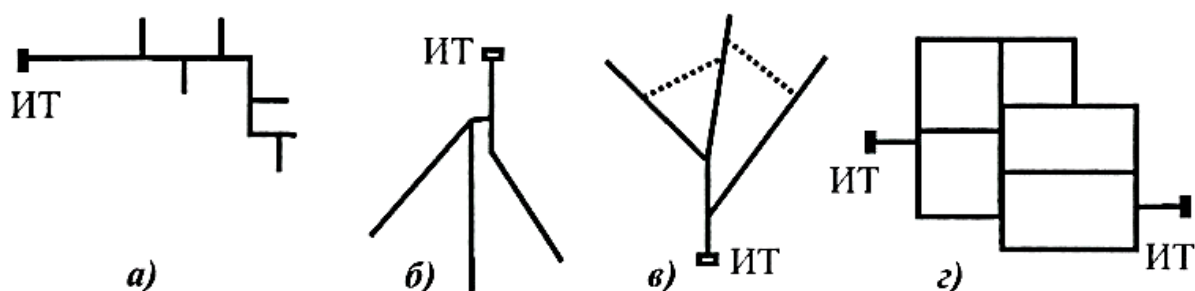
В зависимости от **вида теплоносителя** различают следующие системы теплоснабжения и теплосети:

- водяные низких параметров, т. е. использующие воду с максимальной температурой не выше 115 °С;
- водяные высоких параметров, где вода имеет температуру более 115 °С;
- паровые низких параметров, т. е. использующие пар с избыточным давлением не выше 0,7 кг/см² (0,07 МПа);
- паровые высоких параметров, в которых пар имеет более высокое давление;
- смешанные, т. е. объединяющие в составе теплосети трубопроводы, транспортирующие различные теплоносители и (или) теплоноситель одного вида, но различных параметров.

Следующие виды классификации применяются только по отношению к тепловым сетям. По **уровню охвата** (по месту в общей схеме системы теплоснабжения) тепловые сети могут быть:

- магистральные;
- распределительные;
- квартальные;
- подключающие отдельные объекты.

В соответствии с геометрической схемой тепловой сети (в плане) можно выделить следующие основные варианты (рис. 1.1): линейные (тупиковые), разветвленные (лучевые), разветвленные с перемычками, кольцевые, смешанные.



*Рис. 1.1. Геометрические схемы тепловых сетей:
а – линейная; б – разветвленная; в – разветвленная
с перемычками; г – кольцевая (ИТ – источник теплоты)*

На практике разнообразие схем тепловых сетей гораздо больше. Например, разветвленная сеть при центральном расположении источника теплоты приобретает характерный паутинообразный вид. Кольцевая сеть при геометрически правильном плане застройки территории города имеет вид решетки и т. д.

Весьма разнообразными могут быть схемы тепловых сетей крупных городов, особенно при использовании в схеме теплоснабжения групповых тепловых пунктов. Городская магистральная сеть может при этом быть кольцевой, а квартальные сети проектируются как линейные или разветвленные. При этом крупные городские теплосети часто питаются от нескольких источников теплоты (см. рис. 1.1, з).

В зависимости от **числа трубопроводов** в составе сетей они бывают:

- водяные однетрубные;
- водяные двухтрубные;
- водяные трех-, четырех- и многотрубные;
- паровые однетрубные без возврата конденсата;
- паровые однетрубные с возвратом конденсата (традиционно паровые сети классифицируются по числу паропроводов);
- паровые двух- и многотрубные;
- комбинированные, сочетающие в себе различное число водяных и паровых трубопроводов.

По **способу укладки** трубопроводов теплосети она может быть:

- надземной в самом различном конструктивном варианте (например, на собственных опорах, высоких или низких, на кронштейнах по стенам зданий, с использованием существующих инженерных сооружений – мостов, туннелей и т. п.);
- подземной канальной (в вариантах с проходными, полупроходными и непроходными каналами);
- подземной бесканальной.

1.2. Подключение потребителей теплоты

Задачи оптимального расчета, проектирования и последующей эффективной эксплуатации тепловой сети и всей системы теплоснабжения тесно связаны со способом подключения к ней внутренних

систем потребителей. Технологическая схема комплекса сооружений и устройств источника теплоты, тепловой сети и абонентских вводов потребителей называется **схемой системы теплоснабжения**.

Среди тепловых нагрузок систем теплоснабжения можно выделить пассивные и активные. К **пассивным** относятся центральное отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха, а также промышленные потребители. Название «пассивные» означает, что такие нагрузки требуют доставки определенного количества теплоты, не влияя существенно на характер работы источника теплоты и тепловой сети и их регулирование. Рассмотрим сначала их подключение.

Подключение систем отопления и вентиляции

Подключение системы отопления к водяной тепловой сети может быть независимым и зависимым. Независимое подключение (рис. 1.2), т. е. подключение через теплообменник (ТО), применяется, прежде всего, в случаях, когда гидравлический режим сети недопустим для системы отопления.

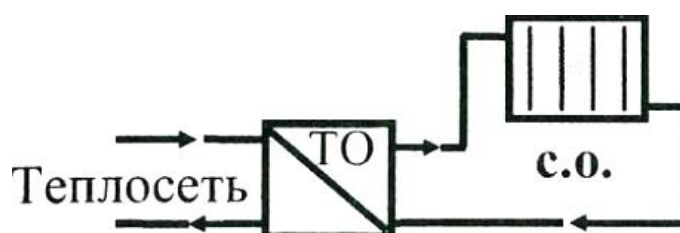


Рис. 1.2. Независимая схема подключения системы отопления к теплосети

В настоящее время подключение внутренних систем по независимой схеме могут вызывать и другие самые различные технико-экономические причины. Этими причинами могут быть разное техническое состояние теплосети и системы отопления, требования производителей котельного оборудования, естественное нежелание владельца сети подвергаться дополнительным потерям теплоносителя и т. п. В качестве общей тенденции можно отметить, что в современных экономических условиях заказчики, причем как со стороны источника теплоты, так и потребителей, стремятся к независимому подключению.

При соответствии гидравлических режимов сети и системы отопления может применяться зависимое (непосредственное) подключение (рис. 1.3). Непосредственное подключение без подмешивания (рис. 1.3, а) применяется, когда не только гидравлический, но и температурный режим тепловой сети допустим для системы отопления.

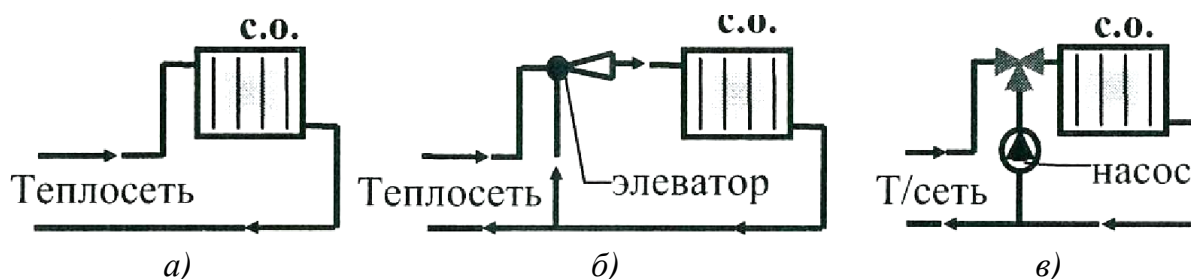


Рис. 1.3. Способы подключения систем отопления к водяной теплосети по зависимой схеме: а – без подмешивания; б – с элеваторным подмешиванием; в – с насосным подмешиванием

Именно таким образом обычно подключаются системы отопления зданий, имеющих собственные котельные, работающие в отопительном температурном режиме. Если температурные режимы сети и системы заметно отличаются, то применяются схемы подключения с подмешиванием: элеваторным (рис. 1.3, б) или насосным (рис. 1.3, в).

При чисто насосном подмешивании существуют три возможности размещения насоса (рис. 1.4). Это зависит от соотношения располагаемой разности давлений в трубопроводах теплосети и давления, требуемого для нормального функционирования системы отопления.

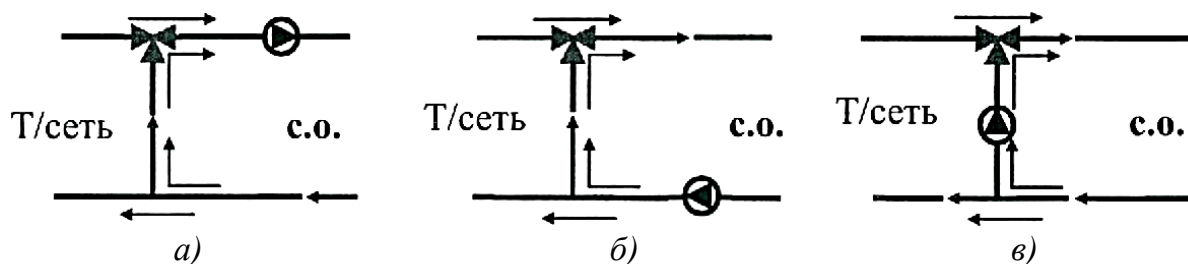


Рис. 1.4. Возможные варианты размещения насоса на трубопроводах узла подмешивания: а – прямом; б – обратном; в – подмешивающем

Прежде в крупных централизованных системах теплоснабжения насосные подключения применялись только в случае, когда тепловая сеть не могла обеспечить нормальной работы элеваторного узла.

В современной практике проектирования, учитывая требования автоматического регулирования тепловых пунктов и эффективности использования энергии, применение элеваторных узлов не рекомендуется.

Однако большое количество элеваторных узлов еще находится в эксплуатации, и они могут подвергаться частичной модернизации. Поэтому необходимо рассматривать случаи, когда располагаемое давление в сети только частично не соответствует требованиям со стороны системы отопления, т. е. не обеспечивает надлежащего значения коэффициента подмешивания, а поступление воды со слишком высокой температурой недопустимо для системы отопления. В этом случае применяются смешанные схемы подключения (рис. 1.5).

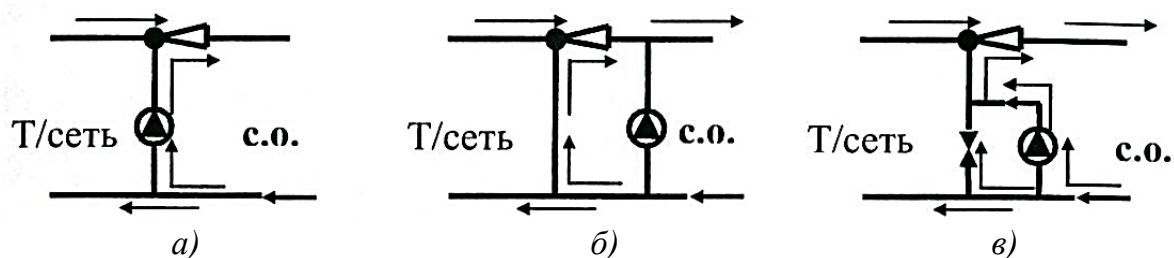


Рис. 1.5. Комбинированные схемы узлов подмешивания (элеватор и насос) с размещением насоса на трубопроводах: а – подмешивающем; б – дополнительном подмешивающем; в – на перемычке с регулятором

В таких смешанных схемах элеватор выполняет свое главное назначение (смесителя и струйного насоса), а расположенный соответствующим образом насос восполняет недостающее давление в необходимом месте узла подмешивания.

При подключении систем отопления к паровым сетям можно выделить два основных варианта:

- водяная система отопления, присоединяемая к паровой сети;
- паровая система отопления, присоединяемая к паровой сети.

В первом случае в качестве постоянного технического решения подключение может быть только независимым (рис. 1.6). Необходимыми элементами в такой схеме выступают конденсатоотводчик, предотвращающий проскок неотработанного пара в конденсатопровод, конденсатный бак открытого или закрытого типа, а также конденсатный насос для возврата конденсата на источник теплоты.

Возможно также несколько парадоксальное **непосредственное** присоединение водяной системы отопления к паровой тепловой сети в качестве временного технического решения (например, для теплоснабжения строительных объектов).

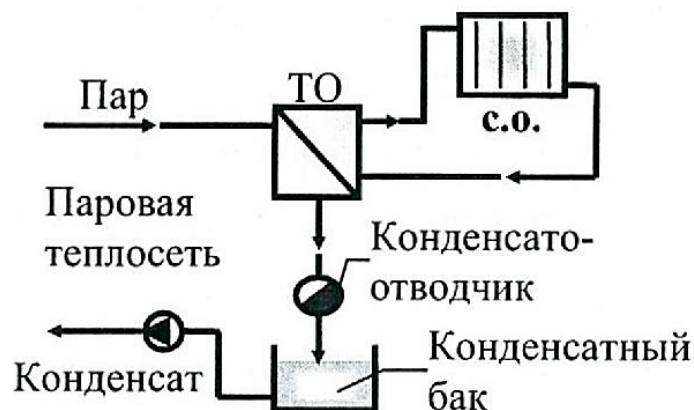


Рис. 1.6. Независимое подключение водяной системы отопления к паровой тепловой сети

Такую возможность дает применение теплообменника смешивающего типа – эжектора-смесителя, аналогичного элеватору систем отопления (рис. 1.7). В этом устройстве используется как давление пара (для осуществления эжекции и создания разности давлений, необходимой для работы системы отопления), так и его энергия в форме скрытой теплоты конденсации (для подогрева охлажденной обратной воды из системы отопления).

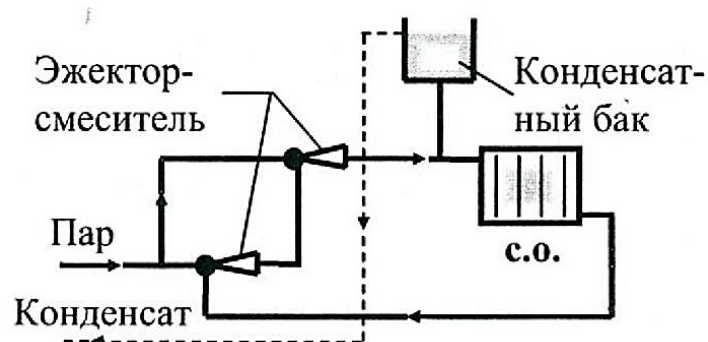


Рис. 1.7. Зависимое подключение водяной системы отопления

Работа такой схемы подключения характеризуется постоянным увеличением количества теплоносителя в трубопроводах системы

отопления, равным количеству эжектирующего пара. Для сбора и возврата этого количества теплоносителя служит специальный бак. При верхнем расположении этого бака возможен возврат избыточного количества теплоносителя на источник самотеком.

Присоединение **паровой системы отопления к паровой сети** всегда осуществляется по непосредственной схеме (рис. 1.8). Если при этом давление в сети слишком высоко для системы отопления, то абонентский ввод оборудуется редуктором (регулятором) давления.

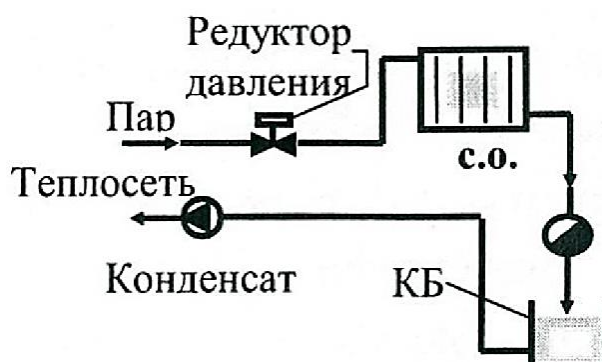


Рис. 1.8. Непосредственное подключение паровой системы отопления к паровой теплосети

Подключение систем вентиляции

Присоединение калориферов систем вентиляции к водяным тепловым сетям может в принципе осуществляться любым способом: как параллельно, так и последовательно, а также снизу вверх и сверху вниз (рис. 1.9, а).

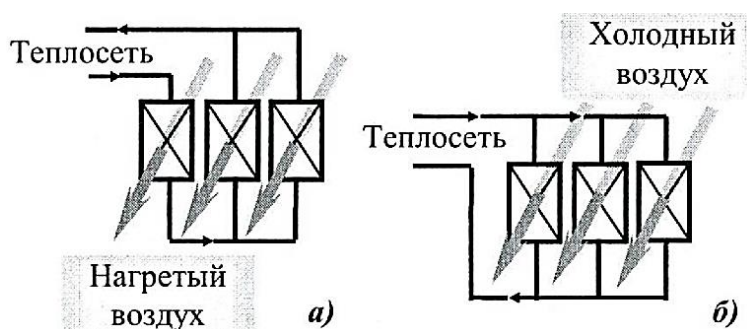


Рис. 1.9. Способы подключения калориферов систем вентиляции к водяной тепловой сети: а – допустимый; б – предотвращающий замерзание

Однако если условия эксплуатации допускают возможность чрезмерного охлаждения теплоносителя в трубках калориферов (суровый климат, неравномерный режим работы системы и т. д.), калориферы должны подключаться только параллельно и сверху вниз (рис. 1.9, б). Такая схема обеспечивает поступление в каждый калорифер неохлажденного теплоносителя, а направление его движения соответствует действующим при охлаждении гравитационным силам.

По этим же причинам присоединение калориферов систем вентиляции к **паровым** сетям должно осуществляться только параллельно и только сверху вниз» (рис. 1.10). Это обеспечивает поступление свежего пара к каждому калориферу и предотвращает возникновение конденсатных пробок, препятствующих нормальному движению теплоносителя.

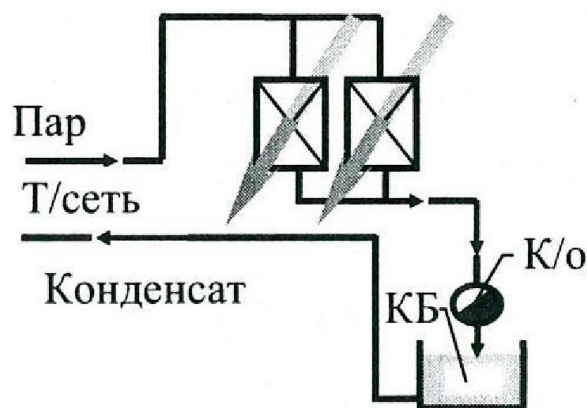


Рис. 1.10. Подключение калориферов систем вентиляции к паровой тепловой сети

Так решается задача присоединения к тепловым сетям пассивных потребителей, существенно не влияющих на работу источника и регулирование тепловой нагрузки. При любой схеме системы теплоснабжения подключение таких потребителей осуществляется одним из рассмотренных выше способов, и задачей сети будет только доставка требуемого количества теплоты.

Совсем по-иному выглядит взаимодействие сети с активным потребителем теплоты, каким является система горячего водоснабжения (ГВС). Даже основная классификация систем теплоснабжения зависит от способа подключения к ним систем ГВС (см. п. 1.1). Поэтому далее рассматривается не подключение самих систем ГВС, которое подробно

представлено в специальном пособии [10], а возникающие в зависимости от этого схемы систем теплоснабжения.

1.3. Водяные открытые системы

Однотрубная открытая система

При непосредственном водоразборе следует всегда иметь в виду, что сетевая вода при любой схеме должна соответствовать требованиям, предъявляемым к питьевой воде.

Однотрубные схемы могут иметь ограниченное применение в теплоснабжении при соответствующем технико-экономическом обосновании, например, с точки зрения уменьшения капиталовложений. Как следует из самого названия системы, однотрубная тепловая сеть состоит из единственного подающего трубопровода (рис. 1.11).

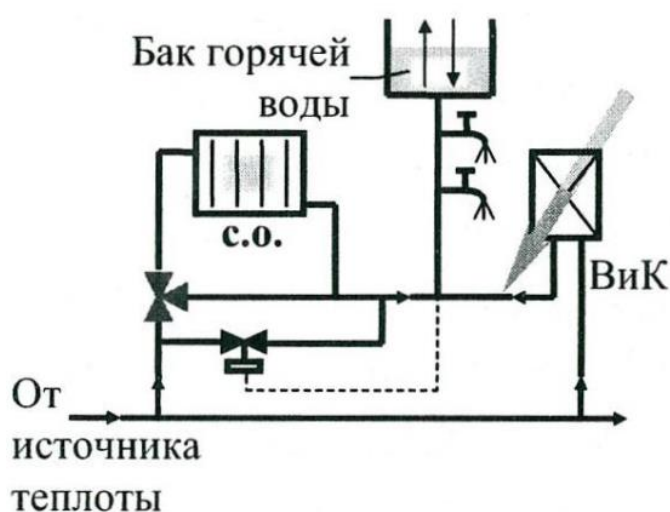


Рис. 1.11. Принципиальная схема однотрубной водяной теплосети с непосредственным водоразбором

Это возможно благодаря использованию воды, охлажденной до соответствующей температуры в системах отопления и вентиляции и кондиционирования воздуха (ВиК), непосредственно на нужды горячего водоснабжения. Но увязка расхода воды, доставленного теплосетью на нужды отопления и вентиляции, с количеством горячей воды для системы ГВС является сложной технической задачей и может решаться следующими способами:

- подбором соответствующей температуры сетевой воды и степени ее охлаждения в системах отопления и вентиляции;
- оборудованием каждого потребителя баками-аккумуляторами горячей воды, накапливающими ее при малом водоразборе;
- применением автоматических регуляторов для добавления сетевой воды в систему ГВС при пиковом потреблении горячей воды.

Требуется также оборудование всех внутренних систем дорогостоящими регуляторами расходов, давлений и температуры. Все это обуславливает крайне малую распространенность однотрубных систем теплоснабжения.

Однако в случае транспортировки теплоты на значительные расстояния можно предотвратить большинство из упомянутых проблем путем отделения магистральной сети от распределительной. При такой комбинированной схеме только магистральная сеть проектируется по однотрубной схеме (рис. 1.12).

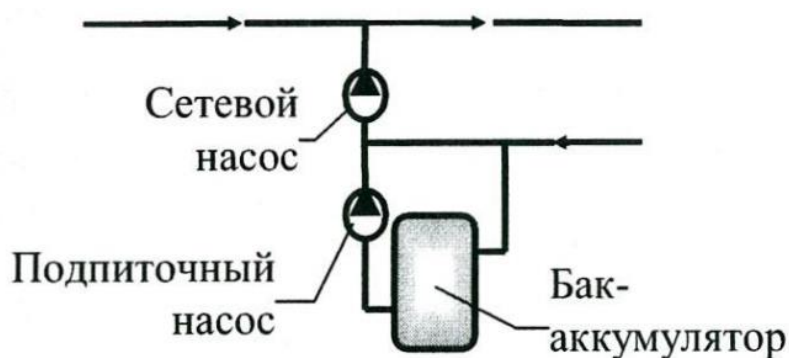


Рис. 1.12. Возможная схема системы с переходом от однотрубной магистральной сети к двухтрубной распределительной

В районной подстанции теплоснабжения происходит преобразование однотрубной сети в двухтрубную. Магистральная сеть работает в наиболее экономичном режиме, доставляя теплоноситель высоких параметров в количестве, равном среднему суточному расходу горячей воды. Для перехода используется бак-аккумулятор сетевой воды. При соответствующем технико-экономическом обосновании в составе подстанции может присутствовать котел для догрева воды (газовый или электрический), покрывающий пиковое потребление теплоты.

Двухтрубная открытая система

Двухтрубная схема (рис. 1.13) считается одной из наиболее распространенных в отечественных городских системах теплоснабжения.

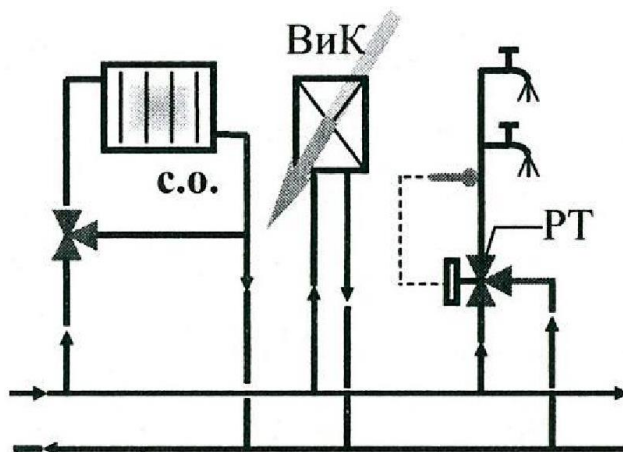


Рис. 1.13. Принципиальная схема двухтрубной открытой системы теплоснабжения

В открытых системах к водоразборным приборам поступает вода непосредственно из тепловой сети. Приготовление горячей воды с соответствующей температурой осуществляется с помощью регулятора температуры (РТ), представляющего собой смеситель, управляющий расходами воды из прямого трубопровода тепловой сети и обратного трубопровода системы отопления так, чтобы температура на входе в систему ГВС поддерживалась постоянной при любом водоразборе.

В расчетных зимних условиях водоразбор происходит только из «обратки» системы отопления, т. е. в наиболее холодный период отопительного сезона температура горячей воды в системе ГВС достигает расчетной температуры обратной воды системы отопления. Поэтому такие системы широко распространены в России, где максимально допустимая температура перед водоразборными пунктами ($75\text{ }^{\circ}\text{C}$) значительно выше, чем в европейских странах ($55 - 60\text{ }^{\circ}\text{C}$). В европейских странах открытые системы мало распространены.

Многотрубные открытые системы теплоснабжения

При совместном обеспечении теплотой разнородных потребителей теплоснабжению подлежат, с одной стороны, отопление и вентиляция (сезонные потребители с плавно изменяющейся тепловой

нагрузкой), с другой – горячее водоснабжение (потребитель круглогодичный с резкопеременным теплосреблением). Это вызывает серьезные трудности и технические проблемы в эксплуатации систем теплоснабжения. Стремление исключить эти проблемы было исторически главным поводом отделения нагрузки разнородных потребителей в виде многотрубных схем.

Самой простой из многотрубных открытых систем является трехтрубная система теплоснабжения, имеющая в своем составе дополнительный трубопровод для покрытия нагрузки горячего водоснабжения, транспортирующий предварительно подготовленную потребителю горячую воду (рис. 1.14).

Такая схема полностью не решает проблему взаимного влияния сезонной и суточной неравномерности в работе разнородных потребителей. Кроме того, трехтрубная система не предотвращает остывания воды в трубопроводе ГВС при отсутствии водоразбора. Поэтому она может иметь ограниченное применение в системах теплоснабжения с постоянным расходом горячей воды (например, в теплоснабжении промышленных предприятий).

Этих недостатков лишена четырехтрубная система (рис. 1.15). Она отличается наличием в тепловой сети отдельной пары трубопроводов на нужды ГВС. Циркуляционный трубопровод обеспечивает непрерывную циркуляцию в системе ГВС, что предотвращает остывание горячей воды.

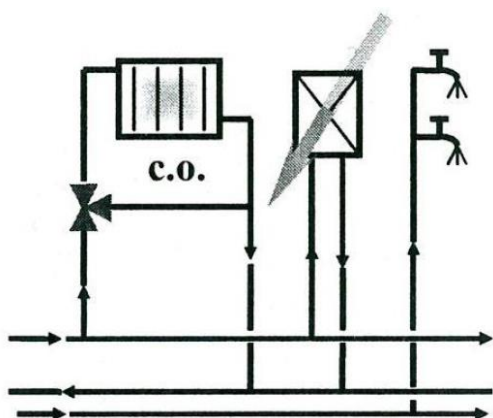


Рис. 1.14. Схема открытой трехтрубной системы теплоснабжения

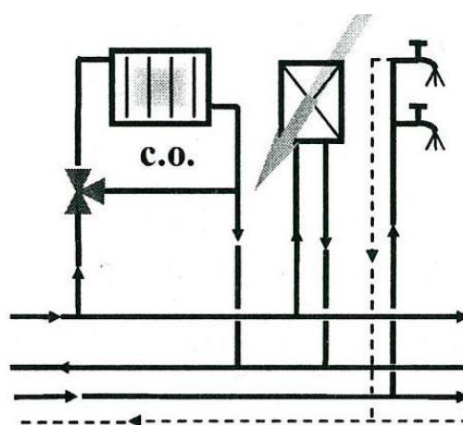


Рис. 1.15. Схема открытой четырехтрубной системы теплоснабжения

Обычно четырехтрубные системы применяются:

- при нагрузке ГВС, превышающей нагрузку отопления;
- при использовании групповых тепловых пунктов, когда городская магистральная сеть работает по двухтрубной схеме, а квартальные (распределительные) сети, начинающиеся от групповых теплоцентров, – по четырехтрубной.

В принципе тепловая нагрузка каждого вида потребления может обеспечиваться с помощью отдельного трубопровода, что значительно упрощает регулирование подачи теплоты, но саму тепловую сеть делает более дорогой и материалоемкой. Например, в пятитрубной схеме отдельный трубопровод обеспечивает нагрузку вентиляции, а обратный является общим для отопительной и вентиляционной нагрузок. В шеститрубной схеме нагрузка вентиляции обеспечивается отдельной парой трубопроводов.

Необходимо отметить, что схемы с числом трубопроводов тепловой сети более четырех применяются только в системах теплоснабжения больших промышленных предприятий с разнородной тепловой нагрузкой.

Особенностью открытых систем является необходимость постоянного восполнения сетевой воды, затраченной на горячее водоснабжение. Схема системы подпитки тепловой сети в составе источника теплоты показана на рис. 1.16.

Вода, нагретая в сетевом теплообменнике (ТО), циркулирует в тепловой сети при помощи сетевого насоса (СН). Умягченная вода из системы химводоподготовки поступает в деаэратор (д/а) для удаления растворенных агрессивных газов (главным образом кислорода и углекислого газа). Подготовленная таким образом вода поступает в обратный трубопровод сети при помощи подпиточного насоса (ПН). Для сглаживания неравномерности водоразбора на работу источника теплоты в схеме предусмотрена буферная емкость – аккумулятор подготовленной воды (А), подключенный параллельно (как показано на рис. 1.16) или последовательно.

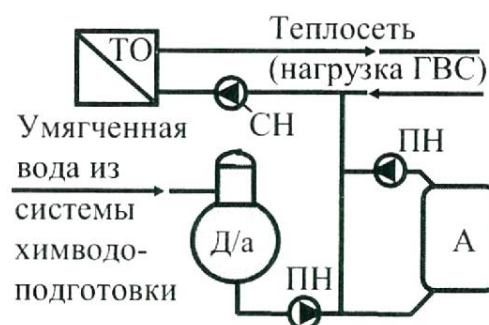


Рис. 1.16. Принципиальная схема подпитки тепловых сетей

1.4. Водяные закрытые системы

В закрытых системах теплоснабжения горячая вода на ГВС получается нагревом водопроводной воды в водонагревателях (ВН). Сетевая вода в таких системах не расходуется, а только отдает свою энергию как теплоноситель. Поэтому возврат воды в любом сетевом контуре является обязательным.

Двухтрубные закрытые системы (рис. 1.17) наиболее распространены при теплоснабжении населенных мест. Четырехтрубная схема (рис. 1.18) имеет независимую пару теплопроводов на нужды отопления и вентиляции и другую – на покрытие тепловой нагрузки ГВС.

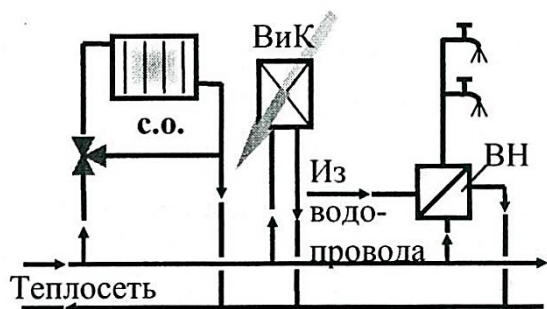


Рис. 1.17. Двухтрубная схема водяной закрытой системы теплоснабжения

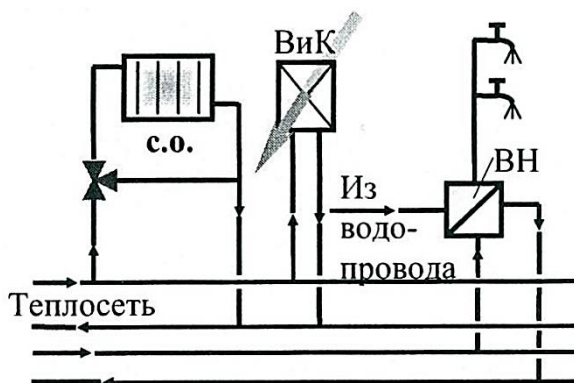


Рис. 1.18. Четырехтрубная схема закрытой системы теплоснабжения

Обе схемы предусматривают оборудование каждого здания индивидуальным тепловым пунктом. Но при использовании групповых теплоцентров четырехтрубная схема становится комбинированной. Магистральные сети городской системы теплоснабжения (до группового теплоцентра) не расходуют теплоноситель и считаются закрытыми. В то же время квартальные четырехтрубные сети работают по системе непосредственного водоразбора (см. рис. 1.15).

Возможен также трехтрубный вариант закрытой системы. Такая система действует с двумя подающими трубопроводами (один – на нужды отопления и вентиляции, другой – на нагрузку ГВС) и общим обратным трубопроводом. Но при таком решении расходы, скорости и давления, а также гидравлическое сопротивление в обратном трубо-

проводе подвержены резким и непредвиденным изменениям, зависящим от работы потребителей, подключенных к различным подающим теплопроводам. Это вызывает существенные эксплуатационные проблемы.

Следует обратить внимание на возможность трехтрубной схемы как недорогого метода реконструкции существующей теплосети для повышения ее пропускной способности. При таком решении один новый трубопровод с поперечным сечением вдвое большим, чем два существующих, позволяет быстро увеличить вдвое количество доставляемой теплоты при тех же параметрах теплоносителя (рис. 1.19).

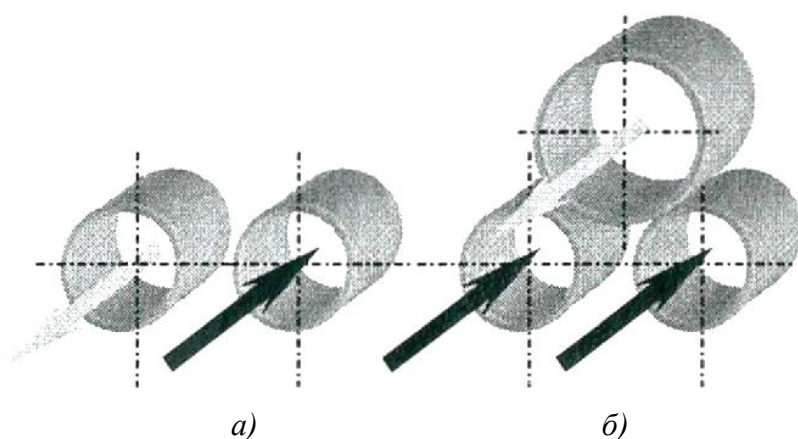


Рис. 1.19. Возможный вариант использования трехтрубной схемы при реконструкции тепловой сети: а – существующая сеть; б – сеть после реконструкции

При выделении в составе теплосети отдельных пар трубопроводов для покрытия нагрузки вентиляции, кондиционирования воздуха и промышленных потребителей возникают системы с большим числом трубопроводов, т. е. шести- и восьмитрубные.

Подпитка тепловой сети в закрытых системах теплоснабжения осуществляется так же, как и в системах с непосредственным водоразбором (см. рис. 1.16). Однако задачей системы подпитки в этом случае является только восполнение потерь сетевой воды, вызванных утечками через неплотности трубопроводов и арматуры, спуском воды в канализацию во время работ по ремонту и обслуживанию сети (например, при периодической промывке). При нормальном техническом состоянии современной тепловой сети потери теплоносителя в течение

суток $G_{\text{пот.}}$, м³/сут., не должны превышать 0,5 % объема воды, содержащейся в трубопроводах сети.

Определив средний диаметр трубопроводов сети $d_{\text{ср}}$, м, и их суммарную протяженность $\sum 2l_i$, м, допустимые потери теплоносителя можно вычислить по выражению

$$G_{\text{пот}} = 0,005 \frac{\pi d_{\text{ср}}^2}{4} \sum 2l_i. \quad (1.1)$$

1.5. Сравнительный анализ водяных систем

Обоснованный выбор системы теплоснабжения является важнейшим условием минимизации эксплуатационных расходов, высокого качества и надежности обеспечения потребителей теплотой. Сравнительный анализ особенностей различных систем можно выполнить в виде формулирования преимуществ и недостатков систем с непосредственным водоразбором. При этом недостатки открытой системы автоматически считаются преимуществами закрытой, и наоборот.

Преимущества открытых систем:

1. В результате отсутствия водонагревателей ГВС тепловые пункты открытых систем более просты, дешевы и менее материалоемки. Отметим, что современный водонагреватель является одной из наиболее дорогих составных частей теплоцентра.

2. Поступление в системы ГВС зданий умягченной и деаэрированной на источнике теплоты сетевой воды обеспечивает их бóльшую долговечность (не осаждаются соли жесткости и ограничена интенсивность кислородной и углекислотной коррозии металлов).

3. Эксплуатационные затраты на прокачку теплоносителя в теплосети понижены в результате меньшего расхода воды в обратном трубопроводе. Пропорционально меньшими будут капиталовложения в насосные установки.

Основные недостатки открытых систем:

1. Нестабильность качества воды на водоразборных пунктах в результате ее загрязнения шламами, ржавчиной и осадками из тепловой сети и внутренних систем, подключенных к сети по зависимой схеме.

2. Увеличенная зона санитарно-эпидемиологического контроля, поскольку этому контролю подлежат не только внутренние системы ГВС, но и вся тепловая сеть.

3. Затруднен контроль герметичности сети в связи с наложением процесса нормального потребления горячей воды на процессы возможных утечек теплоносителя.

4. Увеличены объем химводоподготовки на источнике теплоты и соответственно эксплуатационные затраты (особенно в местностях с твердой природной водой), а также связанные с этим капиталовложения в установки химводоподготовки.

Решение вопроса о выборе системы теплоснабжения во многом зависит от качества природной воды. Например, очень мягкая вода из реки Невы (по своему происхождению – озерная) исторически преопределила преимущественно открытую схему теплоснабжения в Санкт-Петербурге.

В то же время за границей такие схемы мало распространены в основном из-за пониженного качества потребительской горячей воды. Решение проблемы повышенной коррозии и зарастания местных систем солями жесткости там было успешно достигнуто понижением температуры горячей воды до 55 °С. При таких параметрах практически не происходит осаждение солей, а интенсивность кислородной коррозии существенно понижена.

1.6. Паровые системы теплоснабжения

Обычно паровые системы являются техническим решением для теплоснабжения промпредприятий и редких случаев одновременного обеспечения теплотой городских районов и промышленных потребителей с большим расходом пара. Паровые теплосети следует проектировать преимущественно с возвратом конденсата (рис. 1.20), поскольку потери конденсата резко снижают показатели эффективности теплоснабжения. Это вызывает необходимость восполнения исходной воды как физической среды и ее энтальпии как теплоносителя. Резко возрастают также затраты на химводоподготовку до очень высоких параметров котловой воды.

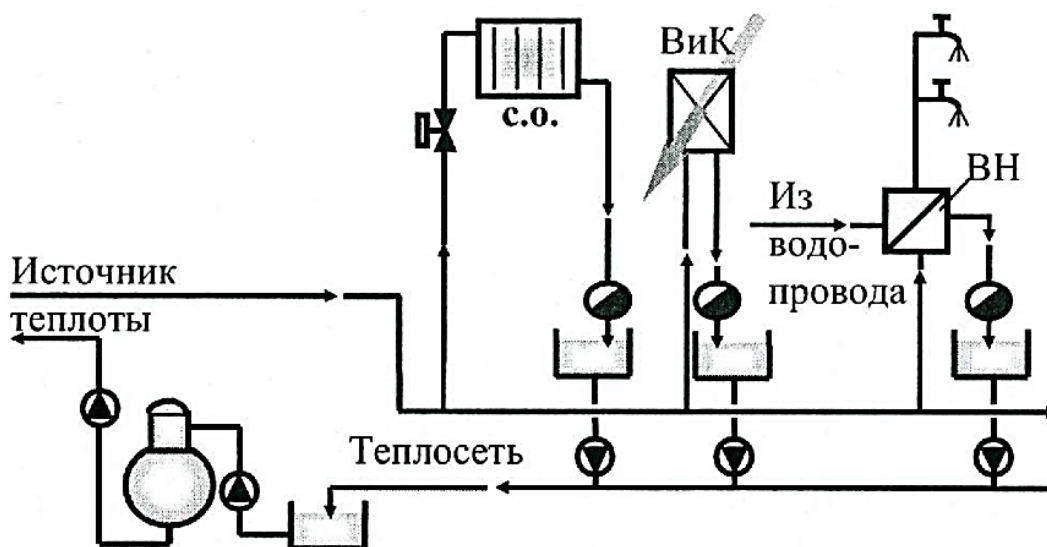


Рис. 1.20. Принципиальная схема однотрубной паровой системы теплоснабжения с возвратом конденсата

При соответствующем технико-экономическом обосновании вся система или отдельные ее части могут работать без возврата конденсата. Это, прежде всего, случаи загрязнения конденсата или вероятности такого загрязнения (например, мазутное хозяйство котельных). Кроме того, пар может использоваться как теплоноситель в теплообменниках смешивающего (контактного) типа, а также как технологическая эргонесущая среда (промышленные автоклавы, санитарная обработка и т. п.). Может быть также экономически обосновано использование конденсата на технологические и бытовые цели. В таких случаях схема системы теплоснабжения становится однотрубной без возврата конденсата.

Паровые системы могут быть многотрубными в случаях:

- большого суммарного расхода пара;
- неравномерности потребления пара разными потребителями;
- необходимости снабжения паром различных параметров.

В заключение обратим внимание на многочисленные примеры успешного применения комбинированных схем теплоснабжения. В таких схемах, преимущественно промышленных, тепловая сеть включает в себя водяные и паровые трубопроводы. Водяная часть системы обеспечивает нагрузку отопления и вентиляции, а паровая покрывает технологическую нагрузку. При этом и водяная, и паровая части системы могут складываться из трубопроводов различных параметров.

2. ТЕПЛОВЫЕ НАГРУЗКИ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Чтобы запроектировать эффективную и экономичную систему теплоснабжения (взаимодействующие между собой источник теплоты, теплосеть и абонентские вводы потребителей), необходимо, прежде всего, установить **расчетную тепловую нагрузку** этой системы, измеряемую в киловаттах или мегаваттах, в зависимости от величины объекта теплоснабжения. Равнозначными рассматриваются также термины: «**тепловой поток**», «**потребление (расход) теплоты**». С этой целью следует определить тепловую нагрузку для всех подключаемых к данной системе потребителей.

Баланс тепловой нагрузки в городской агломерации складывается из следующих составляющих:

- нагрузки отопления зданий различного назначения;
- нагрузки горячего водоснабжения зданий различных функций;
- нагрузки вентиляции и кондиционирования воздуха (только для общественно-бытовых зданий).

В случае если на территории, охваченной общей системой теплоснабжения, находятся также промышленные предприятия, то в тепловом балансе учитывается нагрузка промышленных потребителей теплоты на технологические цели.

2.1. Максимальные расходы теплоты

Максимальные тепловые нагрузки отопления Q_0^{\max} , вентиляции $Q_{\text{в}}^{\max}$ и горячего водоснабжения $Q_{\text{г}}^{\max}$ для жилых, общественных и производственных зданий при проектировании тепловых сетей следует принимать по соответствующим разделам проектов этих зданий. При отсутствии проектов отопления, вентиляции и горячего водоснабжения нагрузки допускается определять:

- для предприятий – по укрупненным ведомственным нормам, утвержденным в установленном порядке, либо по проектам аналогичных предприятий;
- для жилых и общественных зданий – по рекомендуемым в литературе укрупненным нормам расхода теплоты на единицу наружного объема отапливаемой площади, вентилируемого объема помещений, на одного проживающего и т. п.

Расчет по укрупненным нормам для отдельных зданий

1. Отопление. Расчетный (максимальный) расход теплоты на отопление отдельно стоящих зданий Q_0 , кВт, можно ориентировочно оценивать по выражению

$$Q_0^{\max} = 0,001 q_0 V, \quad (2.1)$$

где q_0 – расчетный показатель удельного максимального расхода теплоты на отопление, Вт/м³;

V – наружный объем (кубатура) отапливаемых зданий, м³.

Для расчетной разности температур 40 °С значение показателя q_0 можно принимать в соответствии со следующими рекомендациями:

1) для неутепленных зданий (среднее значение коэффициента теплопередачи для стен $k \leq 0,75$ Вт/(м²·К)):

- для индивидуального строительства – 35 Вт/м³;
- многоквартирного строительства – 21 Вт/м³;
- общественно-бытовых зданий – по табл. 2.1;
- зданий промышленного профиля – по табл. 2.2;

2) для утепленных зданий (среднее значение коэффициента теплопередачи для стен $k \leq 0,55$ Вт/(м²·К)):

- для индивидуального строительства – 25,5 Вт/м³;
- многоквартирного строительства – 15,3 Вт/м³;
- для общественных и промышленных зданий данные табл. 2.1 и 2.2 необходимо уменьшить на 25 %;

3) для зданий с особо высокими показателями энергосбережения (средний коэффициент теплопередачи для стен $k \leq 0,3$ Вт/(м²·К)):

- для индивидуального строительства – 18,0 Вт/м³;
- многоквартирного строительства – 11,5 Вт/м³;
- для общественных и промышленных зданий данные табл. 2.1 и 2.2 необходимо уменьшить на 40 %.

Примечание. Современные методы улучшения тепловой защиты и повышения теплоэнергоэффективности здания могут существенно снижать удельные показатели расхода теплоты на отопление по сравнению с приведенными выше.

Таблица 2.1

Удельный максимальный расход теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение для зданий общественно-бытового профиля

Вид здания	Удельный расход теплоты, Вт/м ³		
	q_0	q_{Γ}	$q_{\text{в}}$
1. Административно-управленческие	20,9	1,2	1,2
2. Отели, базы отдыха	20,9	11,6	7,0
3. Гастрономия	29,1	11,6	23,2
4. Розничная торговля	34,9	1,2	11,6
5. Транспорт:			
а) гаражи	18,6	–	–
б) гаражи многоуровневые	14,0	4,6	32,6
в) станции техобслуживания	18,6	4,6	23,2
6. Культура:			
а) клубы	20,9	3,5	11,6
б) кинотеатры	14,0	–	29,0
в) театры	16,3	2,3	18,6
г) музеи	18,6	1,2	8,1
7. Бани	25,6	16,3	23,2
8. Связь	19,8	1,2	2,3
9. Наука:			
а) НИИ	22,1	3,5	6,0
б) вузы	22,1	1,2	2,3
10. Соцобеспечение	23,3	6,0	4,6
11. Просвещение:			
а) детские сады	27,9	4,6	3,5
б) средние общеобразовательные учреждения	22,1	2,3	2,3
в) ПТУ	22,7	2,3	6,0
12. Спорт:			
а) спортклубы, спортзалы	20,9	6,0	11,6
б) спортзалы с бассейнами	20,9	10,5	19,8
13. Здравоохранение:			
а) аптеки	20,9	2,3	1,7
б) поликлиники	27,9	2,3	1,7
в) больницы	25,6	9,3	9,33

Таблица 2.2

Удельный максимальный расход теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение для промышленных зданий, Вт/м³

Отрасль	q_0	q_r	q_v
1. Электротехническая	23,2	3,5	20,9
2. Машиностроительная	23,5	2,3	14,0
3. Литейно-прокатная	21,5	2,3	19,0
4. Строительная	31,0	1,2	16,9
5. Продовольственная	19,5	2,3	16,9
6. Химическая	26,2	7,0	16,9
7. Кустарно-ремесленная	26,7	2,3	21,5

Для расчетной разности температур внутреннего и наружного воздуха, отличающейся от 40° С, показатель удельного расхода теплоты на отопление необходимо скорректировать пропорционально фактическому значению этой разности.

2. Горячее водоснабжение. Для жилых зданий необходимо сначала ориентировочно определить максимальное часовое потребление горячей воды G_r , кг/ч, по выражению

$$G_r^{\max} = g_r NK, \quad (2.2)$$

где g_r – средний часовой расход горячей воды на одного жителя, кг/(ч · чел.), который можно принимать $g_r = 5,4$ кг/(ч · чел.);

N – число потребителей, снабжаемых горячей водой от данного теплового пункта;

K – часовой коэффициент неравномерности водоразбора, принимаемый по табл. 2.3 в зависимости от числа жителей.

Таблица 2.3

Часовой коэффициент неравномерности потребления горячей воды

Число потребителей	50	100	150	200	300	500	1000	3000	6000
K	4,5	3,5	3,0	2,9	2,7	2,5	2,3	2,1	2,0

Тогда максимальный расход теплоты на ГВС Q_{Γ} составит, кВт,

$$Q_{\Gamma}^{\max} = \frac{1}{3600} G_{\Gamma}^{\max} c_p \Delta t_{\Gamma} a_1, \quad (2.3)$$

где c_p – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг · К), принимаемая равной $c_p = 4,19$ кДж/(кг · К);

Δt_{Γ} – расчетная разность температуры горячей и холодной воды, °С (для средних условий можно принимать $\Delta t_{\Gamma} = 55 - 5 = 50$ °С);

a_1 – коэффициент, учитывающий дополнительные потери теплоты при использовании групповых теплоцентров. Для индивидуальных тепловых пунктов принимается равным 1,0, а для групповых – по выражению

$$a_1 = 1 + \frac{\Delta t_d}{55}, \quad (2.4)$$

где Δt_d – допустимое охлаждение горячей воды на пути от группового теплоцентра до наиболее далекого здания (можно ориентировочно принимать $\Delta t_d = 5$ °С).

Для общественных и промышленных зданий расход теплоты на нужды ГВС можно ориентировочно определять по наружной кубатуре здания и показателю удельного максимального расхода теплоты на ГВС, q_{Γ} , Вт/м³, принимаемого по табл. 2.1 и 2.2, по выражению

$$Q_{\Gamma}^{\max} = 0,001 q_{\Gamma} V. \quad (2.5)$$

3. Вентиляция. Максимальный расход теплоты на нужды механической вентиляции $Q_{\text{в}}$, кВт, можно рассчитать по формуле

$$Q_{\text{в}}^{\max} = 0,001 q_{\text{в}} V_{\text{в}}, \quad (2.6)$$

где $q_{\text{в}}$ – удельный максимальный расход теплоты на нужды вентиляции, Вт/м³, принимаемый по данным табл. 2.1 и 2.2;

$V_{\text{в}}$ – внутренний объем только вентилируемых помещений, м³.

Примеры реальных температурных графиков в табличной и графической формах представлены в прил. П4 и на рис. П2.

Пример 2.1

Составить тепловой баланс для группы зданий в жилом квартале, подключаемых к тепловой сети.

Исходные данные

1. Кубатура и назначение зданий:

– жилые здания А, В, С – с кубатурой 12 000 м³;

- жилые здания D, E, F – с кубатурой $18\,000\text{ м}^3$;
- общественные здания:
- детский сад (Д) с кубатурой 2000 м^3 ;
- районный клуб (К) с кубатурой 4000 м^3 .

2. Число жителей:

- здания A, B, C – по 200 жителей каждое;
- здания D, E, F – по 250 жителей каждое.

3. Объем вентилируемых помещений:

- детский сад – 1000 м^3 ;
- районный клуб – 2000 м^3 .

4. Характеристика тепловой защиты ограждающих конструкций:

- жилые здания утеплены ($k < 0,55\text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$);
- здания клуба и детского сада утеплены.

Решение

Для текущей систематизации результатов расчетов предварительно готовим данные по форме табл. 2.4.

Таблица 2.4

Тепловой баланс группы зданий в жилом квартале

№ п/п	Обозначение здания	Q_0 , кВт	G_r , кг/ч	Q_r , кВт	Q_v , кВт	ΣQ , кВт
1	2	3	4	5	6	7
1	A	183,6	3132	182,1	–	365,7
2	B	183,6	3132	182,1	–	365,7
3	C	183,6	3132	182,1	–	365,7
4	D	275,4	3780	219,8	–	495,2
5	E	275,4	3780	219,8	–	495,2
6	F	275,4	3780	219,8	–	495,2
7	Д	41,8	–	9,2	3,5	54,5
8	К	62,8	–	14,0	23,2	100,0
Итого		1481,6	–	1228,9	26,7	2737,2

Расход теплоты на нужды отопления для всех зданий (столбец 3) определяем по формуле (2.1), принимая значения q_0 :

- для жилых зданий ($A - F$) – $15,3\text{ Вт}/\text{м}^3$ (для зданий утепленных);
- для здания детского сада – $20,9\text{ Вт}/\text{м}^3$ (по табл. 2.1, уменьшая соответствующий показатель на 25 %);

– для здания клуба – 15,7 Вт/м (по табл. 2.1, уменьшая показатель на 25 %).

Для определения расхода теплоты на нужды ГВС для жилых зданий предварительно рассчитываем максимальное часовое потребление горячей воды (столбец 4) по формуле (2.2), принимая коэффициент часовой неравномерности водоразбора по табл. 2.3 в соответствии с числом жителей:

- для зданий $A - C$: $N = 200 \Rightarrow K = 2,9$;
- для зданий $D - F$: $N = 250 \Rightarrow K = 2,8$.

После этого расход теплоты для этих зданий определяем по выражению (2.3) при условии, что $a = 1,0$ (индивидуальный теплоцентр).

Расходы теплоты на нужды ГВС для общественных зданий рассчитываем по формуле (2.4), принимая значения q_r по табл. 2.1:

- для здания детского сада – 4,6 Вт/м³;
- для здания клуба – 3,5 Вт/м³.

Результаты расчетов представляем в столбце 5 табл. 2.4.

Тепловые потоки на вентиляцию для общественных зданий (столбец 6) определяем по формуле (2.6), принимая значения q_v по табл. 2.1:

- для здания детского сада – 3,5 Вт/м³;
- для здания клуба – 11,6 Вт/м³.

Подводим итог составления теплового баланса для каждого здания (столбец 7) и по видам тепловой нагрузки (последняя строка).

Расчет по укрупненным нормам для городских территорий

На этапе технико-экономического обоснования (ТЭО), особенно для крупных объектов теплоснабжения, таких как жилые районы городов и населенные пункты, могут отсутствовать данные по теплопотреблению отдельных зданий. Расчет в этом случае ведется для всего пятна застройки с использованием статистических данных по расходам теплоты.

1. Отопление. Расчетный (максимальный) расход теплоты на отопление жилых и общественных зданий Q_0 , МВт, можно ориентировочно определить по выражению

$$Q_0^{\max} = q_0 F (1 + k_1) 10^{-6}, \quad (2.7)$$

где q_0 – укрупненный показатель максимального удельного расхода теплоты на отопление жилых зданий (на 1 м² общей площади), Вт/м²;

F – суммарная общая площадь квартир жилых зданий, м²;

k_1 – коэффициент, учитывающий расход теплоты на отопление общественных зданий, который при отсутствии более точных данных следует принимать равным 0,25.

На этапе ТЭО общую площадь квартир можно рассчитывать по планируемому числу жителей N , чел., и закладываемой в проект норме обеспеченности населения общей площадью f , м²/чел.

$$F = f \cdot N. \quad (2.8)$$

Показатель q_0 можно ориентировочно принимать в зависимости от климатической зоны и характеристик застройки по табл. 2.5.

Таблица 2.5

Укрупненный показатель максимального удельного расхода теплоты на отопление жилых зданий (на 1 м общей площади)

Число этажей	Характеристика тепловой защиты	q_0 , Вт/м ² , при расчетной температуре наружного воздуха для проектирования отопления, °С									
		-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45	-50	-55
1 – 2	Средняя эффективность ($k < 0,55$ Вт/(м ² · К))	153	160	194	201	218	222	225	230	242	257
3 – 4		97	103	111	119	128	137	140	152	160	171
5 и более		69	73	75	83	88	92	96	103	109	116

Примечание. Применяемые в настоящее время методы повышения тепловой защиты зданий (прогрессивные архитектурно-планировочные решения, современные теплоизоляционные материалы, автоматизация систем отопления и т. п.) могут значительно (до 40 %) уменьшать приведенные в таблице показатели, что необходимо предварительно приводить в соответствие с данными проектной организации.

2. Вентиляция. Расчетный (максимальный) расход теплоты на нужды механической вентиляции (только для общественных зданий) можно определить по выражению, МВт,

$$Q_B^{\max} = k_1 k_2 q_0 F \cdot 10^{-6}, \quad (2.9)$$

где k_2 – коэффициент, учитывающий расход теплоты на вентиляцию общественных зданий, который при отсутствии других данных следует принимать равным 0,6.

3. Горячее водоснабжение. Средний за отопительный сезон расход теплоты на горячее водоснабжение жилых и общественных зданий Q_{Γ}^{cp} рассчитывается по формуле, МВт,

$$Q_{\Gamma}^{\text{cp}} = \frac{1,2N(a + b)(55 - t_c)}{24 \cdot 3,6} c_p 10^{-6} \quad (2.10)$$

или по формуле

$$Q_{\Gamma}^{\text{cp}} = q_{\Gamma} N \cdot 10^{-6}, \quad (2.10^*)$$

где N – число жителей, чел.;

a – норма потребления горячей воды в жилых зданиях при температуре 55 °С на одного человека в сутки, л/(сут·чел.) (при стандартном уровне комфорта $a = 105$ л/(сут·чел.), при повышенном уровне $a = 115$ л/(сут·чел.) или более в соответствии с закладываемыми в проект нормами);

b – норма потребления горячей воды в общественных зданиях при температуре 55 °С на одного человека в сутки, л/(сут·чел.), которую при отсутствии данных можно принимать равной 25 л/(сут·чел.);

t_c – расчетная температура водопроводной воды в отопительный период, принимаемая при отсутствии данных равной 5 °С;

c_p – удельная массовая теплоемкость воды, принимаемая равной 4,19 кДж/(кг · К);

q_{Γ} – укрупненный показатель среднего удельного расхода теплоты на горячее водоснабжение на одного жителя, Вт/чел., который можно принимать по табл. 2.6.

Таблица 2.6

Укрупненный показатель среднего удельного расхода теплоты на горячее водоснабжение

Среднее суточное потребление горячей воды на одного жителя, л/(сут · чел.)	q_{Γ} с учетом водопотребления в общественных зданиях, Вт/чел.
85	320
90	332
105	376
115	407

После определения среднего расхода теплоты на ГВС максимальный расчетный тепловой поток на нужды горячего водоснабжения можно рассчитать по выражению

$$Q_{\Gamma}^{\max} = k_{\text{сут}} k_{\text{ч}} Q_{\Gamma}^{\text{ср}}, \quad (2.11)$$

где $k_{\text{сут}}$ и $k_{\text{ч}}$ – соответственно суточный и часовой коэффициенты неравномерности потребления горячей воды.

Принимая средние статистические значения $k_{\text{сут}} = 1,2$ и $k_{\text{ч}} = 2,0$, получим

$$Q_{\Gamma}^{\max} = 2,4Q_{\Gamma}^{\text{ср}}. \quad (2.11^*)$$

Пример 2.2

Для проектируемой тепловой сети в городской агломерации на этапе ТЭО составить тепловой баланс объекта теплоснабжения.

Исходные данные

1. Число жителей $N = 140$ тыс. чел.
2. Расчетная температура для проектирования отопления $t_{\text{н}}^{\text{оп}} = -25$ °С.
3. Норма обеспеченности общей площадью квартир $f = 20\text{м}^2/\text{чел}$.
4. Преобладающая этажность застройки – 5 этажей.
5. Эффективность тепловой защиты – средняя.

Решение

Определяем суммарную общую площадь квартир жилых зданий по формуле (2.8)

$$F = f \cdot N = 20 \cdot 140\,000 = 2\,800\,000 \text{ м}^2.$$

Значение укрупненного показателя максимального удельного расхода теплоты на отопление принимаем по табл. 2.5 (для расчетной температуры -25 °С и этажности 5 и более) $q_0 = 83$ Вт/м².

Максимальный тепловой поток на отопление жилых и общественных зданий определяем по формуле (2.7), принимая $k_1 = 0,25$:

$$Q_0^{\max} = q_0 F (1 + k_1) 10^{-6} = 83 \cdot 2\,800\,000 (1 + 0,25) 10^{-6} = 290,5 \text{ МВт}.$$

Максимальный тепловой поток на нужды приточной вентиляции общественных зданий находим по формуле (2.9), принимая $k_1 = 0,6$:

$$Q_B^{\max} = k_1 k_2 q_0 F \cdot 10^{-6} = 0,25 \cdot 0,6 \cdot 83 \cdot 2800000 \cdot 10^{-6} = 34,86 \text{ МВт.}$$

Показатель среднего удельного расхода теплоты на нужды ГВС в жилых и общественных зданиях принимаем по табл. 2.6, закладывая в проект стандартный уровень комфорта: $q_r = 376 \text{ Вт/чел.}$

Тогда средний тепловой поток на горячее водоснабжение для всех зданий можно определить по выражению (2.10*)

$$Q_r^{\text{cp}} = q_r N \cdot 10^{-6} = 376 \cdot 140000 \cdot 10^{-6} = 52,64 \text{ МВт.}$$

Максимальный расход теплоты на ГВС определим по формуле (2.11*):

$$Q_r^{\max} = 2,4 Q_r^{\text{cp}} = 2,4 \cdot 52,64 = 126,34 \text{ МВт.}$$

Результаты расчетов и их предварительный анализ представляем в виде табл. 2.7.

Таблица 2.7

Расчетные тепловые нагрузки проектируемой тепловой сети

Статья теплопотребления	Q, МВт	q, Вт/чел.	%
Отопление	290,5	2075	64,3
Вентиляция	34,86	249	7,7
ГВС _{max}	126,34	902	28,0
Всего	451,7	3226	100

2.2. Зависимость тепловой нагрузки от температуры наружного воздуха

Выше рассмотрено определение максимальных тепловых нагрузок, соответствующих расчетным температурным условиям. С ростом температуры наружного воздуха тепловая нагрузка соответственно снижается. Подача потребителям количества теплоты, точно соответствующего текущим параметрам наружного воздуха, является важнейшим принципом центрального регулирования тепловой нагрузки, обеспечивающим наивысшую эффективность использования топлива на источнике теплоты и смягчающим неизбежные противоречия между центральным и местным регулированием.

Отопление

Расход теплоты на отопление имеет место только в отопительном сезоне, который, например, для Санкт-Петербурга продолжается в среднем 220 суток. За температуру начала отопительного сезона и его окончания в нашей стране принята средняя суточная температура наружного воздуха $+8\text{ }^{\circ}\text{C}$ (для сравнения: в Польше $+12\text{ }^{\circ}\text{C}$). В современных экономических условиях начало и окончание отопительного сезона могут наступать по требованию потребителей теплоты, особенно при наличии автономного источника теплоты.

В соответствии с законами теплообмена теплопотери здания прямо пропорциональны текущей разности температур внутреннего $t_{\text{в}}$ и наружного $t_{\text{н}}$ воздуха. Сформулируем понятие относительного расхода теплоты на отопление φ_0 как отношение текущего Q_0 и максимального Q_0^{max} расходов теплоты на эти цели

$$\varphi_0 = Q_0/Q_0^{\text{max}} \text{ или } Q_0 = \varphi_0 Q_0^{\text{max}}. \quad (2.12)$$

Тогда вышеупомянутая зависимость для текущей температуры наружного воздуха $t_{\text{н}}$ при расчетной температуре $t_{\text{н}}^{\text{оп}}$ будет иметь вид

$$\varphi_0 = \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}^{\text{оп}}} \quad 2.13$$

За верхнюю границу производительности источника теплоты принимается нагрузка, соответствующая расчетной отопительной температуре. Поэтому уравнение (2.13) справедливо только в диапазоне температуры $+8 \geq t_{\text{н}} \geq t_{\text{н}}^{\text{оп}}$.

При более низких температурах наружного воздуха система отопления уже не компенсирует дополнительных теплопотерь зданий, что может приводить к понижению температуры воздуха в отапливаемых помещениях. Но такое понижение наружной температуры обычно непродолжительно, и возможное снижение температуры внутреннего воздуха незначительно.

Вентиляция

По аналогии с формулой (2.13) сформулируем понятие относительного расхода теплоты на вентиляцию $\varphi_{\text{в}}$ как отношение текущего $Q_{\text{в}}$ и максимального $Q_{\text{в}}^{\text{max}}$ расхода теплоты на эти цели $\varphi_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{в}}}{Q_{\text{в}}^{\text{max}}}$

$$\text{или } Q_{\text{в}} = \varphi_{\text{в}} Q_{\text{в}}^{\text{max}}. \quad (2.14)$$

С целью экономии тепловой энергии в системах вентиляции и предотвращения замерзания калориферов в наиболее холодный период года применяется ограничение поступления свежего наружного воздуха, если это допустимо по гигиеническим требованиям. Чаще всего используется способ с частичной рециркуляцией вытяжного воздуха (рис. 2.1).

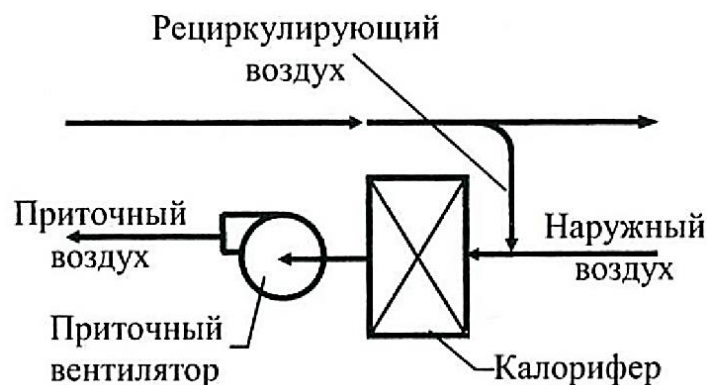


Рис. 2.1. Принципиальная схема рециркуляции в системах приточной вентиляции

Температура наружного воздуха, при которой начинает применяться ограничение поступления наружного воздуха описанными выше способами, можно условно называть расчетной температурой для проектирования вентиляции t_H^{BP} . Например, для Санкт-Петербурга значение этого показателя составляет $t_H^{BP} = -11$ °С. От начала отопительного сезона в диапазоне температуры $+8 \geq t_H \geq t_H^{BP}$ будет действительно выражение

$$\varphi_B = \frac{t_B - t_H}{t_B - t_H^{BP}}. \quad (2.15)$$

При более низких температурах в диапазоне $t_H^{BP} > t_H \geq t_H^{OP}$, когда применяется рециркуляция, нагрузка вентиляции не растет и выполняется условие $\varphi_B = 1,0$. Следует подчеркнуть, что ограничение поступления свежего воздуха в принципе допустимо только в помещениях, где не выделяются вредные для здоровья людей вещества, а задача вентиляции – только ассимиляция тепло- и влагоизбытков.

Горячее водоснабжение

Тепловая нагрузка горячего водоснабжения в отопительном периоде рассматривается как не зависящая от температуры наружного воздуха. Необходимо, однако, учитывать условно ступенчатый переход от величины зимней нагрузки Q_{Γ}^{\max} к летней нагрузке $Q_{\Gamma}^{\text{л.}\max}$ по окончании отопительного сезона в соответствии с выражением

$$Q_{\Gamma}^{\text{л.}\max} = Q_{\Gamma}^{\max} \beta \frac{t_h^{\text{cp}} - t_c^{\text{л}}}{t_h^{\text{cp}} - t_c^{\text{з}}}, \quad (2.16)$$

где t_h^{cp} – средняя температура горячей воды в точке водоразбора;

$t_c^{\text{л}}$ – средняя температура водопроводной воды в летнем сезоне;

$t_c^{\text{з}}$ – то же в отопительном сезоне;

β – коэффициент, учитывающий естественное снижение потребности в горячей воде в летнее время, который можно ориентировочно принимать равным:

– для жилых и общественных зданий – $\beta = 0,8$;

– для промышленных потребителей – $\beta = 1,0$;

– для курортных местностей – $\beta = 1,5$.

Для случая жилых зданий, подставляя в формулу (2.16) средние значения $\beta = 0,8$; $t_h^{\text{cp}} = 55 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_c^{\text{з}} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_c^{\text{л}} = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$, получим

$$Q_{\Gamma}^{\text{л.}\max} = 0,64 \cdot Q_{\Gamma}^{\max}. \quad (2.16^*)$$

Аналогично для средней нагрузки в неотапительном сезоне

$$Q_{\Gamma}^{\text{л.}\text{cp}} = 0,64 \cdot Q_{\Gamma}^{\text{cp}}. \quad (2.16^{**})$$

Пример 2.3

Для данных, полученных в примере 2.2, выполнить расчет зависимости тепловых нагрузок от температуры наружного воздуха.

Исходные данные (дополнительно к примеру 2.2)

1. Вентиляционная расчетная температура $t_{\text{н}}^{\text{вп}} = -6 \text{ }^{\circ}\text{C}$.
2. Температура воздуха в отапливаемых помещениях $t_{\text{в}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$.
3. Расчетные расходы теплоты – по табл. 2.7.

Решение

Используя формулы (2.12) – (2.16*), рассчитываем изменение тепловой нагрузки в зависимости от температуры наружного воздуха для каждого вида потребления при нескольких промежуточных значениях температуры. Результаты представляем в табл. 2.8.

Таблица 2.8

Зависимость расходов теплоты городской агломерации
от температуры наружного воздуха

Обозначение	Единица измерения	Значение при $t_n, ^\circ\text{C}$							
		-20	-15	-10	-6	0	+5	+8	Лето
φ_o	–	1,0	0,921	0,789	0,684	0,526	0,395	0,316	0
Q_o	МВт	290,5	267,55	229,20	198,7	152,8	114,75	91,80	0
φ_B	–	1,0	1,0	1,0	1,0	0,769	0,577	0,461	0
Q_B	МВт	34,86	34,86	34,86	34,86	26,81	20,11	16,07	0
Q_r	МВт	126,34	126,34	126,34	126,34	126,34	126,34	126,34	80,86
$\sum Q_{\max}$	МВт	451,7	428,75	390,4	359,9	305,95	261,2	234,21	80,86

2.3. Годовые расходы теплоты

Годовой расход теплоты служит важнейшей интегральной характеристикой теплопотребления, необходимой для определения годовой потребности в топливе и для различного рода экономических расчетов. Годовой расход теплоты на нужды отопления, $Q_o^{\text{год}}$, ГДж, при продолжительности отопительного сезона n_o суток составит (подставляя тепловую нагрузку в мегаваттах).

$$Q_o^{\text{год}} = Q_o^{\text{cp}} n_o \cdot 24 \cdot 3600 \cdot 10^{-3} = 86,4 Q_o^{\text{cp}} n_o, \quad (2.17)$$

где Q_o^{cp} – средняя нагрузка отопления за отопительный сезон, которую можно определить по средней температуре наружного воздуха в течение отопительного сезона $t_n^{\text{o, cp}}$ по формуле

$$Q_o^{\text{cp}} = Q_o^{\max} \frac{t_B - t_n^{\text{o, cp}}}{t_B - t_n^{\text{op}}}. \quad (2.18)$$

Значения $t_n^{\text{o, cp}}$, а также других климатологических характеристик принимаются по СНиП 23-01-99* Строительная климатология.

Годовой расход теплоты на нужды вентиляции $Q_B^{\text{год}}$, ГДж, при средней суточной продолжительности работы систем вентиляции Z_B , ч, составит (подставляя тепловую нагрузку вентиляции в мегаваттах).

$$Q_B^{\text{год}} = Q_B^{\text{cp}} n_o Z_B \cdot 3600 \cdot 10^{-3}, \quad (2.19)$$

где $Q_{\text{в}}^{\text{ср}}$ – средняя за отопительный сезон нагрузка вентиляции, которую по аналогии с (2.18) можно определить как

$$Q_{\text{о}}^{\text{ср}} = Q_{\text{о}}^{\text{max}} \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}^{\text{о.ср}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}^{\text{оп}}}. \quad (2.20)$$

В отличие от отопления и вентиляции (сезонные нагрузки) горячее водоснабжение является круглогодичной нагрузкой. Годовой расход теплоты на нужды ГВС $Q_{\text{г}}^{\text{год}}$, ГДж, при продолжительности летнего периода планового перерыва в работе сети (на ремонт и обслуживание) $n_{\text{рем}}$, сут., и при средней суточной продолжительности водоразбора $z_{\text{г}} = 18$ ч/сут. составит

$$\begin{cases} Q_{\text{г}}^{\text{год}} = [Q_{\text{г}}^{\text{ср}} n_{\text{о}} + Q_{\text{г}}^{\text{л.ср}} (365 - n_{\text{о}} - n_{\text{рем}})] 18 \cdot 3600 \cdot 10^{-3}, \\ Q_{\text{г}}^{\text{год}} = 64,8 [Q_{\text{г}}^{\text{ср}} n_{\text{о}} + Q_{\text{г}}^{\text{л.ср}} (365 - n_{\text{о}} - n_{\text{рем}})]. \end{cases} \quad (2.21)$$

Суммарный годовой расход теплоты на теплоснабжение городской агломерации составит

$$Q^{\text{год}} = Q_{\text{о}}^{\text{год}} + Q_{\text{в}}^{\text{год}} + Q_{\text{г}}^{\text{год}}. \quad (2.22)$$

Если предприятие теплоснабжения само производит теплоту, то годовую потребность в топливе $B_{\text{г}}$, тыс. м³/г (для газа) или т/г (для жидкого и твердого топлива) можно определить по выражению

$$B_{\text{г}} = \frac{\sum Q^{\text{год}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} n_{\text{ит}}^{\text{бр}}}, \quad (2.23)$$

в котором $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ – низшая теплота сгорания топлива, МДж/м³ (для газа) или МДж/кг (для жидкого и твердого топлива); $n_{\text{ит}}^{\text{бр}}$ – замыкающий коэффициент полезного использования топлива в системе теплоснабжения (брутто, т. е. с учетом собственного потребления источника теплоты и сетевых потерь).

Пример 2.4

Для проектируемой тепловой сети в соответствии с данными из примеров 2.2 и 2.3 определить годовой расход теплоты и потребность в газовом топливе для источника теплоты.

Исходные данные (дополнительно к примерам 2.2 и 2.3)

1. Средняя за отопительный сезон температура наружного воздуха $t_{\text{н}}^{\text{о.ср}} = 0,6$ °С.

2. Продолжительность отопительного сезона – 180 сут.

3. Время использования систем вентиляции $z_{\text{в}} = 12$ ч/сут.
4. Низшая теплота сгорания газа – $35,6$ МДж/м³.
5. Коэффициент использования топлива $n_{\text{ит}}^{\text{бр}} = 0,92$.
6. Плановый перерыв в работе тепловой сети на ремонт и обслуживание $n_{\text{рем}} = 15$ сут.

Решение

Средняя за отопительный сезон нагрузка отопления по формуле (2.18)

$$Q_o^{\text{cp}} = Q_o^{\text{max}} \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}^{\text{o,cp}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}^{\text{op}}} = 290,5 \frac{20 - 0,6}{20 - (-20)} = 140,89 \text{ МВт.}$$

Годовой расход теплоты на отопление по выражению (2.17) составит

$$Q_o^{\text{год}} = 86,4 Q_o^{\text{cp}} n_o = 86,4 \cdot 140,89 \cdot 180 = 2\,191\,121 \text{ ГДж.}$$

Средняя за отопительный сезон нагрузка вентиляции по формуле (2.20)

$$Q_{\text{в}}^{\text{cp}} = Q_{\text{в}}^{\text{max}} \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}^{\text{o,cp}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}^{\text{бр}}} = 34,86 \frac{20 - 0,6}{20 - (-6)} = 26,01 \text{ МВт.}$$

Годовой расход теплоты на нужды вентиляции находим по (2.19)

$$Q_{\text{в}}^{\text{год}} = Q_{\text{в}}^{\text{cp}} n_o z_{\text{в}} \cdot 3600 \cdot 10^{-3} = 26,01 \cdot 180 \cdot 12 \cdot 3600 \cdot 10^{-3} = 202\,254 \text{ ГДж.}$$

Годовой расход теплоты на ГВС определим по (2.21)

$$Q_{\text{г}}^{\text{год}} = 64,8 [Q_{\text{г}}^{\text{cp}} n_o + Q_{\text{г}}^{\text{л,cp}} (365 - n_o - n_{\text{рем}})] = 27 [126,34 \cdot 180 + 78,33 (365 - 180 - 15)] = 973\,547 \text{ ГДж.}$$

Суммарный годовой расход теплоты на теплоснабжение в проектируемой тепловой сети рассчитывается в соответствии с формулой (2.22):

$$Q^{\text{год}} = Q_o^{\text{год}} + Q_{\text{в}}^{\text{год}} + Q_{\text{г}}^{\text{год}} = 2191121 + 202254 + 973547 = 3\,366\,922 \text{ ГДж.}$$

Теперь годовую потребность в топливе с известной теплотворной способностью можно определить по формуле (2.23)

$$B_{\text{г}} = \frac{\sum Q^{\text{год}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} n_{\text{ит}}^{\text{бр}}} = \frac{3366922}{35,6 \cdot 0,92} = 102\,800 \text{ м}^3/\text{г.}$$

2.4. Графики расходов теплоты

Графики расходов теплоты на теплоснабжение (так называемые годовые графики) являются полезным и наглядным инструментом анализа и решения задач теплоснабжения. Составление таких графиков помогает обоснованно принять параметры при проектировании источника теплоты и его последующей эксплуатации. Упрощается подбор котлов и основного оборудования котельной, точнее устанавливаются время работы источника и отдельных котлов в его составе, продолжительность поддержания различных тепловых нагрузок. Более достоверно планируется время поставки топлива, и решаются многие другие технико-экономические задачи теплоснабжения. Обычно применяются два типа годовых графиков:

- график тепловых нагрузок в зависимости от температуры наружного воздуха;

- график продолжительности поддержания тепловых нагрузок.

Поскольку оба графика имеют одинаковую ось ординат (ось тепловых нагрузок) и тесно связаны друг с другом, рекомендуется построение общего годового графика (рис. 2.2). Такой график имеет общую ось ординат со шкалой, удобной для размещения суммарной максимальной тепловой нагрузки проектируемого объекта теплоснабжения, и две противоположно направленные оси абсцисс:

- ось температуры наружного воздуха со шкалой, достаточной для предела от $+8\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $t_{\text{н}}^{\text{оп}}$ (с произвольным отрезком «лето»);

- ось времени в шкале, достаточной для размещения всего периода работы тепловой сети (при круглогодичной работе теплосети $n_{\text{с}} = 8400\text{ ч}$; при плановом летнем перерыве $n_{\text{рем}} = 15\text{ сут} = 360\text{ ч}$).

Левая часть общего годового графика представляет собой графическую интерпретацию сформулированных в п. 2.2 зависимостей тепловых нагрузок от температуры наружного воздуха в соответствии с формулами (2.12) – (2.16**).

Для построения правой части графика необходимы данные о продолжительности стояния температур наружного воздуха в течение года. Такие данные можно найти в справочных изданиях по строительной климатологии.

Форма представления таких данных может быть табличной или графической, при этом графическая форма имеет ограниченную точность и поэтому более иллюстративное значение. Продолжительности стояния как очень низких, так и очень высоких температур очень малы, и они не могут достоверно определяться по графикам.

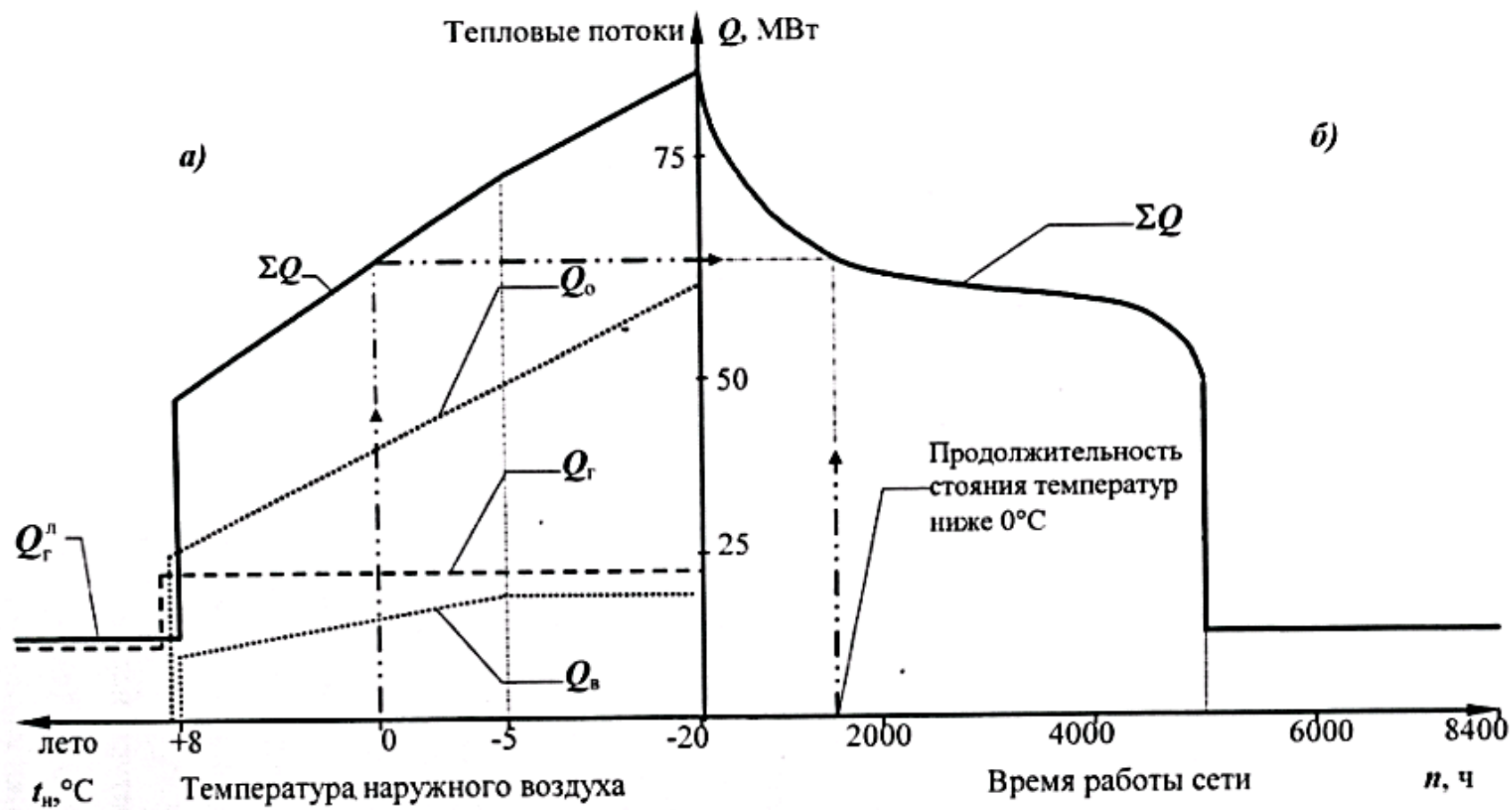


Рис. 2.2. Годовые графики расходов теплоты: а – в зависимости от температуры наружного воздуха; б – по продолжительности тепловых нагрузок

Для ориентировочного определения продолжительности стояния температур существуют формулы. Одна из таких формул позволяет определить продолжительность стояния n_{t_n} , сут., для температуры наружного воздуха ниже данного значения t_n в зависимости от расчетной температуры для проектирования отопления и средней температуры наиболее теплого месяца в году $t_n^{cp.max}$

$$n_{t_n} = 365 \left(\frac{t_n - t_n^{op}}{t_n^{cp.max} - t_n^{op}} \right)^2. \quad (2.24)$$

Необходимо, однако, отметить, что формула (2.24) дает приемлемые результаты в диапазоне изменения наружной температуры $t_n^{cp.max} \geq t_n \geq t_n^{op}$, в котором значение n_{t_n} изменяется от 365 суток до нуля.

Построение правой части графика заключается в поочередном откладывании продолжительности стояния определенной температуры наружного воздуха на оси абсцисс и нахождении ее пересечения с соответствующей этой температуре тепловой нагрузкой, определяемой по левой части сводного графика (см. рис. 2.2).

3. РЕГУЛИРОВАНИЕ ОТПУСКА ТЕПЛОТЫ

Задачей регулирования является создание оптимального теплового и гидравлического режимов работы системы теплоснабжения: источника теплоты, тепловой сети и потребителей. Такой режим обеспечивает подачу потребителям необходимого количества теплоты в виде теплоносителя определенных параметров. На источнике теплоты оптимальный режим обеспечивает минимально необходимое потребление топлива, максимальную эффективность работы насосов, теплообменников и других сетевых устройств.

Регулирование может быть центральным, местным и комбинированным. Центральное регулирование осуществляется на источнике тепла и охватывает целый район теплоснабжения. Местное регулирование осуществляется непосредственно у потребителей теплоты и может выполняться в два этапа:

– посредством устройств автоматического регулирования, находящихся в составе теплоцентра (такое регулирование охватывает одно здание, обслуживаемое индивидуальным абонентским вводом, или несколько зданий, подключенных к групповому теплоцентру);

– при помощи регуляторов, находящихся непосредственно на приборах внутренних систем (такое регулирование охватывает только зону действия данного прибора, например помещения).

Местное регулирование определяет условия использования теплоты у потребителей. Но, позволяя минимизировать потребление энергии во внутренних системах, оно может не соответствовать общим требованиям экономии энергии во всем комплексном процессе производства, транспортировки и потребления теплоты. Часто действие устройств местного регулирования даже находится в противоречии с условиями оптимального регулирования на источнике теплоты.

Важной особенностью центрального регулирования считается возможность повышения энергоэффективности всей системы теплоснабжения. Только центральное регулирование температуры, давления и расхода теплоносителя в тепловой сети может минимизировать потери теплоты и расход электроэнергии на прокачку теплоносителя и соответственно эксплуатационные расходы. В пособии рассматриваются преимущественно задачи центрального регулирования отпуска теплоты.

3.1. Регулирование нагрузки отопления

Благодаря тепловой инерции ограждающих конструкций и теплоаккумулирующей способности зданий (вместе с находящейся в помещениях обстановкой), а также допускам на поддержание температуры в отапливаемых помещениях, возможно центральное регулирование не по текущей нагрузке отопления, а по усредненной за некоторый отрезок времени (например, за сутки). Регулирование мгновенной теплоотдачи является задачей устройств местного регулирования.

Регулирование поступления теплоты в помещения можно осуществлять путем изменения трех параметров:

- расхода теплоносителя G_0 ;
- температуры теплоносителя на входе в систему t_1 ;
- числа часов работы системы отопления Z_0 .

В зависимости от применения этих способов различают следующие методы регулирования:

1. Качественное ($G_o = \text{const}$; $z_o = 24$ ч/сут; $t_1 \neq \text{const}$).
2. Количественное ($G_o \neq \text{const}$; $z_o = 24$ ч/сут; $t_1 = \text{const}$).
3. Качественно-количественное ($G_o \neq \text{const}$; $z_o = 24$ ч/сут; $t_1 \neq \text{const}$).
4. Регулирование пропусками ($G_o = \text{const}$; $z_o < 24$ ч/сут; $t_1 = \text{const}$).

Методы 1 – 3 имеют общее название способов непрерывного регулирования, а метод 4 называется прерывистым регулированием.

Непрерывное регулирование

Для дальнейшего рассмотрения задач регулирования отпуска теплоты установим систему температурных обозначений для систем отопления (рис. 3.1). Все расчетные температуры обозначаются верхним индексом «р». Для упрощения пункт подмешивания на рисунках всегда изображается в виде клапана смешения (без насоса и элементов автоматики), что не имеет принципиального значения для рассмотрения вопроса.

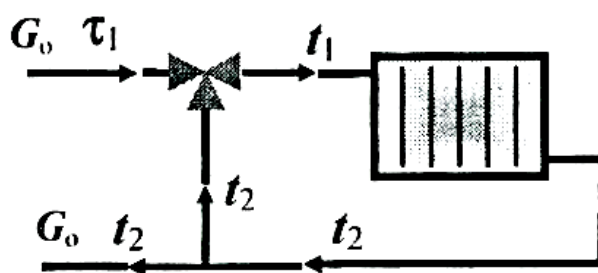


Рис. 3.1. Основные температурные обозначения при регулировании отопления

Расчет регулирования в любом случае заключается в определении температур и расходов теплоносителей, участвующих в процессе доставки теплоты. В нашем случае следует определить температуры воды:

- в подающем трубопроводе теплосети τ_1 ;
- в подающем трубопроводе системы отопления t_1 ;
- в обратном трубопроводе системы отопления t_2 , а также расход сетевой воды на нужды отопления G_o .

Это можно сделать при помощи трех основных уравнений регулирования отопления, базирующихся на теории теплообмена:

$$\tau_1 = \delta t_p \varphi_o^{\frac{1}{1+n}} + t_B + (0,5 + u) \Delta t_p \frac{\varphi_o}{\alpha_o}, \quad (3.1)$$

$$t_1 = \delta t_p \varphi_o^{\frac{1}{1+n}} + t_B + 0,5 \Delta t_p \frac{\varphi_o}{\alpha_o}, \quad (3.2)$$

$$t_2 = \delta t_p \varphi_o^{\frac{1}{1+n}} + t_B - 0,5 \Delta t_p \frac{\varphi_o}{\alpha_o}, \quad (3.3)$$

в которых δt_p – расчетная разность температуры на приборах системы отопления, °С, определяемая по формуле

$$\delta t_p = \frac{t_1^p + t_2^p}{2} - t_B, \quad (3.4)$$

где φ_o – относительный расход теплоты на отопление, определяемый по выражению (2.12);

t_B – температура воздуха в отапливаемых помещениях, °С;

u – коэффициент подмешивания, представляющий собой отношение расходов обратной и сетевой воды в пункте подмешивания, который можно определить через расчетный расход температуры воды:

$$u = \frac{\tau_1^p - t_1^p}{t_1^p - t_2^p}, \quad (3.5)$$

Δt_p – расчетный перепад температуры в системе отопления, °С

$$\Delta t_p = t_1^p - t_2^p, \quad (3.6)$$

α_o – относительный расход сетевой воды на нужды отопления, равный отношению текущего G_o и расчетного G_o^p расходов:

$$\alpha_o = G_o / G_o^p, \quad (3.7)$$

n – комплексный коэффициент, учитывающий схему системы отопления, способ подключения нагревательных приборов и конструкцию самих приборов. Для традиционных инженерных решений современных систем отопления рекомендуемое значение этого коэффициента составляет 0,25 – 0,33.

При $n = 0,33$ формулы (3.1) – (3.3) принимают наиболее распространенный вид:

$$\tau_1 = \delta t_p \varphi_o^{0,75} + t_B + (0,5 + u) \Delta t_p \frac{\varphi_o}{\alpha_o}, \quad (3.1^*)$$

$$t_1 = \delta t_p \varphi_o^{0,75} + t_B + 0,5 \Delta t_p \frac{\varphi_o}{\alpha_o}, \quad (3.2^*)$$

$$t_2 = \delta t_p \varphi_o^{0,75} + t_B - 0,5 \Delta t_p \frac{\varphi_o}{\alpha_o}. \quad (3.3^*)$$

Примечание. Некоторые авторы рекомендуют показатель степени в (3.1*) – (3.3*) принимать равным 0,8.

Качественное регулирование соответствует условию $\alpha_o = 1,0$ и является самым простым для осуществления, поскольку не требует регулирования расхода теплоносителя в сети в течение отопительного сезона. Но существенным недостатком этого метода является так называемая «сезонная разрегулировка» систем отопления в многоэтажных зданиях.

Количество воды, затекающей в приборы, даже при насосной циркуляции зависит от гравитационной разности давлений в системе. Но эта разность с изменением перепада температур в системе изменяется нелинейно, из-за чего происходит перегрев верхних этажей и недогрев нижних.

Для предотвращения этого явления следует изменять расход сетевой воды одновременно с изменением ее температуры. Закон этого изменения для двухтрубных систем имеет вид

$$\alpha_o = \varphi_o^{0,33}, \quad (3.8)$$

а для однотрубных

$$\alpha_o = \varphi_o^{\frac{n}{1+n}} \cong \varphi_o^{0,25}. \quad (3.8^*)$$

Такой способ регулирования называется оптимальным качественно-количественным. Принципы качественного и качественно-количественного регулирования иллюстрируют графики, приведенные на рис. 3.2.

Для нахождения закономерностей количественного регулирования формулу (3.1) необходимо решить относительно α_o

$$\alpha_o = \frac{(0,5 + u) \Delta t_p \varphi_o}{\tau_1 - \delta t_p \varphi_o^{\frac{1}{1+n}} - t_B}. \quad (3.9)$$

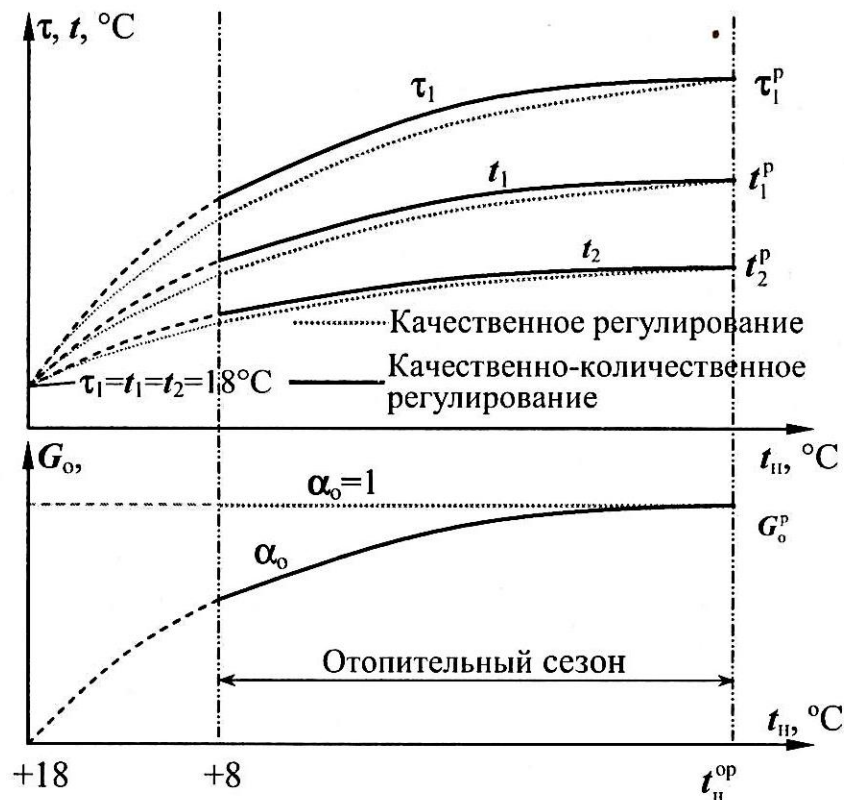


Рис. 3.2. Графики качественного и оптимального качественно-количественного регулирования нагрузки отопления

Необходимо отметить, что при количественном регулировании с ростом температуры наружного воздуха значение α_o по выражению (3.8) уменьшается очень быстро. При малых расходах воды системы отопления подвержены разрегулировке и работают неустойчиво. Поэтому этот способ регулирования применяется лишь на небольших отрезках отопительного сезона, и расход сетевой воды на отопление не может быть меньше 60 % от расчетного ($\alpha_o \geq 0,6$).

Регулирование пропусками

При регулировании пропусками (прерывистое регулирование) изменению подлежит только количество часов работы систем отопления в течение суток, z_o , ч/сут. в соответствии с выражением

$$z_o = 24 \frac{\varphi_o}{\varphi_o^{\text{нп}}} = 24 \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}^{\text{нп}}}, \quad (3.10)$$

в котором $t_{\text{н}}^{\text{нп}}$ – температура наружного воздуха, при которой начато регулирование пропусками.

Для предотвращения чрезмерных колебаний температуры в отапливаемых помещениях значение z_0 не должно быть меньше минимально допустимого значения z_0^{\min} , зависящего от теплоаккумулирующей способности зданий и климатической зоны. Ориентировочно можно принимать

– $z_0^{\min} = 16 - 18$ ч/сут – для зданий с высокими характеристиками тепловой защиты;

– $z_0^{\min} = 18 - 20$ ч/сут – для зданий со средними показателями защиты.

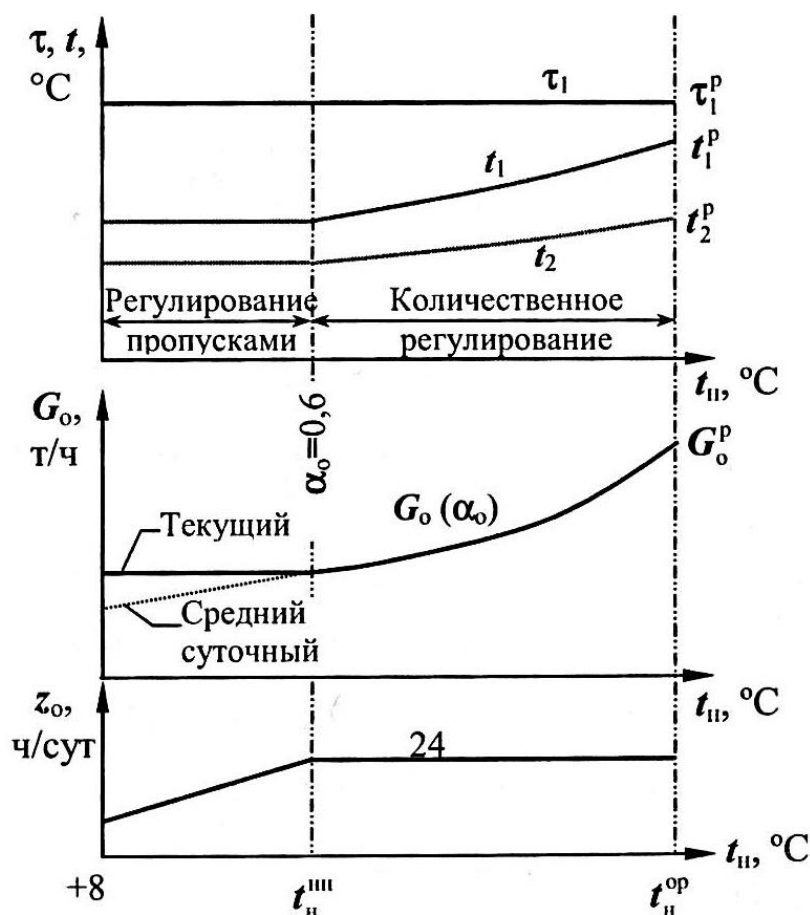


Рис. 3.3. Графики качественного регулирования нагрузки отопления и регулирования пропусками

Графики, приведенные на рис. 3.3, иллюстрируют принципы регулирования нагрузки отопления количественным способом и пропусками. Именно в такой последовательности применяются обычно эти способы.

Количественное регулирование применяется до достижения минимально допустимого значения $\alpha_o = 0,6$, а от этого момента следует использовать регулирование пропусками.

Расходы теплоносителя в тепловой сети на отопление – расчетный G_o^p и текущий G_o – при данной наружной температуре, кг/с, при любом способе регулирования определяются по выражениям (подставляя нагрузку в МВт):

$$G_o^p = \frac{Q_o^{\max} 10^{-3}}{(\tau_1^p - t_2^p) c_p}, \quad (3.11)$$

$$G_o = \frac{Q_o 10^{-3}}{(\tau_1 - t_2) c_p} = \alpha_o G_o^p. \quad (3.12)$$

3.2. Регулирование нагрузки вентиляции

В соответствии с технологическим назначением вентиляции регулирование ее тепловой нагрузки должно обеспечить такие тепловой и гидравлический режимы работы вентиляционных установок, которые бы создали необходимую температуру приточного воздуха на выходе из калориферов. Существуют два способа регулирования теплоотдачи калориферов:

- изменение расхода первичного (сетевого) теплоносителя (регулирование «по воде»);
- изменение расхода воздуха, протекающего через калорифер (регулирование «по воздуху»).

Регулирование «по воде». Расчет регулирования всегда сводится к определению температур и расходов теплоносителей. Поскольку вентиляция является «пассивным» потребителем, температура воды на входе в калориферы не зависит от работы вентиляции и равна температуре сетевой воды τ_1 . Поэтому определению подлежат температура обратной воды на выходе из калориферов $\tau_{2в}$, а также расход сетевой воды на покрытие нагрузки вентиляции G_B (рис. 3.4).

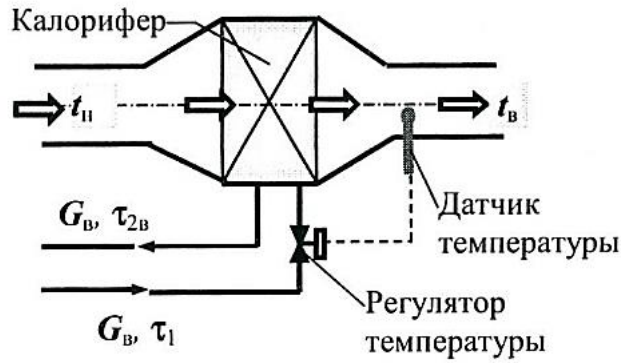


Рис. 3.4. Схема регулирования нагрузки вентиляции «по воде»

В большинстве современных калориферов коэффициент теплопередачи k пропорционален скорости движения воды w_B

$$k \approx bw_B^{0,15}, \quad (3.13)$$

а действующая разность температур на поверхности теплообмена может рассматриваться как средняя арифметическая

$$\delta t = \frac{\tau_1 + \tau_{2B}}{2} - \frac{t_B + t_H}{2}. \quad (3.14)$$

Используя зависимость (3.13) и формулу (3.14), можно получить выражение для определения температуры воды на выходе из калориферов

$$\varphi_B^{0,85} = \left(\frac{\tau_{1B}^p - \tau_{2B}^p}{\tau_1 - \tau_{2B}} \right)^{0,15} \frac{\tau_1 + \tau_{2B} - t_B - t_H}{\tau_{1B}^p + \tau_{2B}^p - t_B - t_H^{BP}}, \quad (3.15)$$

где φ_B – относительный расход теплоты на вентиляцию, определяемый по (2.15);

τ_{1B}^p – температура сетевой воды при наружной температуре (см. п. 2.2);
 τ_{2B}^p – температура обратной воды после калориферов в тех же условиях (эта температура обычно принимается равной температуре обратной воды из системы отопления t_2 при температуре t_H^{BP}).

Расход сетевого теплоносителя на покрытие нагрузки вентиляции (расчетный G_B^p и текущий G_B при наружной температуре t_H), кг/с, можно определить по выражениям (подставляя тепловой поток в МВт):

$$G_B^p = \frac{Q_B^{\max} 10^{-3}}{(\tau_{1B}^p - t_{2B}^p) c_p}, \quad (3.16)$$

$$G_B = \frac{Q_B 10^{-3}}{(\tau_1 - t_{2B})c_p}. \quad (3.17)$$

Регулирование «по воздуху». Для регулирования этим способом калорифер оборудуется обводным клапаном с электроприводом, на который воздействует сигнал от датчика температуры приточного воздуха (рис. 3.5).

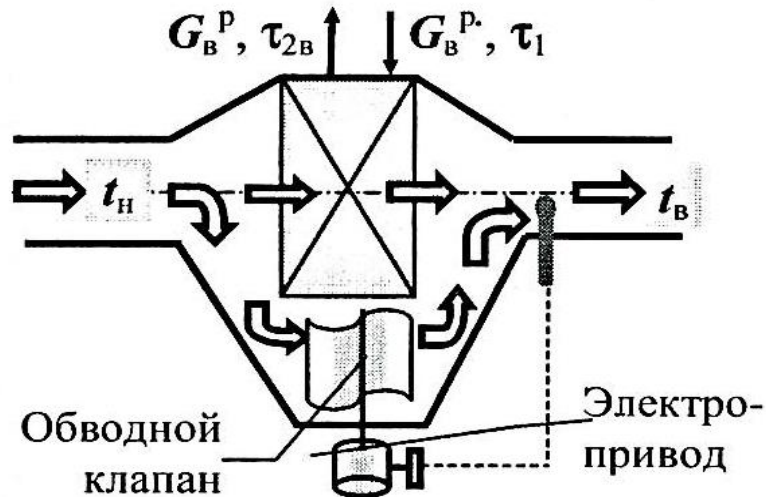


Рис. 3.5. Схема регулирования нагрузки вентиляции «по воздуху»

Расход теплоносителя через калорифер при таком способе всегда остается постоянным ($G_B = \text{const}$) и равным расчетному расходу, определяемому по формуле (3.16). Перепад температуры теплоносителя в калорифере в этом случае прямо пропорционален тепловой нагрузке вентиляции при данной температуре

$$\varphi_B = \frac{Q_B}{Q_{\text{max}}} = \left(\frac{\tau_1 - \tau_{2B}}{\tau_{1B}^p - \tau_{2B}^p} \right) \Rightarrow \tau_{2B} = \tau_1 - (\tau_{1B}^p - \tau_{2B}^p)\varphi_B. \quad (3.18)$$

Принципы регулирования тепловой нагрузки вентиляции иллюстрируют графики, приведенные на рис. 3.6. Несмотря на несомненную простоту регулирования, способ «по воздуху» не получил широкого распространения: обводной клапан с регулятором – достаточно сложное и дорогое устройство, требующее к тому же значительной площади, особенно в крупных системах вентиляции. А максимальный

расчетный расход теплоносителя в сети необходимо поддерживать в течение всего отопительного сезона, что приводит к повышенным эксплуатационным расходам на его прокачку.

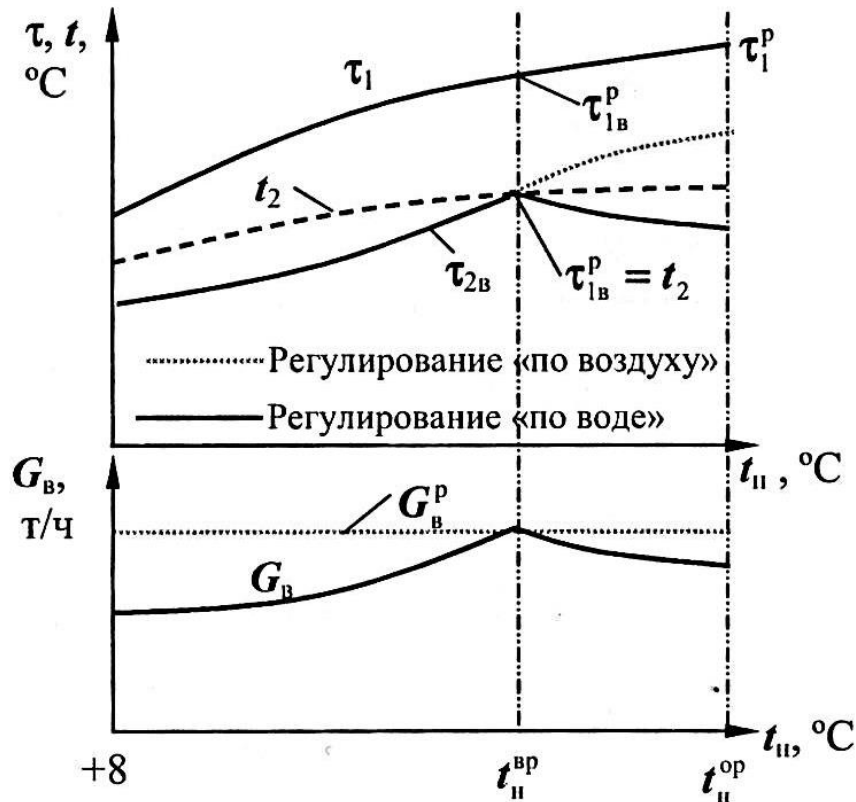


Рис. 3.6. Графики регулирования тепловой нагрузки вентиляции

3.3. Регулирование нагрузки горячего водоснабжения

Задачей регулирования нагрузки горячего водоснабжения является создание в системе ГВС такого режима, который обеспечивал бы требуемую температуру воды на входе в систему. При этом регулирование в закрытых и открытых системах отличается принципиально.

Регулирование в закрытых системах теплоснабжения

Как следует из принципиальной схемы закрытой системы (рис. 3.7), определению в этом случае подлежат расход теплоносителя в тепловой сети на нужды ГВС G_r и температура воды на выходе из водонагревателя (теплообменника) τ_{2r} .

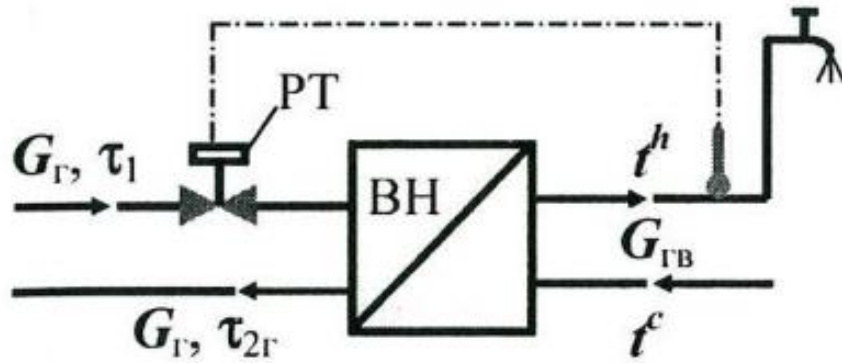


Рис. 3.7. Схема регулирования нагрузки ГВС в закрытых системах

Принимая во внимание условно постоянный расход теплоты на нагрев горячей воды

$$G_r = \text{const} \quad (3.19)$$

и ориентировочную зависимость коэффициента теплопередачи от расходов обоих теплоносителей (сетевого G_r и в системе ГВС $G_{ГВ}$)

$$k \approx b\sqrt{G_r G_{ГВ}}, \quad (3.20)$$

а также учитывая, что действующей разностью температуры на поверхности теплообмена является средняя логарифмическая разность, получим уравнение для определения значения τ_{2r}

$$l = \left(\frac{\tau_{1r}^p - \tau_{2r}^p}{\tau_1 - \tau_{2r}} \right)^{0,5} \frac{\tau_{2r} - t^c - \tau_1 + t^h}{\tau_{2r}^p - t^c - \tau_{1r}^p + t^h} \frac{\ln \frac{\tau_{2r}^p - t^c}{\tau_{1r}^p - t^h}}{\ln \frac{\tau_{2r} - t^c}{\tau_1 - t^h}}. \quad (3.21)$$

Здесь расчетные температуры теплоносителя τ_{1r}^p и τ_{2r}^p соответствуют переходному периоду отопительного сезона, когда температура сетевой воды наиболее низка, а условия подогрева горячей воды в теплообменниках наименее благоприятны. Расчетную температуру воды перед водонагревателями τ_{1r}^p принимаем непосредственно по отопительному графику τ_1 при наружной температуре конца отопительного периода $t_H^{\text{коп}} = +8 \text{ }^\circ\text{C}$ (рис. 3.8). Температурой воды после водонагревателей обычно задаются ориентировочно на уровне $\tau_{2r}^p = 30 - 35 \text{ }^\circ\text{C}$.

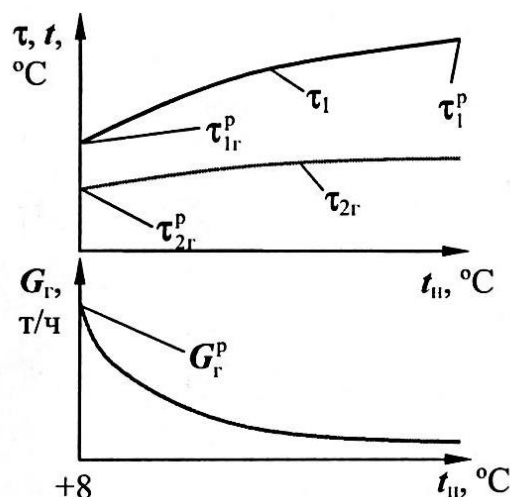


Рис. 3.8. Графики регулирования нагрузки ГВС в закрытой системе

Расходы теплоносителя в сети на покрытие нагрузки ГВС (расчетный $G_{\text{в}}^{\text{р}}$ и текущий $G_{\text{в}}$ при данной наружной температуре), кг/с, определяются по выражениям (подставляя тепловой поток в мегаваттах):

$$G_{\text{г}}^{\text{р}} = \frac{Q_{\text{г}}^{\text{р}} 10^{-3}}{(\tau_{1\text{г}}^{\text{р}} - t_{2\text{г}}^{\text{р}}) c_p}, \quad (3.22)$$

$$G_{\text{г}}^{\text{р}} = \frac{Q_{\text{г}}^{\text{р}} 10^{-3}}{(\tau_{1\text{г}} - t_{2\text{г}}) c_p}. \quad (3.23)$$

При этом верхний индекс «р» при тепловой нагрузке ГВС показывает, что это значение зависит от схемы системы теплоснабжения. В отличие от отопления и вентиляции для ГВС максимальная нагрузка не всегда является расчетной.

Регулирование при непосредственном водоразборе

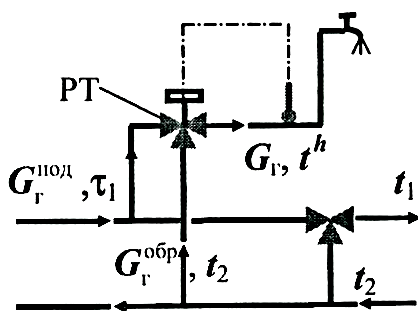


Рис. 3.9. Схема регулирования открытой системы ГВС

При регулировании нагрузки горячего водоснабжения в открытых системах (рис. 3.9) поток воды в системе ГВС с температурой t^{h} равен сетевому ($G_{\text{ГВ}} = G_{\text{ГВ}}$) и образуется смешением двух потоков:

- из подающего трубопровода тепловой сети ($G_{\text{г}}^{\text{под}}, \tau_1$);

– из обратного трубопровода системы отопления ($G_{\Gamma}^{\text{обр}}$, t_2).

Общий расход сетевой воды равен расходу горячей воды в системе ГВС

$$G_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}^{\text{p}}}{(t^{\text{h}} - t^{\text{c}})} c_{\text{p}}, \quad (3.24)$$

$$G_{\Gamma} = G_{\Gamma}^{\text{под}} + G_{\Gamma}^{\text{обр}}. \quad (3.25)$$

Сформулируем понятие доли водоразбора из подающего трубопровода

$$\beta = \frac{G_{\Gamma}^{\text{под}}}{G_{\Gamma}}; \quad 1 - \beta = \frac{G_{\Gamma}^{\text{обр}}}{G_{\Gamma}}. \quad (3.26)$$

Тогда по правилу смешения потоков получим

$$\beta = \frac{t^{\text{h}} - t_2}{\tau_1 - t_2}. \quad (3.27)$$

На графиках регулирования открытой системы (рис. 3.10) можно выделить две характерные точки:

– точку, в которой температура τ_1 снижается до 60 °С; тогда $\beta = 1,0$, и весь водоразбор осуществляется из подающего трубопровода сети;

– точку, в которой t_2 достигает значения 60 °С; тогда $\beta = 0$, и весь водоразбор осуществляется из «обратки» системы отопления.

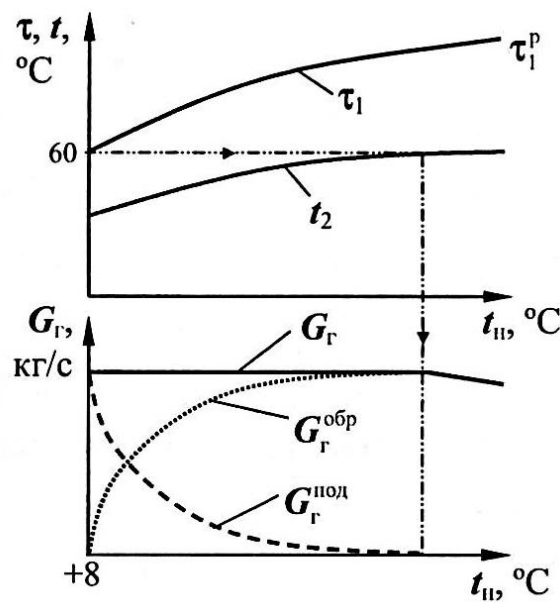


Рис. 3.10. Регулирование нагрузки ГВС при открытой схеме

Обратим внимание, что при температуре «обратки» $t_2 > 60\text{ }^\circ\text{C}$ возможности регулятора температуры исчерпаны и температура воды на водоразборе будет неизбежно повышаться вместе с дальнейшим ростом t_2 . Это вызовет естественное снижение общего расхода горячей воды в холодный период года.

3.4. Регулирование разнородной тепловой нагрузки

В системах централизованного теплоснабжения тепловая сеть обычно покрывает общую тепловую нагрузку, складывающуюся из нагрузок отопления, вентиляции и ГВС (иногда и промышленной нагрузки). Такая нагрузка называется смешанной, или разнородной. Задача регулирования смешанной нагрузки – создание в системе теплоснабжения температурного и гидравлического режимов, обеспечивающих подачу требуемого количества теплоты для каждого вида потребления при наименьших затратах и взаимных противоречиях.

В зависимости от главных принципов технологии регулирования различают:

1. Комбинированное регулирование.
2. Регулирование по нагрузке отопления.
3. Регулирование по совмещенной нагрузке отопления и ГВС.

Принципы комбинированного регулирования

При качественном и качественно-количественном регулировании только нагрузки отопления нижняя граница температуры сетевой воды не установлена (см. рис. 3.2). Но при регулировании разнородной нагрузки необходимо учитывать требования всех потребителей, среди которых наиболее принципиальными являются требования нагрузки горячего водоснабжения.

Нормативное значение температуры горячей воды на входе в систему ГВС составляет $60\text{ }^\circ\text{C}$, поэтому температура сетевой воды при совместном регулировании разнородной нагрузки не может быть ниже величины τ_1^{\min} , которая составляет:

- $60\text{ }^\circ\text{C}$ – при непосредственном водоразборе;
- $65\text{ }^\circ\text{C}$ – в закрытых системах теплоснабжения (принимая во внимание, что для нагрева водопроводной воды до $60\text{ }^\circ\text{C}$ температура греющего теплоносителя должна быть выше на $5\text{ }^\circ\text{C}$).

Примечание. Кожухотрубные водонагреватели устаревших типов требуют большего перепада температуры (около 10 °С).

Из вышесказанного следует, что при достижении такого положения и дальнейшем повышении температуры наружного воздуха температура сетевой воды должна поддерживаться постоянной и равной τ_1^{\min} , что вызывает так называемый характерный «излом» температурных графиков (рис. 3.11).



Рис. 3.11. Принципы комбинированного регулирования разнородной нагрузки

Для определения температуры наружного воздуха $t_H^и$, при которой происходит излом, аналитическим методом, достаточно левую часть уравнения (3.1) или (3.1*) приравнять к температуре горячей воды 60 °С и решить относительно ϕ_0 , после чего из выражения (2.13) определить $t_H^и$.

Таким образом, в интервале температуры наружного воздуха $t_H^и \geq t_H \geq t_H^{op}$ может использоваться как качественное, так и оптимальное качествено-количественное регулирование. При более высоких температурах для дальнейшего снижения нагрузки отопления необходимо перейти к количественному регулированию и (или) регулированию пропусками. Переход к регулированию пропусками можно осуществлять при соблюдении двух условий:

– $t_H > 0$ °С – для недопущения замерзания трубопроводов системы отопления во время перерывов в ее работе;

– $z_o \geq z_o^{\min}$ – для предотвращения чрезмерных колебаний температуры в отапливаемых помещениях.

При несоблюдении хотя бы одного из этих условий необходимо предварительно применить количественное регулирование до значения $\alpha_o = 0,6$, а уже потом перейти к регулированию пропусками.

Регулирование смешанной нагрузки по нагрузке отопления

При этом способе температура сетевой воды изменяется по зависимостям качественного или качественно-количественного регулирования нагрузки отопления (3.1) – (3.3). Такой способ называется регулированием по отопительному температурному графику. Нагрузка вентиляции покрывается дополнительным расходом сетевой воды в соответствии с выражением (3.16). Нагрузка ГВС также покрывается соответствующим расходом сетевой воды, но его величина зависит от способа подключения системы ГВС в составе теплоцентра.

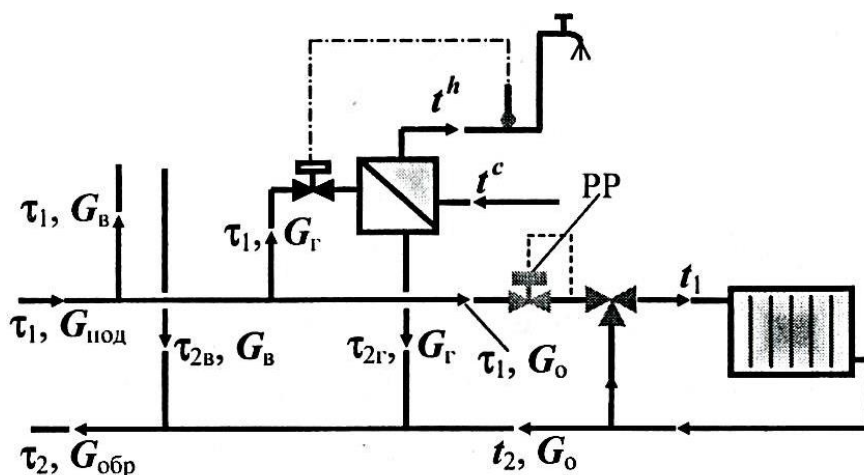


Рис. 3.12. Расчетная схема регулирования разнородной нагрузки тепловой сети при параллельном подключении водонагревателей ГВС

1. Параллельное присоединение водонагревателей ГВС. При параллельном подключении (рис. 3.12) регулятор расхода (PP), назначением которого является поддержание постоянного расхода воды на систему отопления, при центральном регулировании может устанавливаться только при качественном регулировании (не обязательно). При

качественно-количественном регулировании РР не применяется, поскольку расход воды на систему отопления является переменным в соответствии с существом этого метода и регулируется на источнике теплоты.

При установке РР расчет ГВС производится на максимальный расход теплоты Q_{Γ}^{\max} , а при его отсутствии – на так называемую балансовую нагрузку

$$Q_{\Gamma}^{\text{б}} = 1,2Q_{\Gamma}^{\text{ср}}. \quad (3.28)$$

Это снижает нагрузку на сеть благодаря своеобразному взаимодействию систем отопления и ГВС в составе общего абонентского ввода. Повышение водоразбора вызывает перераспределение сетевой воды в сторону системы ГВС, а его снижение – в направлении системы отопления. При повышенном водоразборе система отопления получает меньшее количество теплоты, а при пониженном оно восполняется до среднего суточного потребления. Расчет отопления при этом способе регулирования производится по формулам (3.1) – (3.12), расчет вентиляции – по выражениям (3.15) – (3.17), а расчет ГВС – по формулам (3.21) – (3.23).

Суммарный расход воды в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети одинаков и равен

$$G_{\text{под}} = G_{\text{обр}} = G_{\text{о}} + G_{\text{в}} + G_{\Gamma}. \quad (3.29)$$

Температура воды в обратном трубопроводе тепловой сети по правилу смешения потоков (см. рис. 3.12) составит

$$\tau_2 = \frac{G_{\text{о}}t_2 + G_{\text{в}}\tau_{2\text{в}} + G_{\Gamma}^{\text{п}}\tau_{2\Gamma}}{G_{\text{обр}}}. \quad (3.30)$$

Обычно при таком решении расчетным (максимальным) расходом для гидравлического расчета тепловой сети следует считать расход в точке излома температурных графиков, а при отсутствии излома – в конце отопительного сезона (рис. 3.13). Исключением будет случай качественно-количественного регулирования при малой относительной нагрузке ГВС, когда максимальный суммарный расход может быть смещен в сторону более низких наружных температур.

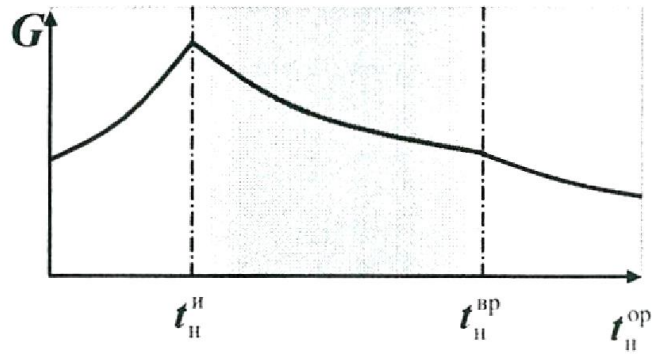


Рис. 3.13. Характер изменения расхода теплоносителя в сети при параллельном подключении

2. Двухступенчатое смешанное подключение водонагревателей ГВС. При такой схеме (рис. 3.14) водонагреватель первой ступени I (по ходу нагреваемой воды) подключен последовательно по отношению к системе отопления, а нагреватель второй ступени II – параллельно.

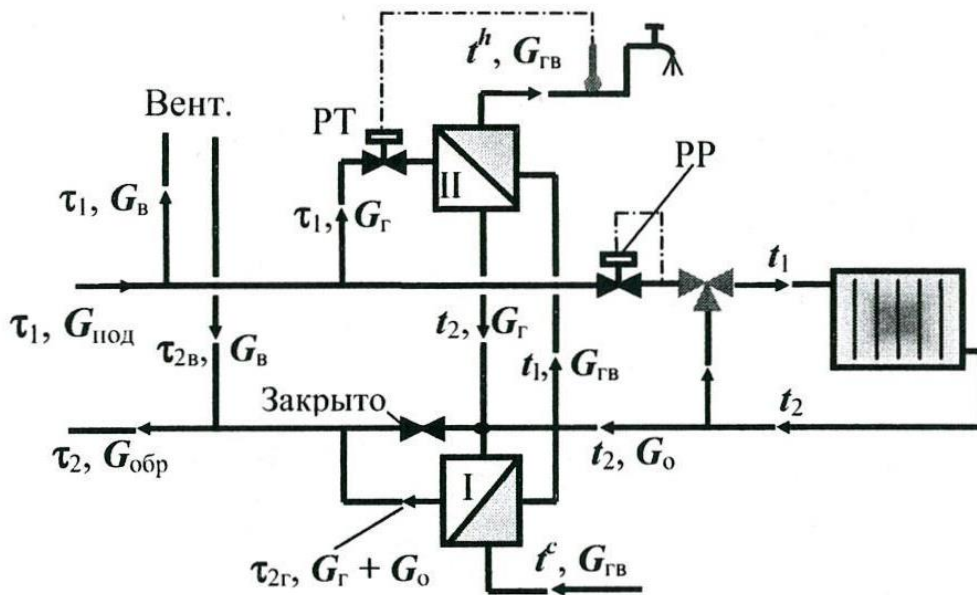


Рис. 3.14. Расчетная схема регулирования разнородной нагрузки тепловой сети при двухступенчатом смешанном подключении водонагревателей ГВС

Существование подогревателя первой ступени позволяет дополнительно использовать энтальпию воды, уже отработавшей в системе отопления. Перепад температуры сетевой воды в водонагревателе второй ступени по умолчанию принимается равным перепаду температуры

в системе отопления. Как и в предыдущей схеме, при использовании регулятора расхода на систему отопления расчет ГВС выполняется на максимальный расход теплоты Q_{Γ} , а при отсутствии РР – по балансовой нагрузке $Q_{\Gamma}^{\text{б}}$.

Для дальнейшего рассмотрения задач регулирования введем дополнительно обозначения расхода горячей воды в системе ГВС $G_{\text{ГВ}}$ и температуры этой воды на выходе из водонагревателя первой ступени, t_1 . Точное определение этой температуры затруднено, поскольку зависит от конструкции и характеристик водонагревателя. С достаточной для наших целей точностью можно исходить из предположения, что разница температур $(t_2 - t_1)$ изменяется пропорционально разности $(t_2 - t^c)$, что иллюстрирует рис. 3.15.

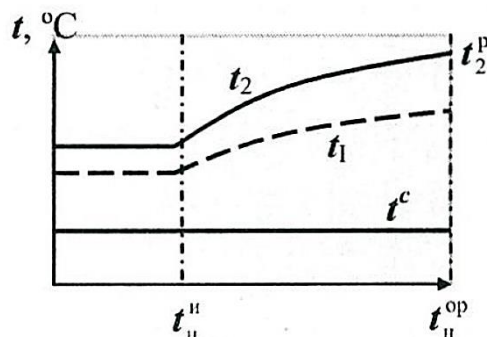


Рис. 3.15. Характер изменения температур теплоносителей в водонагревателе первой ступени

Тогда искомая промежуточная температура может быть найдена как

$$t_1 = t_2 - (t_2^p - t^h) \frac{t_2 - t^c}{t_2^p - t^c}. \quad (3.31)$$

С учетом дополнительно принятых обозначений тепловая нагрузка водонагревателя первой ступени составит

$$Q_I = G_{\text{ГВ}} c_p (t_1 - t^c) = (G_{\Gamma} + G_o) c_p (t_2 - \tau_{2\Gamma}),$$

подогревателя второй ступени

$$Q_{II} = G_{\text{ГВ}} c_p (t^h - t_1) = G_{\Gamma} c_p (\tau_1 - t_2),$$

а общая нагрузка обеих ступеней подогрева

$$Q_{\text{св}} = G_{\text{ГВ}} c_p (t^h - t^c) = G_{\Gamma} c_p = Q_I + Q_{II}.$$

Обозначая относительную нагрузку водонагревателей первой и второй ступеней через θ_I и θ_{II} , получим

$$\theta_I + \theta_{II} = 1,0 \begin{cases} \theta_I = \frac{Q_I}{Q_{\Gamma}} = \frac{(t_1 - t^c)}{(t^h - t^c)}, \\ \theta_{II} = \frac{Q_{II}}{Q_{\Gamma}} = \frac{(t^h - t_1)}{(t^h - t^c)}. \end{cases} \quad (3.32)$$

Когда температура обратной воды из системы отопления достигнет 65 °С, тогда температура t_1 достигает значения t^h , т. е. $\theta_I = 1,0$; $\theta_{II} = 0$.

Это означает, что полное покрытие нагрузки ГВС осуществляется только первой ступенью подогрева (используя только тепловой потенциал обратной отопительной воды), а работа системы ГВС не требует никакого дополнительного расхода сетевой воды ($G_r = 0$). Расчет отопления при описываемой схеме следует выполнять по формулам (3.1) – (3.12), расчет вентиляции – по выражениям (3.15) – (3.17). Для расчета регулирования ГВС служат следующие выражения:

$$G_r = \frac{\alpha_o \theta_{II} Q_r^p}{(\tau_1^p - t_2^p) \varphi_o c_p}, \quad (3.33)$$

$$\tau_{2r} = t_2 - \frac{\theta_I (\tau_1^p - t_2^p)}{\alpha_o \left(\frac{1}{q_r} + \frac{\theta_{II}}{\varphi_o} \right)}, \quad (3.34)$$

где q_r – относительная расчетная тепловая нагрузка ГВС

$$q_r = \frac{Q_r^p}{Q_o}. \quad (3.35)$$

Для суммарного расхода воды в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети по-прежнему справедлива формула (3.29), а для температуры обратной сетевой воды можно получить (см. рис. 3.14)

$$\tau_2 = \frac{(G_o + G_r) \tau_{2r} + G_B \tau_{2B}}{G_{обр}}. \quad (3.36)$$

3. Системы с непосредственным водоразбором. При установке регулятора расхода на систему отопления (рис. 3.16) расчет ГВС производится на максимальную тепловую нагрузку G_r , а при отсутствии РР расчетным является средний расход теплоты на ГВС Q_r^{cp} . Использование среднего значения тепловой нагрузки вместо балансового объясняется особенностями работы комплексного теплового центра, скомпанованного по открытой схеме.

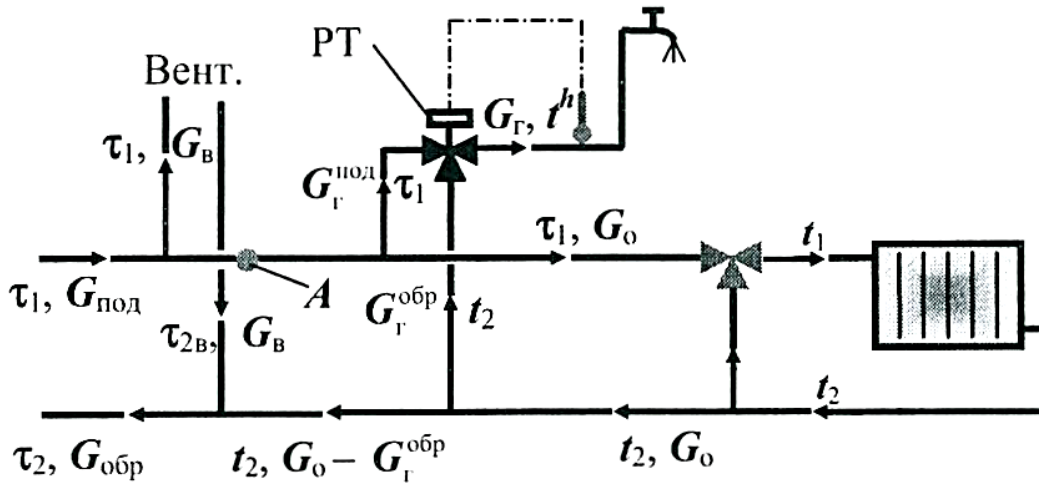


Рис. 3.16. Расчетная схема регулирования разнородной нагрузки при непосредственном водоразборе из теплосети

Повышение водоразбора в системе ГВС происходит за счет увеличения двух расходов $G_{Г}^{под}$ и $G_{Г}^{обр}$. При этом последний поток протекает через систему отопления. Таким образом, рост водопотребления не отражается на снижении теплоотдачи системы отопления. Поэтому обычно в открытых системах общие регуляторы расхода воды на отопление не применяются. Отопление следует рассчитывать по формулам (3.1) – (3.12), вентиляцию – по выражениям (3.15) – (3.17). Расчет регулирования ГВС (определение величин $G_{Г}$, β , $G_{Г}^{под}$, $G_{Г}^{обр}$) производится в соответствии с п. 3.3 по формулам (3.24) – (3.27).

Суммарные расходы воды в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети в открытой системе не одинаковы и составляют соответственно

$$G_{под} = G_0 + G_В + \beta G_{Г}, \quad (3.37)$$

$$G_{обр} = G_{под} - G_{Г}. \quad (3.38)$$

Для температуры обратной воды в сети получим (см. рис. 3.16)

$$\tau_2 = \frac{(G_0 - G_{Г}^{обр})t_2 + G_В \tau_{2В}}{G_{обр}}. \quad (3.39)$$

Поскольку расход воды в трубопроводах тепловой сети при открытой схеме различен, расчетным расходом для гидравлического расчета является так называемый приведенный расход. Это такая условная

величина расхода $G_{\text{пр}}$, одинакового в прямом и обратном трубопроводах, при которой сумма потерь напора в них будет такая же, как и при действительных максимальных расходах $G_{\text{под}}^{\text{max}}$ и $G_{\text{обр}}^{\text{max}}$, т. е.

$$G_{\text{пр}} = \sqrt{\frac{(G_{\text{под}}^{\text{max}})^2 + (G_{\text{обр}}^{\text{max}})^2}{2}}. \quad (3.40)$$

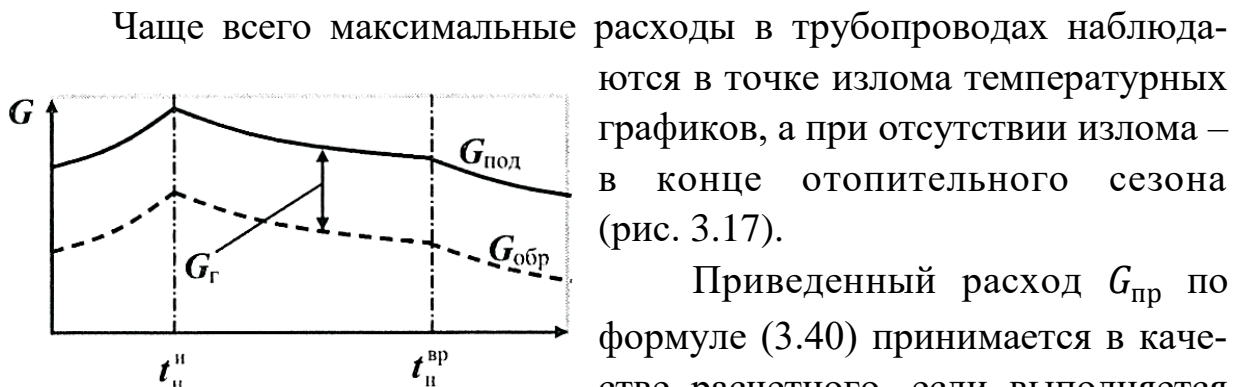


Рис. 3.17. Изменение расхода сетевой воды при открытой системе

Приведенный расход $G_{\text{пр}}$ по формуле (3.40) принимается в качестве расчетного, если выполняется условие $G_{\text{пр}} \geq G_o^p + G_b^p$. В противном случае расчетным расходом воды в сети является сумма расчетных расходов на отопление и вентиляцию ($G_o^p + G_b^p$).

Регулирование разнородной нагрузки по суммарной нагрузке отопления и горячего водоснабжения

1. Двухступенчатое последовательное подключение водонагревателей ГВС. При таком подключении (рис. 3.18) вообще не предусматривается дополнительный расход сетевой воды на нужды ГВС. Тепловая нагрузка горячего водоснабжения покрывается не расходом сетевой воды, а повышением ее температуры до значения τ_1^{II} . Поэтому этот метод часто называется регулированием «по повышенному температурному графику».

Регулятор расхода поддерживает постоянный расход воды на систему отопления независимо от водоразбора в системе ГВС. В водонагревателе второй ступени происходит охлаждение части потока сетевого теплоносителя, и к узлу смешения системы отопления поступает вода температурой τ_1 .

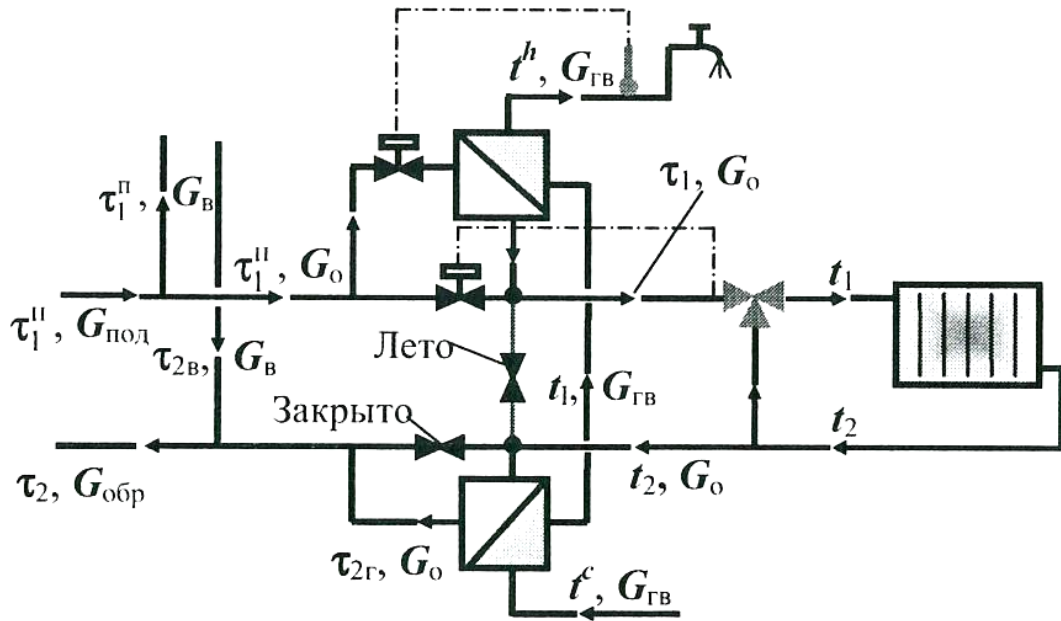


Рис. 3.18. Расчетная схема двухступенчатого последовательного подключения водонагревателей ГВС («повышенный» график)

Расчетной тепловой нагрузкой ГВС является балансовая Q_{Γ}^6 в соответствии с формулой (3.28). Для расчета регулирования сначала необходимо построить качественный «отопительный» температурный график по формулам (3.1) – (3.3), а затем определить требуемое повышение температуры

$$\tau_1^{\text{II}} = \tau_1 + q_{\Gamma} \theta_{\text{II}} (\tau_1^{\text{P}} - t_2^{\text{P}}). \quad (3.41)$$

Температура воды за подогревателем первой ступени составит:

$$\tau_{2\Gamma} = t_2 - q_{\Gamma} \theta_{\text{I}} (\tau_1^{\text{P}} - t_2^{\text{P}}). \quad (3.42)$$

Относительные нагрузки водонагревателей θ_{I} и θ_{II} , а также относительная нагрузка ГВС q_{Γ} определяются как при смешанном двухступенчатом подключении по формулам (3.31), (3.32) и (3.35). Поскольку к калориферам систем вентиляции поступает вода с повышенной температурой, расчет регулирования вентиляции выполняется по формулам (3.15) – (3.17) с подстановкой в них τ_1^{II} вместо τ_1 .

Для расхода сетевой воды и ее температуры в обратном трубопроводе справедливы выражения

$$G_{\text{под}} = G_{\text{обр}} = G_0 + G_{\text{B}}, \quad (3.43)$$

$$\tau_2 = \frac{G_0 \tau_{2\Gamma} + G_{\text{B}} \tau_{2\text{B}}}{G_{\text{обр}}}. \quad (3.44)$$

При таком решении расчетным расходом для гидравлического расчета тепловой сети всегда будет сумма расчетных расходов сетевой воды на нужды отопления и вентиляции, которая имеет место при расчетной вентиляционной температуре наружного воздуха.

2. Системы с непосредственным водоразбором. При непосредственном водоразборе изменение расхода горячей воды влияет на расход теплоносителя в системе отопления. Графики регулирования, учитывающие такое влияние, называются «скорректированными». Существует три способа регулирования по скорректированным графикам: – с постоянным суммарным расходом на отопление и ГВС ($G = \text{const}$); – с постоянным располагаемым напором на коллекторах источника теплоты ($H = \text{const}$); – с переменным располагаемым напором на коллекторах источника теплоты ($H = \text{var}$).

При регулировании по первому методу ($G = \text{const}$) тепловой ввод здания оборудуется общим регулятором расхода на отопление и ГВС, который размещается в точке A (см. рис. 3.16). Расчет выполняется по «отопительным» температурным графикам в соответствии с формулами (3.1) – (3.3), но с подстановкой в них значения α_o по выражению

$$\alpha_o = \frac{\Delta\tau_p - 0,5\Delta t_p g_\Gamma}{\Delta\tau_p + (t^h - \delta t_p \varphi_o^{0,75} - t_b) \frac{g_\Gamma}{\varphi_o}}, \quad (3.45)$$

где g_Γ – относительный расчетный расход сетевой воды на ГВС

$$g_\Gamma = \frac{G_\Gamma^p}{G_o^p}. \quad (3.46)$$

Расчет регулирования ГВС производится по формулам непосредственного водоразбора (3.24) – (3.27), при этом расчетным расходом теплоты на ГВС является балансовая нагрузка по формуле

$$Q_\Gamma^6 = 1,1Q_\Gamma^{\text{cp}}. \quad (3.47)$$

Регулятор расхода поддерживает постоянный суммарный расход, равный расчетному отопительному расходу G_o^p , от которого затем отделяется доля водоразбора из подающего трубопровода $Q_\Gamma^{\text{под}} = \beta G_\Gamma$, а оставшаяся часть G_o направляется в систему отопления

$$G_o^p = G_o + G_\Gamma^{\text{под}} = G_o + \beta G_\Gamma = \text{const}. \quad (3.48)$$

Чем выше температура наружного воздуха и ниже температура сетевой воды, тем выше доля водоразбора из подающего трубопровода, что автоматически снижает расход воды через систему отопления

$$\alpha_o = 1 - \beta g_r. \quad (3.49)$$

Для расхода воды в подающем трубопроводе тепловой сети получим (см. выражение (3.48))

$$G_{\text{под}} = G_o^p + G_B = G_o + \beta G_r + G_B. \quad (3.50)$$

Для расхода воды в обратном трубопроводе и ее температуры действительны формулы регулирования непосредственного водоразбора (3.38) и (3.39). Расчетным расходом для гидравлического расчета трубопроводов тепловой сети является сумма $G_o^p + G_B^p$.

Примечание. Для определения точки излома температурных графиков (см. п. 3.4) необходимо знать значение α_o , которое, в свою очередь, зависит от искомой величины $\varphi_o^{\text{н}}$. Но если учесть, что точка излома по умолчанию соответствует условию $\beta = 1$, то из (3.49) следует, что в этой точке $\alpha_o^{\text{н}} = 1 - g_r$.

При регулировании по методам $H = \text{const}$ и $H = \text{var}$ теплоцентр не оборудуется суммарным регулятором расхода. Расчетной тепловой нагрузкой ГВС в таком случае считается средний расход теплоты. Разница между этими способами заключается в поддержании или неподдержании постоянного перепада давлений на коллекторах источника теплоты при суточных колебаниях водоразбора в системе ГВС (рис. 3.19).

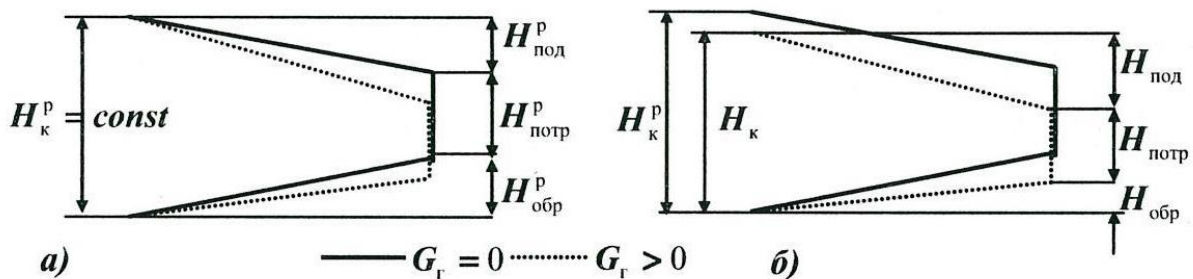


Рис. 3.19. Гидродинамический режим тепловой сети при постоянном (а) и переменном (б) располагаемом напоре на коллекторах источника теплоты

Используя приведенные на рис. 3.19 обозначения потерь напора в отдельных частях сети, введем понятия соответствующих относитель-

ных потерь напора $h_k = \frac{H_k}{H_k^p}$; $h_{\text{под}}^p = \frac{H_{\text{под}}^p}{H_k^p}$; $h_{\text{обр}}^p = \frac{H_{\text{обр}}^p}{H_k^p}$. Тогда значе-

ние α_o может быть определено по формуле

$$\alpha_o = \frac{\Delta\tau_p(\sqrt{h_k} + 0,8h_{\text{обр}}^p g_\Gamma) - 0,5\Delta t_p g_\Gamma(1,2h_{\text{под}}^p + 0,8h_{\text{обр}}^p)}{\Delta\tau_p + (1,2h_{\text{под}}^p + 0,8h_{\text{обр}}^p)(t^h - \delta t_p \varphi_o^{0,75} - t_v) \frac{g_\Gamma}{\varphi_o}}, \quad (3.51)$$

в которой следует принимать:

– относительные расчетные потери напора в трубопроводах тепловой сети $h_{\text{под}}^p = h_{\text{обр}}^p = 0,4$;

– относительный располагаемый напор на коллекторах источника теплоты при среднем водоразборе на горячее водоснабжение:

$h_k = 1,0$ при $H = \text{const}$;

$h_k = 0,9$ при $H = \text{var}$.

Для определения расходов сетевой воды и ее температуры в обратном трубопроводе следует использовать формулы (3.37) – (3.39). Расчетным расходом воды для гидравлического расчета будет сумма $G_o^p + G_v^p$.

Пример

Для проектируемой тепловой сети городского района в соответствии с данными и результатами примеров 2.2 – 2.4 рассчитать центральное регулирование отпуска теплоты и построить соответствующие графики.

Исходные данные (дополнительно к примерам 2.2 – 2.4)

1. Расчетные температуры воды:

– в подающем трубопроводе теплосети $\tau_1^p = 135$ °С;

– в подающем трубопроводе системы отопления $t_1^p = 95$ °С;

– в обратном трубопроводе системы отопления $t_2^p = 70$ °С.

2. Способ регулирования – качественное по нагрузке отопления.

3. Подключение водонагревателей ГВС в тепловых центрах зданий – параллельное.

Решение

За основу для расчетов центрального регулирования принимаем установленную в примере 2.3 зависимость относительного расхода теплоты на отопление φ_o от температуры наружного воздуха (см. табл. 2.8). Закладывая в проект двухтрубные системы отопления и стандартные нагревательные приборы, можно для расчета температур теплоносителей использовать формулы (3.1*) – (3.3*). С целью приведения этих формул в соответствие с исходными данными предварительно определяем по выражениям (3.4) – (3.6) входящие в них величины

$$\delta t_p = \frac{t_1^p + t_2^p}{2} - t_B = \frac{95 + 70}{2} - 20 = 62,5 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$u = \frac{\tau_1^p - t_1^p}{t_1^p - t_2^p} = \frac{135 - 95}{95 - 70} = 1,6,$$

$$\Delta t_p = t_1^p - t_2^p = 95 - 70 = 25 \text{ }^\circ\text{C},$$

а также принимаем $\alpha_o = 1,0$ (качественное регулирование).

Подставляя эти значения, модифицируем расчетные формулы (3.1*) – (3.3*) следующим образом:

$$\tau_1 = 62,5\varphi_o^{0,75} + 20 + 52,5\varphi_o,$$

$$t_1 = 62,5\varphi_o^{0,75} + 20 + 12,5\varphi_o,$$

$$t_2 = 62,5\varphi_o^{0,75} + 20 + 12,5\varphi_o.$$

Для дальнейших расчетов необходимо определить наличие и положение точки излома температурных графиков. С этой целью приравняем $\tau_1 = 60^\circ\text{C}$ и из уравнения $60 = 62,5\varphi_o^{0,75} + 20 + 52,5\varphi_o$ подбором определяем $\varphi_o^н = 0,297$, после чего по выражению (2.13) рассчитываем температуру наружного воздуха в точке излома $t_n^н = 9,3 \text{ }^\circ\text{C}$. Полученная температура выше температуры конца отопительного периода ($8 \text{ }^\circ\text{C}$), что означает отсутствие точки излома на графиках регулирования.

На основе модифицированных расчетных формул выполняем расчет температуры теплоносителей при центральном регулировании тепловой нагрузки для выбранных температур наружного воздуха. Результаты расчетов заносим в таблицу.

Результаты расчетов температуры теплоносителей при качественном регулировании совмещенной нагрузки по нагрузке отопления

t	-20	-15	-10	-6	0	+5	+8	Лето
φ_o	1	0,921	0,789	0,684	0,526	0,395	0,316	—
τ_1	135	127,11	113,74	102,92	86,22	71,88	62,93	60
t_1	95	90,27	82,18	75,56	65,18	56,08	50,29	—
t_2	70	67,25	62,46	58,46	52,03	46,20	42,39	—

На основании табличных данных строим температурные графики, представленные на рис. 3.20.

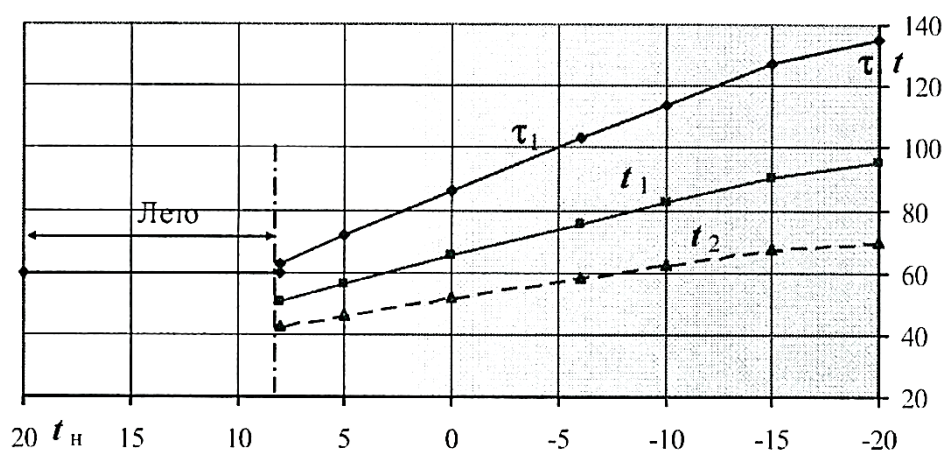


Рис. 3.20. Температурные графики

Расчетный расход теплоносителя в тепловой сети на нужды отопления по выражению (3.11) составит

$$G_o^p = \frac{Q_o^{\max} 10^{-3}}{(\tau_1^p - t_2^p) c_p} = \frac{290,5 \cdot 10^3}{(135 - 70) 4,19} = 1067,46 \text{ кг/с.}$$

4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СЕТИ

Главными задачами гидравлического расчета являются:

- определение диаметров трубопроводов;
- установление пропускной способности тепловой сети;
- определение потерь давления;

– гидравлическая увязка отдельных элементов тепловой сети. Полученные при гидравлических расчетах результаты также могут использоваться:

- для определения капиталовложений в теплосети;
- установления объемов строительного-монтажных работ;
- построения пьезометрических графиков и подбора насосных установок;
- при анализе гидравлических режимов работы тепловой сети и других элементов системы теплоснабжения;
- для подбора устройств автоматики и регулирования.

4.1. Теоретические основы расчета

Течению жидкости по трубопроводу сопутствуют линейные потери давления Δp_l (по длине трубопровода) и местные потери Z (во фрагментах арматуры и изменения конфигурации трубопровода)

$$\Delta p = \Delta p_l + Z. \quad (4.1)$$

В соответствии с уравнением Дарси-Вейсбаха эти потери можно суммарно определить по выражению

$$\Delta p \left(\frac{\lambda l}{d} + \Sigma \zeta \right) \frac{w^2 \rho}{2}, \quad (4.2)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения;

l – длина расчетного участка, м;

d – внутренний диаметр трубопровода, м;

ζ – коэффициент местного сопротивления;

w – скорость движения жидкости, м/с;

ρ – плотность жидкости, кг/м³.

Следующий комплекс, входящий в формулу (4.2), обычно называется динамическим давлением

$$p_d = \frac{w^2 \rho}{2}. \quad (4.3)$$

В соответствии с уравнением Бернулли сумма динамического и статического давления $p_{ст}$ при течении жидкости остается постоянной и представляет собой полное давление потока

$$p = p_d + p_{ст}. \quad (4.4)$$

В неподвижной жидкости ($w = 0$) выполняется условие $p_d = 0$; $p_{ст} = p$. При росте скорости потока ($w \rightarrow \infty$): $p_{ст} \rightarrow 0$; $p_d \rightarrow p$.

Значение коэффициента гидравлического трения X зависит от режима течения и характеристик канала (его формы и шероховатости стенок). При чисто ламинарном течении (при значениях критерия Рейнольдса $Re < 2300$) значение X зависит только от величины Re

$$\lambda = \frac{64}{Re}, \quad (4.5)$$

При выраженном турбулентном режиме значение X можно определить в зависимости от абсолютной шероховатости стенок канала k , мм, по уравнению Никурадзе

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,14 - 2 \cdot \lg \frac{k}{d}. \quad (4.6)$$

Отношение абсолютной шероховатости к диаметру канала $\varepsilon = \frac{k}{d}$ называется **относительной шероховатостью стенки**. С учетом этого понятия выражение (4.6) часто используется в виде

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,14 - 2 \cdot \lg \varepsilon. \quad (4.6^*)$$

Значения абсолютной шероховатости k колеблются в широком диапазоне и составляют от 0,05 мм для медных и пластиковых труб, до 3 мм – для бетонных. Поскольку величина абсолютной и относительной шероховатости не учитывает неравномерности высоты и частоты выступов на стенке, было введено понятие эквивалентной шероховатости ($k_э, \varepsilon_э$), т. е. такой равномерной шероховатости, при которой величина λ будет такой же, как и при действительной неравномерной.

Для переходного режима течения ($2300 < Re < Re_{турб}$) используется уравнение Колебрука, учитывающее, что при таком режиме течения величина λ зависит как от Re , так и шероховатости стенки

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \lg \left(\frac{2,51}{Re\sqrt{\lambda}} + \frac{k_э}{3,72d} \right), \quad (4.7)$$

В отличие от границы ламинарного режима ($Re = 2300$) значение Re для верхней границы переходного режима не является фиксированной величиной, поскольку существенно зависит от диаметра и шероховатости стенки. Для установления этой границы для данного трубопровода можно использовать выражение

$$Re_{\text{турб}} = 560 \frac{d}{k_{\varepsilon}} = \frac{560}{\varepsilon_{\varepsilon}}. \quad (4.8)$$

Если сформулировать понятие удельных потерь давления на единице длины трубопровода R , мм вод. ст./м (даПа/м),

$$R = \frac{\lambda}{d} p_d = \frac{\lambda w^2}{d \cdot 2}, \quad (4.9)$$

то формулу (4.2) можно записать в рабочем виде

$$\Delta p = Rl + \Sigma \zeta \frac{w^2 \rho}{2} = Rl + \Sigma \zeta p_d = Rl + Z. \quad (4.10)$$

4.2. Определение диаметров и потерь напора

Расчетные расходы теплоносителя. Гидравлический расчет трубопроводов начинается с установления расчетных расходов теплоносителя G , кг/с или т/ч, на каждом участке. Для этого сначала определяем расходы, необходимые для покрытия тепловой нагрузки каждого потребителя (здание, объект, квартал и т. п.), подключенного к тепловой сети, кг/с,

$$G = \frac{Q_0}{\Delta \tau_0^p c_p} + \frac{Q_{\Gamma}}{\Delta \tau_{\Gamma}^p c_p} + \frac{Q_{\text{В}}}{\Delta \tau_{\text{В}}^p c_p}, \quad (4.11)$$

где Q_0 , Q_{Γ} , $Q_{\text{В}}$ – расчетные тепловые нагрузки отопления, ГВС и вентиляции объекта, кВт;

$\Delta \tau_0^p = \tau_1^p - \tau_2^p$ – расчетная разность температуры для отопления, °С: в подающем трубопроводе тепловой сети и в обратном трубопроводе системы отопления (в расчетном зимнем периоде, при расчетной наружной температуре для проектирования отопления);

$\Delta\tau_{\Gamma}^p = \tau_{1\Gamma}^p - \tau_{2\Gamma}^p$ – расчетная разность температуры для горячего водоснабжения, °С: в подающем трубопроводе тепловой сети и после водонагревателей ГВС (в переходном периоде, т. е. при температуре начала и конца отопительного периода);

$\Delta\tau_{\text{В}}^p = \tau_{1\text{В}}^p - \tau_{2\text{В}}^p$ – расчетная разность температуры для вентиляции, °С: в подающем трубопроводе тепловой сети и после калориферов системы вентиляции (при расчетной наружной температуре для проектирования вентиляции);

c_p – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·К).

Существует три основных метода гидравлического расчета:

- по оптимальным скоростям теплоносителя;
- заданным удельным потерям давления;
- экономически наиболее выгодным удельным потерям давления.

Первый метод предполагает движение теплоносителя в трубопроводе со скоростью 0,5 – 1,5 м/с. Исходя из этого предположения составлены таблицы гидравлического расчета, которые можно найти в специальной литературе. Такие таблицы для определения диаметров водяных тепловых сетей в диапазоне 38 – 508 мм приведены в табл. П1 приложения.

Метод заданных удельных потерь давления. Этот метод имеет две разновидности выполнения.

1. Случай, когда известна располагаемая разность давлений в точке подключения к существующей тепловой сети или источнику теплоты $\Delta p_{\text{расп}}$, мм вод. ст. Определяя суммарную длину трубопроводов магистрали Σl , м, принимая среднюю статистическую долю местных потерь давления a (обычно 10 – 15 %), а также предусматривая располагаемый напор, необходимый для нормального функционирования наиболее удаленного потребителя $\Delta p_{\text{расп}}$, м, можно определить величину заданных (допускаемых) линейных потерь давления $R_{\text{зад}}$, даПа/м, как

$$R_{\text{зад}} = \frac{(1 - a)(\Delta p_{\text{расп}} - \Delta p_{\text{потр}})1000}{2\Sigma l}, \quad (4.12)$$

2. Случай, когда известна рекомендованная для данного района строительства величина R . Для ориентировочных расчетов можно принимать $R = 8 - 10$ даПа/м, однако необходимо принять во внимание,

что эта величина подвержена сильному влиянию действующих на данной территории экономических условий. Очень удобно для этого метода использовать номограммы. Номограмма для расчета водяных тепловых сетей в диапазоне диаметров 51 – 1392 мм приведена на рис. П1 приложения. Необходимо отметить, что некоторые характеристики труб, прежде всего шероховатость, от которых зависит точность результатов, полученных с помощью таблиц и номограмм, существенно разнятся. Поэтому производители труб нередко издают собственные вспомогательные материалы, которые дают наиболее точные результаты для их изделий.

Принимая по номограммам удельные потери давления и соответствующие диаметры, необходимо в качестве ограничивающего фактора учитывать допустимую скорость теплоносителя в трубопроводе. Скорость движения воды на участках тепловой сети с наибольшими диаметрами не должна превышать 3,0 – 3,5 м/с. Допустимая скорость пара зависит от давления и его параметров:

- для перегретого пара – до 50 – 80 м/с;
- насыщенного пара высокого давления – 35 – 50 м/с;
- насыщенного пара низкого давления – 20 – 30 м/с.

Примечание. Меньшие значения приведенных диапазонов соответствуют меньшим диаметрам трубопроводов.

После определения диаметров трубопроводов расчетная схема сети дополняется всеми местными сопротивлениями. Сумму коэффициентов местных сопротивлений $\sum \zeta$ на каждом расчетном участке можно определить с помощью табл. 4.1 либо используя данные табл. П2, приведенной в приложении. В свою очередь, местные потери давления Z следует определять как функцию и скорости воды w , т. е. по выражению (4.10) или при помощи вспомогательной табл. П3 приложения.

Третий метод гидравлического расчета заключается в определении такого значения удельных потерь давления $R_{эк}$, которое обеспечивает минимальные приведенные затраты выработки и транспортирования теплоты. Такой минимум находится в результате достаточно сложных расчетов с учетом как соответствующей доли капиталовложений (трубы, арматура, оборудование, изоляция, земляные и строительномонтажные работы), так и эксплуатационных затрат (потери теплоты, затраты электроэнергии на транспортирование теплоносителя).

Таблица 4.1

Коэффициенты местных сопротивлений для тепловых сетей

№ п/п	Вид местного сопротивления	Диаметр	Значение ζ
1	Вентиль проходной простой	32 – 40	4,0
		50	5,0
2	Вентиль проходной грибковый	32 – 40	4,0
		50	6,0
3	Задвижка	–	0,3
4	Отвод крутоизогнутый	–	0,5
5	Отвод плавный	–	0,3
6	Тройник, 90° – ответвление, разделение потоков	–	1,5
	Тройник, 90° – ответвление, слияние потоков	–	1,0
	Тройник, 90° – на проход, разделение потоков	–	0
	Тройник, 90° – на проход, слияние потоков	–	0,5
7	Компенсатор сальниковый	–	0,2
8	Компенсатор П-образный	50	2,0
		100	2,1
		200	2,3
		300	2,5
		400	2,7
		500	2,9
9	Компенсатор лирообразный гладкоизогнутый	50	1,7
		100	1,8
		200	2,0
		300	2,2
		400	2,4
		500	2,6
10	Компенсатор лирообразный складчатый	50	2,0
		100	2,2
		200	2,5
		300	2,8
		400	3,1
		500	3,5
11	Компенсатор Ω -образный складчатый	50	3,0
		100	3,3
		200	3,7
		300	4,2
		400	4,6
		500	5,0
12	Компенсатор линзовый	50	1,6
		100	1,6
		200	1,6
		300	1,8
		400	2,1
		500	2,3

Пример

Для проектируемой тепловой сети из примера 2.1 выполнить гидравлический расчет.

Исходные данные (дополнительно к примеру 2.1)

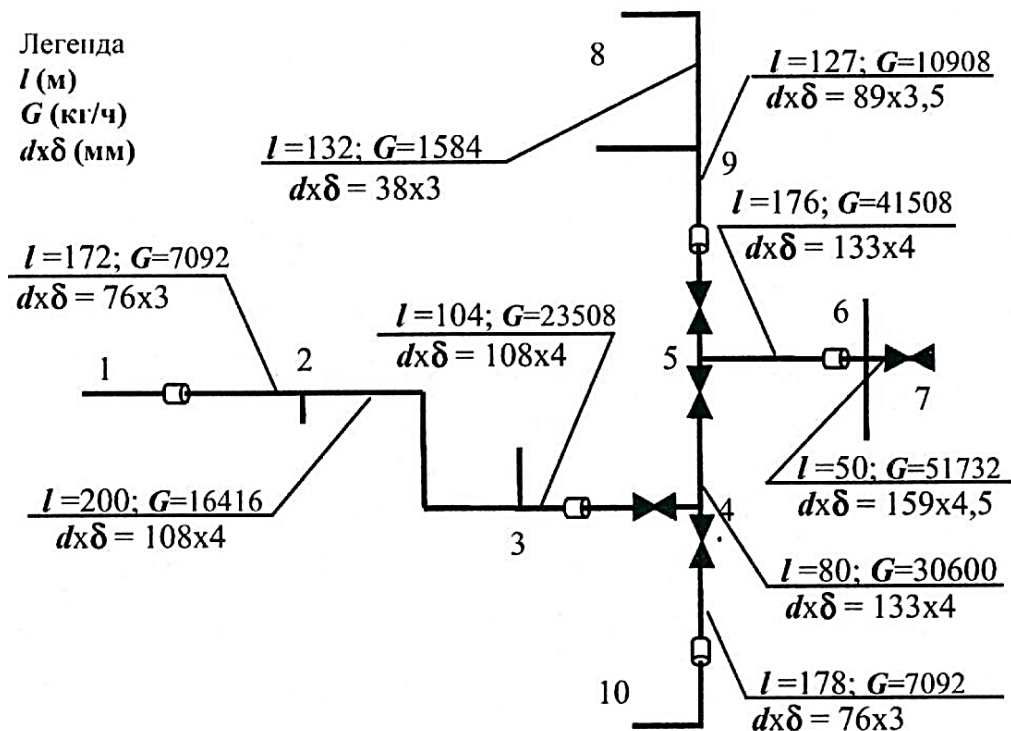


Рис. 4.1. Расчетная схема тепловой сети

1. План сети с длинами расчетных участков приведен на рис. 4.1.

2. Расчетные температуры воды:

- в подающем трубопроводе тепловой сети: $\tau_1^p = 130 \text{ }^\circ\text{C}$;
- в обратном трубопроводе системы отопления: $\tau_2^p = 70 \text{ }^\circ\text{C}$;
- перед водонагревателями ГВС (в переходном периоде): $\tau_{1Г}^p = 70 \text{ }^\circ\text{C}$;
- после водонагревателей ГВС (в переходном периоде): $\tau_{2Г}^p = 35 \text{ }^\circ\text{C}$;
- перед калориферами систем вентиляции: $\tau_{1В}^p = 130 \text{ }^\circ\text{C}$;
- после калориферов систем вентиляции: $\tau_{2В}^p = 70 \text{ }^\circ\text{C}$.

Решение

Тепловые нагрузки для отдельных зданий принимаем по результатам расчетов в примере 2.1, представленным в табл. 2.4. Расход сетевой воды для отдельных зданий рассчитываем по формуле (4.11) и сводим в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Расчетные расходы воды для отдельных зданий

№ п/п	Обозначение здания	G_0		G_r		G_B		$\sum G$	
		кг/с	т/ч	кг/с	т/ч	кг/с	т/ч	кг/с	т/ч
1	<i>A</i>	0,73	2,628	1,24	4,464	–	–	1,97	7,092
2	<i>B</i>	0,73	2,628	1,24	4,464	–	–	1,97	7,092
3	<i>C</i>	0,73	2,628	1,24	4,464	–	–	1,97	7,092
4	<i>D</i>	1,09	3,924	1,50	5,40	–	–	2,59	9,324
5	<i>E</i>	1,09	3,924	1,50	5,40	–	–	2,59	9,324
6	<i>F</i>	1,09	3,924	1,50	5,40	–	–	2,59	9,324
7	<i>Д</i>	0,17	0,612	0,06	0,216	0,02	0,072	0,25	0,90
8	<i>К</i>	0,25	0,900	0,09	0,324	0,10	0,360	0,44	1,584
Итого		5,88	21,168	8,37	30,132	0,12	0,432	14,37	51,732

На расчетной схеме (см. рис. 4.1) нумеруем расчетные точки (все точки изменения расхода теплоносителя). За расчетную магистраль принимаем отрезок сети от здания *A* до точки подключения, т. е. отрезок 1-2-3-4-5-6-7. Ответвлениями являются отрезки 8-9-5 и 10-4.

Теперь расчетные расходы на каждом участке можно определить, суммируя расходы воды для отдельных зданий, обеспечиваемых теплотой от данного участка. Эти сведения наносим на расчетную схему. Определение диаметров трубопроводов осуществляем по оптимальным скоростям на основании табл. П1 приложения. Эти данные также наносим на расчетную схему. Коэффициенты местных сопротивлений (в одном направлении) устанавливаем при помощи табл. 4.1, а падение давления в местных сопротивлениях определяем по табл. П3 приложения. Все результаты гидравлического расчета сводим в табл. 4.3.

Таблица 4.3

Гидравлический расчет трубопроводов тепловой сети

Номер участка	G , кг/ч	l , м	d , мм	w , м/с	R , даПа/м	RI , даПа	Местные сопротивления	$\sum \zeta$	Z , даПа	$RI + Z$, даПа	Σ , м
Расчетная магистраль											
1 – 2	7092	172	76 × 3	0,54	6,5	1118	2x0 + 1xК	2,6	39	1157	1,157
2 – 3	16416	200	108 × 4	0,61	5,3	1060	1xТп + 2xО	1,5	29	1089	2,246

Номер участка	G , кг/ч	l , м	d , мм	w , м/с	R , даПа/м	RI , даПа	Местные сопротивления	$\Sigma\zeta$	Z , даПа	$RI + Z$, даПа	Σ , м
Расчетная магистраль											
3 – 4	23508	104	108 × 4	0,86	10,8	1123	1хТп + 1хК + 1хЗ	2,4	90	1213	3,459
4 – 5	30600	80	133 × 4	0,72	5,7	456	1хТо + 1хЗ	1,8	47	503	3,962
5 – 6	41508	176	133 × 4	0,99	10,5	1848	1хТо + 1хК	3,1	152	2000	5,962
6 – 7	51732	50	159 × 4,5	0,85	6,3	315	1хЗ + 2хТп	1,3	43	368	6,330
Ответвление 8 – 5											
8 – 9	1584	132	38 × 3	0,46	11,5	1518	3хО	1,5	16	1534	1,534
9 – 5	10908	127	89 × 3,5	0,60	6,2	787	1Тн + 1К + 1З	2,4	43	830	2,364
Ответвление 10 – 4											
10 – 4	7092	178	76 × 3	0,54	6,5	1157	3хО + 1хК + 1хЗ	3,4	49	1206	1,206

Примечание. О – отвод; К – компенсатор; Тп – тройник на проход; То – тройник на ответвление; З – задвижка.

4.3. Пьезометрические графики

Знание распределения давлений в тепловой сети обеспечивает ее правильное проектирование и последующую эффективную, безопасную и надежную эксплуатацию. Поэтому гидравлический расчет складывается из двух этапов:

- собственно гидравлического расчета (определение диаметров трубопроводов и потерь давления);
- анализа гидравлических режимов работы тепловой сети и соблюдения требований, предъявляемых к давлениям.

Этот анализ удобно выполнять при помощи пьезометрических графиков. Такой график наглядно представляет распределение давлений в системе теплоснабжения по отношению к отдельным ее элементам: источнику тепла, тепловой сети и комплексу потребителей теплоты (рис. 4.2).

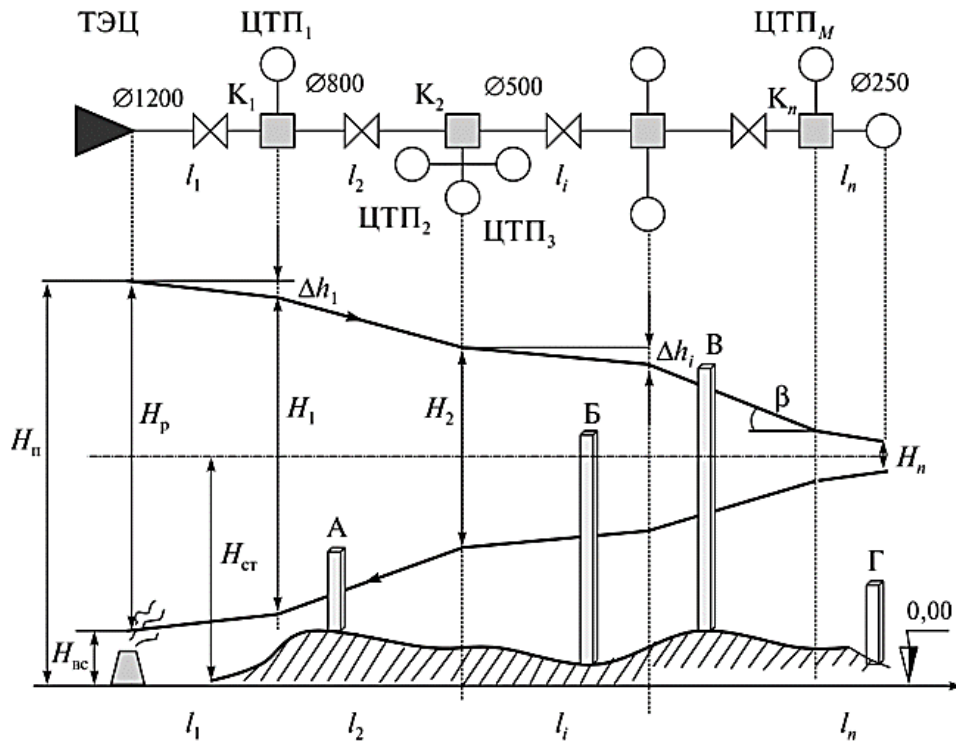


Рис. 4.2. Пример пьезометрического графика тепловой сети

Рекомендуется такая последовательность построения:

1. Принимается горизонтальный и вертикальный масштаб. Для наглядности вертикальный масштаб обычно принимают в десять раз крупнее горизонтального ($1:100^B/1:1000^Г$; $1:500^B/1:5000^Г$). Возможно иное соотношение в зависимости от длины сети и режима давлений.
2. В принятом горизонтальном масштабе чертятся план магистрали тепловой сети в виде прямой линии (без поворотов) и планы ответвлений (параллельно магистрали). Обозначаются номера участков.
3. В принятом вертикальном масштабе чертится профиль местности вдоль трассы сети. Для упрощения принимается, что отметка оси трубопроводов совпадает с отметкой земли. Затем обозначаются высоты зданий, подключаемых к тепловой сети по зависимой схеме (как вертикальные отрезки, расположенные в соответствующих местах сети). Условно принимается, что высота этих отрезков соответствует отметке наиболее высокой части внутренней системы.
4. После построения профиля шкала абсолютных отметок не нужна. Строится шкала относительных отметок (в том же масштабе). За нулевую отметку этой шкалы принимается отметка источника теплоты (или точки подключения к существующей тепловой сети).

Дальнейший порядок построения графика зависит от характерного варианта проектирования.

Подключение к существующей сети

5. При известном давлении в подающем трубопроводе в точке подключения к существующей сети сначала чертится линия напоров в подающем трубопроводе, начиная от упомянутого давления. Каждый отрезок графика представляет собой наклонную прямую, причем тангенс угла наклона этой линии равен удельным потерям давления на этом участке. Разность отметок начала и конца полученной линии равна суммарным потерям в подающем трубопроводе сети ΔP .

6. Для наиболее удаленного потребителя откладывается необходимая разность давлений на вводе в тепловой узел между подающим и обратным трубопроводами $\Delta P_{\text{потр}}$:

- при независимом подключении через теплообменник – 5 – 7 м;
- при непосредственном подключении – от 5 м (насосное подмешивание) до 10 – 15 м (гидроэлеватор).

7. Линия напоров в обратном трубопроводе строится аналогично п. 5. Разность отметок начала и конца этой линии равна потерям давления в обратном трубопроводе сети $\Delta P_{\text{обр}}$. Давление в конечном пункте обратного трубопровода не может быть меньше давления в точке подключения к сети. Это означает, что потери давления в проектируемом ответвлении не превышают располагаемой разности давлений в точке подключения к существующей сети

$$\Delta P_{\text{под}} + \Delta P_{\text{робр}} + \Delta P_{\text{потр}} \leq \Delta P_{\text{расп}}$$

Примечание. При невыполнении этого условия необходимо уменьшить потери давления на проектируемом ответвлении, увеличивая диаметр некоторых участков.

Проектирование новой тепловой сети

5'. В этом случае одной из задач расчета является определение требуемого напора сетевого насоса. Поэтому построение графика начинается от вычерчивания линии напоров в обратном трубопроводе (в направлении, обратном движению теплоносителя), т. е. начальным пунктом графика служит всасывающий патрубок сетевого насоса.

При проходе воды через рабочее колесо насоса возникает эффект резкого снижения ее давления (рис. 4.3). Для горячей воды это может

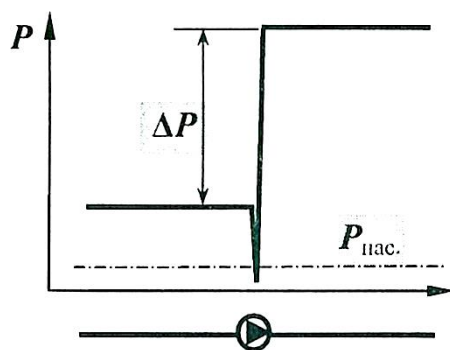


Рис. 4.3. Характер изменения давления среды в насосе

привести к вскипанию и возникновению явления кавитации с опасностью повреждения рабочих элементов насоса. Для предотвращения этого явления напор на всасывающем патрубке насоса не должен быть ниже определенного значения $P_{с.н}^{вс}$, которое является технической характеристикой насоса и в зависимости от температуры воды может составлять от 5 до 25 м. Поддержание этого давления перед сетевым насосом является задачей подпиточного, или стабилизирующего, насоса и со-

ответствующих устройств системы автоматики. Для снижения величины давления перед сетевым насосом его обычно располагают на обратном трубопроводе, т. е. на теплоносителе с более низкой температурой.

6'. Минимально необходимая разность давлений для наиболее удаленного потребителя принимается аналогично п. 6 предыдущего варианта.

7'. Построение линии напоров в подающем трубопроводе тепловой сети продолжается в направлении, противоположном движению воды. В конце этой линии (в точке источника теплоты) необходимо предусмотреть потери давления в сетевом оборудовании самого источника (сетевые подогреватели, коллекторы и т. п.). Эти потери можно ориентировочно принимать как четверть сетевых потерь

$$\Delta P_{ист} = 0,25(\Delta P_{под} + \Delta P_{обр}). \quad (4.13)$$

Разность отметок начала и конца построенного графика представляет собой требуемый напор сетевого насоса

$$P_{с.н} = \Delta P_{под} + \Delta P_{обр} + \Delta P_{потр} + \Delta P_{ист}. \quad (4.14)$$

4.4. Требования к давлениям в тепловой сети

Построенный пьезометрический график отображает гидродинамический режим работы тепловой сети, к которому предъявляются следующие требования (рис. 4.4):

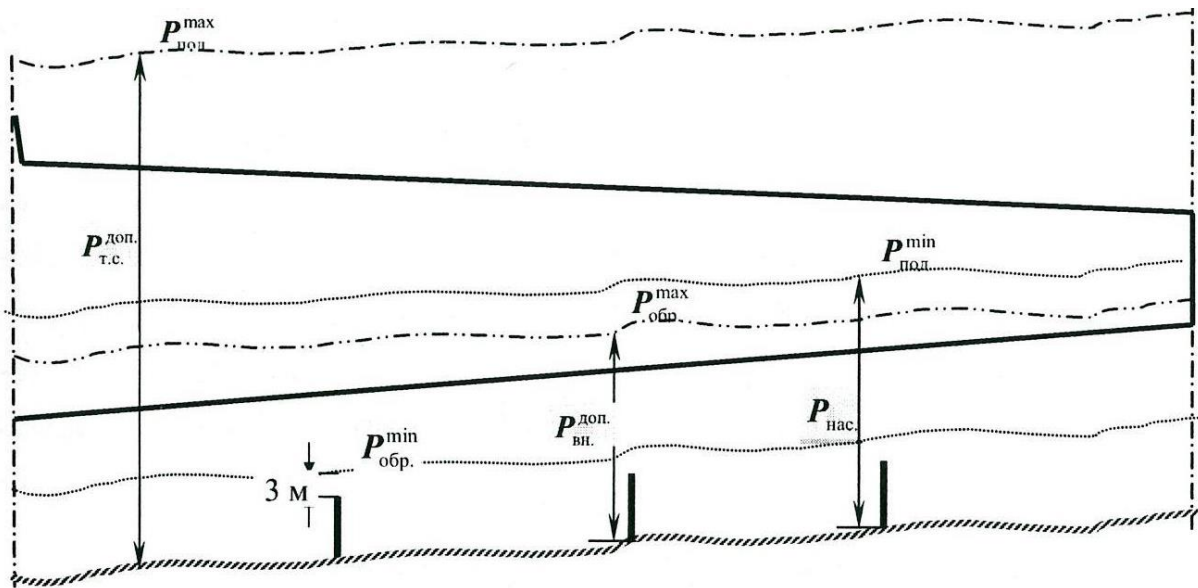


Рис. 4.4. Принципы графического анализа соблюдения требований, предъявляемых к давлениям в тепловой сети в гидродинамическом режиме

1. В подающем трубопроводе давление не может быть больше допустимого для труб, арматуры и оборудования, находящихся в данной точке сети, что в среднем составляет 1,6 – 2,0 МПа (160 – 200 м). Устройства тепловых узлов и внутренних систем в динамическом режиме не могут находиться под давлением подающего трубопровода сети, поскольку находятся под действием регулирующих устройств в составе теплоцентра. Это требование учитывает только прочность элементов самой сети. На рис. 4.4 этому условию соответствует линия $P_{\text{под}}^{\text{max}}$.

2. В любой точке подающего трубопровода и непосредственно подключенных к нему устройств давление не может быть ниже давления насыщения при расчетной температуре воды. На рис. 4.4 этому условию соответствует линия $P_{\text{под}}^{\text{min}}$. Требуемое избыточное давление в зависимости от температуры воды приведено в табл. 4.4.

Таблица 4.4
Избыточное давление, предотвращающее вскипание воды

$t, ^\circ\text{C}$	$P, \text{ мм вод. ст.}$
100	0,3
110	4,6
120	10,2
130	17,5
140	26,8
150	38,5

Примечание. Если в контуре сети находятся устройства большой высоты (например, водогрейный котел), давление насыщения необходимо откладывать от верхней точки этих устройств.

3. В обратном трубопроводе тепловой сети давление не может быть выше допустимого:

– при независимом подключении – для теплообменников (в среднем 1,0 МПа (100 м));

– при непосредственном подключении внутренних систем – для труб, арматуры и оборудования систем (в среднем 0,6 – 0,8 МПа). На рис. 4.4 этому условию соответствует линия $P_{обр}^{max}$.

4. В любой точке обратного трубопровода абсолютное давление не должно быть ниже барометрического в данном месте, т. е. избыточное давление не может быть меньше нуля. Геометрически это условие означает, что линия напоров в обратном трубопроводе не должна пересекать профиля местности и высоты зданий, системы которых подключены к сети непосредственно. Обычно принимается запас 3 – 5 м (для случая с зависимым подключением систем).

4.5. Статический режим тепловой сети

Выше были рассмотрены принципы построения и анализа пьезометрических графиков в гидродинамическом режиме тепловой сети, т. е. при работе сетевых насосов и наличии циркуляции теплоносителя. После этого на график наносится линия статического давления, соответствующая состоянию выключения сетевых насосов (планового или аварийного). При отсутствии циркуляции во всей сети и подключенных к ней системах установится одинаковое давление, которое должно соответствовать следующим требованиям (см. рис. 4.2):

1. В наиболее высокой точке сети давление не может быть выше давления насыщения при максимально возможной температуре, чтобы предотвратить вскипание, возникновение паровых подушек и последующие гидравлические удары при пуске сети.

2. В наиболее низкой точке сети давление не может быть больше допустимого для труб и арматуры сети, тепловых вводов, а также устройств внутренних систем (например, нагревательных приборов), подключенных по зависимой схеме.

3. Абсолютное давление в наиболее высокой точке сети и внутренних системах, подключенных к ней непосредственно, должно быть выше атмосферного с запасом 3 – 5 м, что обеспечивает так называемую «залитость» тепловой сети и подключенных к ней систем зданий.

На график в критических точках наносятся линии соответствующих давлений и в качестве статического давления выбирается то, которое обеспечивает соблюдение всех трех условий.

5. ТРУБОПРОВОДЫ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

5.1. Трубы

Механическая прочность стенок труб

Расчет трубопроводов тепловых сетей на прочность выполняется в соответствии с нормами РД 10-400 и РД 10-249.

Для различных расчетов прочности цилиндрической стенки могут использоваться следующие диаметры (рис. 5.1): внутренний $d_{в}$, наружный $d_{н}$, средний $d_{ср}$. При расчетах на механическую прочность стенки трубы рассматриваются как тонкостенный сосуд, и расчетным является средний диаметр. Силы, действующие на стенку под влиянием давления теплоносителя, делятся на продольные и поперечные, причем стенка трубы **всегда** испытывает **поперечное растяжение** (рис. 5.2).

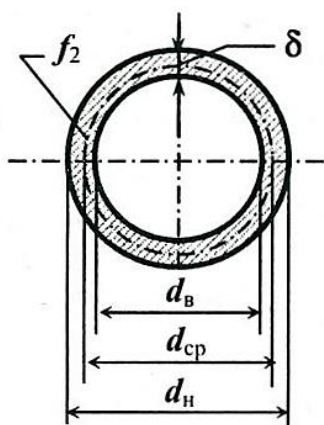


Рис. 5.1. Основные геометрические обозначения

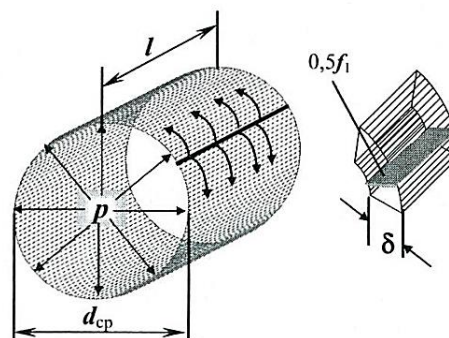


Рис. 5.2. Схема работы стенки трубы на поперечное растяжение

Сила, возникающая под действием внутреннего давления p и действующая на цилиндрическую поверхность трубы, составляет

$$P_1 = pF_1 = p d_{ср} l. \quad (5.1)$$

Поперечное растяжение воспринимают два расположенные напротив друг друга продольные сечения стенки шириной δ . Их суммарная площадь в трубе длиной l будет равна

$$f_1 = 2\delta \cdot l, \quad (5.2)$$

тогда поперечное напряжение в этом двойном сечении составит

$$\sigma_1 = \frac{P_1}{f_1} = \frac{pd_{\text{ср}}}{2\delta}. \quad (5.3)$$

Это напряжение испытывает шов в продольно-сварных трубах.

По характеру действия сил внутреннего давления в **продольном направлении** трубопроводы тепловых сетей делятся на **разрезные** и **неразрезные** (рис. 5.3).

Неразрезные трубопроводы испытывают продольное растяжение под действием силы

$$P_2 = PF_2 = P \frac{\pi d_{\text{ср}}^2}{4}, \quad (5.4)$$

а воспринимает это растяжение поперечное сечение стенки трубы f_2 (см. рис. 5.1)

$$f_2 = \pi d_{\text{ср}} \delta. \quad (5.5)$$

Тогда продольное напряжение в этом сечении составит

$$\sigma_2 = \frac{P_2}{f_2} = P \frac{d_{\text{ср}}}{4\delta}. \quad (5.6)$$

Именно это напряжение испытывает поперечный шов в местах сварки труб (рис. 5.4). Разрезной трубопровод не подвержен продольному растяжению.

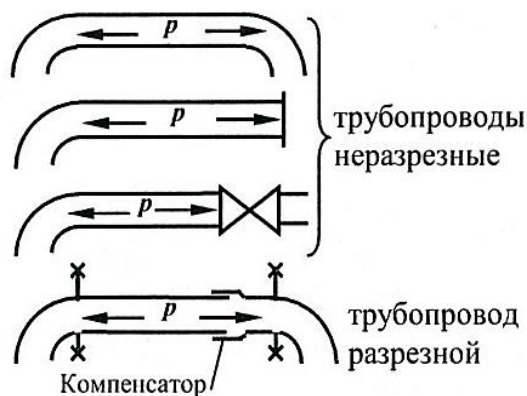


Рис. 5.3. Варианты действия продольных сил в стенке трубы

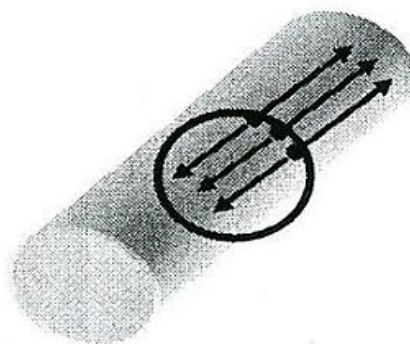


Рис. 5.4. Продольная работа поперечного шва трубы

Суммарное напряжение в стенке трубы под действием внутреннего давления равно

$$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2}. \quad (5.7)$$

Тогда для разрезных трубопроводов получим выражение

$$\sigma = \sigma_1 = \frac{pd_{\text{ср}}}{2\delta}, \quad (5.7^*)$$

а для неразрезных

$$\sigma = \frac{pd_{\text{ср}}}{2,3\delta}. \quad (5.7^{**})$$

В свою очередь, величина напряжения не может быть больше допустимой с точки зрения прочности имеющихся в каждом трубопроводе сварных швов в соответствии с выражением

$$\sigma = \varphi \sigma_{\text{доп}}, \quad (5.8)$$

где φ – коэффициент прочности сварного шва;

$\sigma_{\text{доп}}$ – допустимое напряжение для материала самой трубы.

Принимая во внимание, что

$$d_{\text{н}} = d_{\text{ср}} + \delta, \quad (5.9)$$

из выражений (5.7), (5.8), (5.9) получим:

– для разрезных трубопроводов

$$\delta = \frac{pd_{\text{н}}}{2\sigma_{\text{доп}}\varphi + p} + c, \quad (5.10)$$

– для неразрезных

$$\delta = \frac{pd_{\text{н}}}{2,3\sigma_{\text{доп}}\varphi + p} + c, \quad (5.10^*)$$

где c – отрицательный допуск на толщину трубы, который производители труб обычно используют в своих интересах, изготавливая трубы с минимально допустимой толщиной стенки.

Толщина стенки, определенная по описанному выше методу, называется номинальной. Технические условия поставки труб предусматривают для каждого диаметра производство труб с несколькими разными толщинами стенки $\delta_{\text{н}}$, соответствующими различным номинальным давлениям $p_{\text{н}}$. Данное сочетание номинальной толщины и номинального давления соответствует температуре теплоносителя до 200 °С.

При более тяжелых условиях эксплуатации необходимо предусматривать снижение рабочего давления P введением коэффициента ε , приведенного в табл. 5.1, в соответствии с выражением

$$P_{\text{раб}} = \varepsilon p_{\text{н}}. \quad (5.11)$$

Таблица 5.1
Коэффициент снижения
рабочего давления
для стальных труб

$t_{\text{раб}}, ^\circ\text{C}$	ε
200	1,0
250	0,9
300	0,8
350	0,71
400	0,64
450	0,42

Пример

Для неразрезного трубопровода из углеродистой стали при температуре теплоносителя 150°C определить напряжения в стенке трубы: поперечное, продольное и суммарное, не учитывая прочности швов и допуска на толщину стенки.

Исходные данные

1. Наружный диаметр трубопровода 530 мм.
2. Номинальная толщина стенки 8 мм.
3. Избыточное рабочее давление 1,6 МПа.

Решение

Внутренний диаметр трубы составляет $d_{\text{в}} = 530 - 2 \cdot 8 = 514$ мм, а расчетный (средний) диаметр

$$d_{\text{ср}} = \frac{530 + 514}{2} = 522 \text{ мм.}$$

Поперечное напряжение под действием сил внутреннего давления определим по формуле (5.3)

$$\sigma_1 = \frac{P_1}{f_1} = \frac{pd_{\text{ср}}}{2\delta} = \frac{1,6 \cdot 0,522}{2 \cdot 0,008} = 52,2 \text{ МПа.}$$

Продольное напряжение под действием тех же сил найдем по выражению (5.6)

$$\sigma_2 = \frac{P_2}{f_2} = \frac{pd_{\text{ср}}}{4\delta} = \frac{1,6 \cdot 0,522}{4 \cdot 0,008} = 26,1 \text{ МПа.}$$

Тогда суммарное напряжение в стенке неразрезного трубопровода, определяемое выражением (5.7**), будет равно

$$\sigma = \frac{pd_{\text{ср}}}{2,3\delta} = \frac{1,6 \cdot 0,522}{2,3 \cdot 0,008} = 45,4 \text{ МПа.}$$

Выводы. Полученные значения являются допустимыми для углеродистой стали при работе на растяжение. Тот факт, что суммарное напряжение в стенке неразрезного трубопровода оказалось меньше, чем одно только поперечное напряжение, объясняется геометрией действия сил растяжения в цилиндрической стенке.

Виды труб и их соединений

Для применения в теплоснабжении допускаются изделия, соответствующие правилам устройства и безопасной эксплуатации трубопроводов пара и горячей воды ПБ 10-573 Госгортехнадзора Российской Федерации. Для тепловых сетей следует предусматривать стальные электросварные или бесшовные трубы. В зависимости от диаметра шов может быть продольным или спиральным. Бесшовные трубы по технологии производства делятся на горячекатаные и холоднотянутые.

Для сетей при температуре до 150 °С и давлении до 1,6 МПа разрешается применять трубы из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом. При низких параметрах теплоносителя можно использовать неметаллические трубы с учетом санитарных требований и параметров теплоносителя.

Для сетей горячего водоснабжения в закрытых системах теплоснабжения должны применяться трубы из коррозионно-стойких материалов или с коррозионно-стойкими покрытиями. Трубы из чугуна с шаровидным графитом и полимерные трубы могут применяться как в закрытых, так и открытых системах теплоснабжения.

Для соединения стальных труб обычно применяется электросварка. Главным типом соединения является сварка «встык». При толщине стенки более 5 мм на концах труб предварительно выполняется фаска под углом 30 – 45° (так называемый V-шов). Расстояния между соседними швами не должны быть менее:

при $t^p \leq 250$ °С и $P_{раб} \leq 1,6$ МПа – 50 мм;

при $t^p > 250$ °С или $P_{раб} > 1,6$ МПа – 100 мм.

Расстояние от шва до места возможного изгиба трубопровода должно быть не меньше 100 мм, а от опоры – 0,5 м. Разъемные соединения (фланцевые, резьбовые) применяются только в воздухопускных и водосливных узлах, в тепловых центрах для соединения трубопроводов с арматурой, а также в местах, где этого нельзя избежать.

Классическими фасонными деталями в тепловых сетях являются отводы, переходы и тройники, которые с распространением технологии предварительно изолированных труб также поставляются как фабрично изолированные детали.

5.2. Опоры трубопроводов

Определение расстояния между подвижными опорами

При надземной и канальной прокладке трубопровод свободно лежит на подвижных опорах. Собственный вес трубопровода вместе с водой и изоляцией вызывает вертикальную нагрузку, а действие ветра – горизонтальную, что приводит к появлению изгибающих моментов.

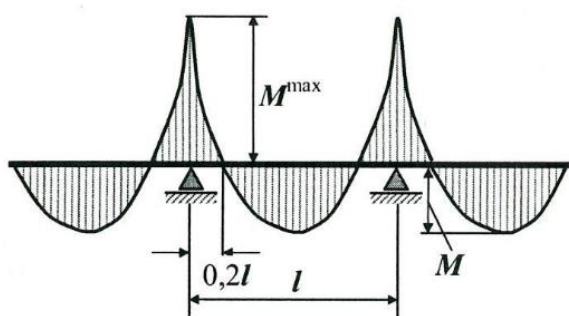


Рис. 5.5. Схема механической работы свободнолежащего трубопровода

Такой трубопровод соответствует модели бесконечной неразрезной балки (рис. 5.5). Из строительной механики известно, что максимальный изгибающий момент M^{\max} в этом случае возникает на оси опор

$$M^{\max} = \frac{ql^2}{12}, \quad (5.12)$$

а изгибающий момент в центре пролета между опорами равен половине этого значения

$$M = \frac{ql^2}{24}. \quad (5.13)$$

Общая удельная нагрузка трубопровода q складывается из удельной весовой нагрузки (вертикальная составляющая $q_{\text{в}}$) и силы давления ветра (горизонтальная составляющая $q_{\text{г}}$)

$$q = \sqrt{q_{\text{в}}^2 + q_{\text{г}}^2}. \quad (5.14)$$

Удельная весовая нагрузка $q_{\text{в}}$, Н/м, представляет собой сумму весов трубы, воды и изоляции (вместе с покровным слоем), приходящихся на один метр трубопровода

$$q_{\text{в}} = q_{\text{тр}} + q_{\text{вод}} + q_{\text{из}}. \quad (5.15)$$

Примечание. При надземной укладке необходимо учитывать снеговую нагрузку в соответствии с климатическими условиями.

Сила воздействия ветра определяется как функция его динамического давления

$$q_{\Gamma} = kc_a \frac{w^2 \rho_{\text{в}}}{2} d_{\text{ни}}, \quad (5.16)$$

где c_a – аэродинамический коэффициент ($c_a = 1,4$);

w – скорость ветра, м/с;

$\rho_{\text{в}}$ – плотность воздуха при данной температуре, кг/м³;

$d_{\text{ни}}$ – наружный диаметр конструкции трубопровода (вместе с изоляцией), м;

k – коэффициент, учитывающий зависимость ветровой нагрузки от высоты прокладки трубопроводов h , м, и вида территории:

– при $h > 10$ м

$$k = m \left(\frac{h}{10} \right)^n, \quad (5.17)$$

– при $h \leq 10$ м

$$k = m. \quad (5.17^*)$$

Значения эмпирических коэффициентов m и n принимаются по табл. 5.2. Максимальное напряжение в стенке трубы составляет

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_{\text{max}}}{W} = \frac{ql^2}{12W}, \quad (5.18)$$

где W – момент сопротивления поперечного сечения стенки, м³.

Таблица 5.2

Коэффициенты, учитывающие вид территории и характер застройки

Вид территории	m	n
Открытое пространство	1,0	0,32
Лес, город с застройкой до 30 м	0,65	0,44
Город с застройкой более 30 м	0,3	0,66

Поскольку максимально допускаемое расстояние между опорами l_{max} соответствует условию $\sigma_{\text{max}} = \sigma_{\text{доп}}$, то из (5.18) получим

$$l_{\text{max}} = \sqrt{\frac{12\sigma_{\text{доп}}W}{q}}. \quad (5.19)$$

Но в действительности трубопровод тепловой сети не является бесконечной неразрезной балкой. Наименее справедлива эта модель вблизи поворотов, концевых заглушек и осевых компенсаторов. Для учета особенностей механической работы трубопровода в таких местах вводится поправочный коэффициент k (рис. 5.6)

$$l_{\max} = k \sqrt{\frac{12\sigma_{\text{доп}} W}{q}}. \quad (5.19^*)$$

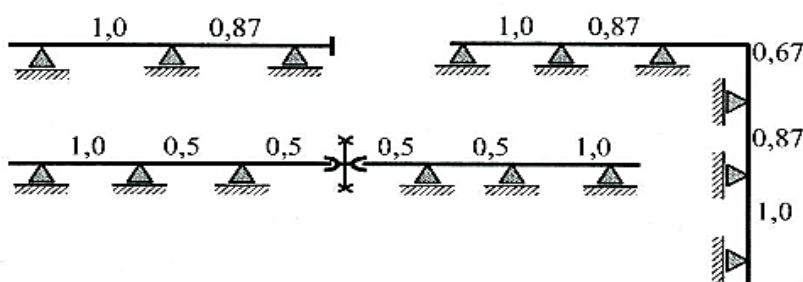


Рис. 5.6. Поправочный коэффициент для расчета допускаемого расстояния между подвижными опорами

Нагрузки на подвижные опоры

Вертикальная нагрузка на подвижную опору, вызванная собственным весом конструкции трубопровода (рис. 5.7), составляет

$$P_{\text{в}} = q_{\text{в}} \frac{l_1 + l_2}{2}, \quad (5.20)$$

а при равных расстояниях между опорами

$$P_{\text{в}} = q_{\text{в}} l. \quad (5.20^*)$$

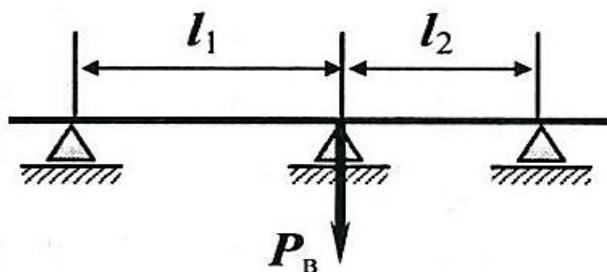


Рис. 5.7. Вертикальная нагрузка подвижной опоры

Силы трения в опорах приводят к возникновению горизонтальных нагрузок, которые можно определить в зависимости от коэффициента трения в опоре f по выражению

$$P_{\Gamma} = P_{\text{в}} f. \quad (5.21)$$

Горизонтальные нагрузки могут действовать в осевом и радиальном (боковом) направлениях. Коэффициент трения зависит от вида опоры и направления перемещения трубопровода (рис. 5.8). При использовании осевых компенсаторов (сальниковых, сильфонных, линзовых волнистых) трубопровод при своем температурном расширении перемещается только вдоль оси.

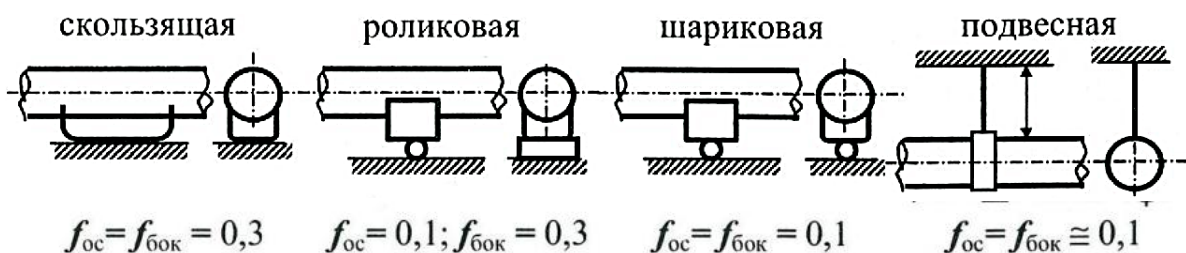


Рис. 5.8. Коэффициент трения для различных видов подвижных опор (осевой $f_{\text{ос}}$ и боковой $f_{\text{бок}}$)

Работа радиальных (гибких) компенсаторов, например П-образных, сопровождается боковым перемещением трубопровода. На подвижных опорах при таких компенсаторах на расстоянии до $40d$ от их оси в обе стороны необходимо учитывать силы трения в обоих направлениях перемещения. Аналогично следует рассматривать работу подвижных опор в местах самокомпенсации (см. разд. 6).

Нагрузки на неподвижные опоры

Назначением неподвижных опор следует назвать обеспечение предсказуемого перемещения трубопроводов в определенных направлениях во время их температурного расширения. Вертикальные нагрузки на неподвижные опоры учитываются только при надземной и канальной укладке трубопроводов. Если неподвижная опора находится на прямолинейном участке сети, то вертикальная нагрузка на нее не отличается от нагрузки на подвижную опору (см. рис. 5.7) и определяется по выражениям (5.17) или (5.17*).

В наиболее сложном случае, когда опора размещена в точке двух-стороннего разветвления тепловой сети (рис. 5.9), вертикальная нагрузка на нее составит

$$P_B = \frac{q_1 l_1 + q_2 l_2 + q_3 l_3 + q_4 l_4}{2} + P_{\text{арм}}, \quad (5.22)$$

где $P_{\text{арм}}$ – суммарный вес арматуры, находящейся между данной неподвижной опорой и ближайшими подвижными опорами (во всех направлениях).

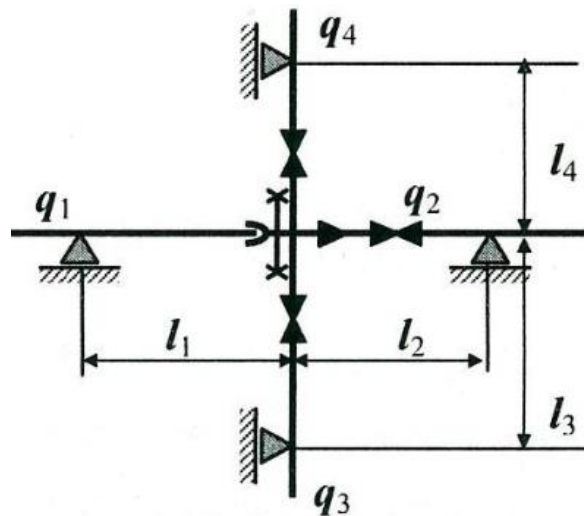


Рис. 5.9. Схема сложной вертикальной нагрузки неподвижной опоры

Горизонтальные нагрузки на неподвижные опоры возникают под действием целого комплекса разнообразных сил:

1. Силы трения P_T , возникающей:

а) при надземной и канальной прокладке – в подвижных опорах;

б) при бесканальной подземной прокладке:

– между поверхностью изоляции и грунтом, когда труба неразрывно соединена с изоляцией (работа «вместе с изоляцией»);

– между трубой и изоляцией, когда изоляция сильно зажата грунтом (работа «внутри изоляции»).

2. Силы трения в сальниковых компенсаторах (или упругих сил в осевых компенсаторах другого типа) P_C .

3. Силы упругих деформаций в гибких компенсаторах и на участках самокомпенсации P_K .

4. Силы внутреннего давления $P_{\text{вн}}$. Опора, на которую воздействует сила внутреннего давления, называется неразгруженной, а в противном случае – разгруженной.

1. Силы трения в опорах. При надземной и канальной подземной прокладке сила, вызванная трением в подвижных опорах, может быть определена по выражению

$$P_T = q_v L f_{\text{ос}}, \quad (5.23)$$

где L – расстояние от рассматриваемой неподвижной опоры до ближайшего компенсатора, м.

При подземной бесканальной прокладке необходимо сначала определить характерный вариант механической работы теплопровода во время его термического расширения. Бесканальная прокладка, при которой давление грунта передается на поверхность трубы, называется неразгруженной, а в противном случае – разгруженной.

Вариант I. Полностью разгруженная работа теплопровода (рис. 5.10). Изоляция плотно зажата грунтом и воспринимает его давление. Но труба не воспринимает давления грунта и свободно перемещается внутри изоляции (с некоторым зазором).

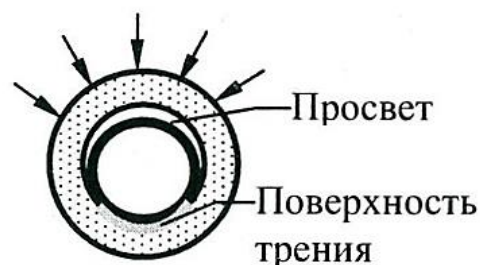


Рис. 5.10. Схема работы нагруженного трубопровода

Сила трения в этом случае вызвана только собственным весом трубопровода и воды ($q = q_w + q_{\text{вод}}$) и составляет

$$P_T = 0,6qL. \quad (5.24)$$

Вариант II. Неразгруженная работа «внутри изоляции» (рис. 5.11). Труба плотно охвачена изоляцией, но сила трения между трубой и изоляцией меньше, чем между изоляцией и грунтом. Труба воспринимает давление грунта, но перемещается внутри изоляции. Поверхностью трения в этом случае является поверхность трубопровода.

Вариант III. Неразгруженная работа трубопровода «вместе с изоляцией» (рис. 5.12). Труба настолько сильно сцеплена с изоляцией, что вместе с ней перемещается в грунте. Поверхностью трения в этом случае является поверхность изоляции.

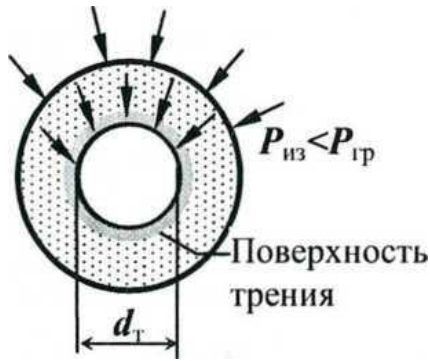


Рис. 5.11. Схема работы незгруженного трубопровода «внутри изоляции»

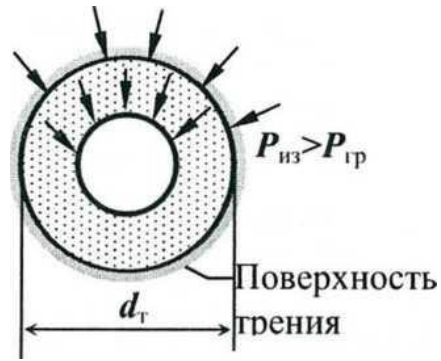


Рис. 5.12. Схема работы незгруженного трубопровода «вместе с изоляцией»

Сила трения в обоих незгруженных вариантах равна

$$P_T = 0,6k_L q_0 \pi d_T L, \quad (5.25)$$

где k_L – коэффициент ЛИСИ, учитывающий податливость неподвижных опор и другие факторы, снижающие нагрузки на них:

- при $d \leq 500$ мм $k_L = 0,35$,
- при $d > 500$ мм $k_L = 0,5$);

d_T – диаметр поверхности трения, принимаемый:

- для варианта II: $d_T = d_{тр}$;
- для варианта III: $d_T = d_{ни}$;

q_0 – давление грунта на поверхность трения, определяемое по выражению:

$$q_0 = \frac{q_{гр}^B + q_{гр}^Г}{2} + \frac{q_T}{\pi d_T}, \quad (5.26)$$

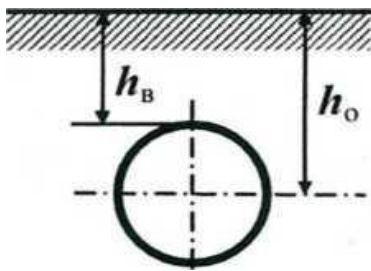


Рис. 5.13. Определение горизонтального и вертикального давления на трубопровод

в котором $q_{гр}^B$ – вертикальное давление грунта; $q_{гр}^Г$ – горизонтальное давление грунта; q_T – суммарный удельный вес конструкции (на 1 м длины), находящейся внутри поверхности трения.

Для грунта плотностью $\rho_{гр}$, кг/м³, можно получить (рис. 5.13)

$$q_{гр}^B = \rho_{гр} h_в g, \quad (5.27)$$

$$q_{гр}^Г = \rho_{гр} h_о g A, \quad (5.28)$$

где A – коэффициент, зависящий от вида грунта (табл. 5.3).

2. Сила трения в сальниковых компенсаторах. Для предотвращения утечек теплоносителя набивка сальника (асбестографитовый шнур) должна находиться в очень плотном состоянии.

Таблица 5.3

Коэффициент вида грунта

Вид грунта	Коэффициент
Суглинок	0,423
Супесь	0,376
Песок пылеватый	0,289
Песок мелкий	0,260
Песок средний	0,238
Песок крупный	0,217

С этой целью производится ее периодическое уплотнение, что приводит к заметному трению при работе компенсатора. Сила этого трения P_c , Н, при рабочем давлении в трубопроводе $p_{\text{раб}}$, Па, составляет

$$P_c = 2p_{\text{раб}}\pi d_{\text{сн}}b_{\text{н}}\mu, \quad (5.29)$$

где $d_{\text{сн}}$ – диаметр поверхности трения (наружный диаметр стакана компенсатора), м;

$b_{\text{н}}$ – длина сальниковой набивки вдоль оси, м;

μ – коэффициент трения (принимается: $\mu = 0,15$).

Полученное по (5.29) значение проверяется в зависимости от количества стягивающих набивку болтов n по формуле

$$P_c = \frac{4000n}{F_{\text{н}}}\pi d_{\text{сн}}b_{\text{н}}\mu, \quad (5.29^*)$$

где $F_{\text{н}}$ – площадь поперечного сечения сальниковой набивки, м, между внутренним диаметром корпуса компенсатора $d_{\text{кв}}$ и наружным диаметром его стакана $d_{\text{сн}}$ по выражению

$$F_{\text{н}} = \frac{\pi}{4}(d_{\text{кв}}^2 - d_{\text{сн}}^2). \quad (5.30)$$

За расчетную силу принимается большая из полученных по выражениям (5.29) и (5.29*).

Большое количество сальниковых компенсаторов еще находится в эксплуатации, но при проектировании и строительстве новых тепло-

вых сетей этот вид оборудования применяется все реже. При использовании осевых компенсаторов других типов упругую силу их деформации при расчете нагрузок на неподвижные опоры следует принимать в соответствии с техническими данными производителей.

3. Силы упругих деформаций. Значение сил упругих деформаций является результатом расчета гибких компенсаторов или участков самокомпенсации (см. разд. 6).

4. Сила внутреннего давления. Сила внутреннего давления действует на неподвижную опору только в случае, когда недалеко от опоры находятся заглушка, задвижка (в предположении, что она может быть закрыта) или переход (в сторону уменьшения диаметра).

В случае заглушки и задвижки внутреннее давление теплоносителя $P_{вн}$, Н, воспринимает все поперечное сечение трубы по ее наружному диаметру d_n

$$P_{вн} = p_{раб} \frac{\pi d_n^2}{4}, \quad (5.31)$$

а в случае перехода – только кольцевое поперечное сечение, соответствующее уменьшению диаметра трубопровода от $d_{н1}$ до $d_{н2}$

$$P_{вн} = p_{раб} \frac{\pi}{4} (d_{н1}^2 - d_{н2}^2). \quad (5.31^*)$$

Рекомендуется следующий порядок определения нагрузки на неподвижную опору.

1. Определить сумму действующих сил с обеих сторон. При этом при гибких компенсаторах (неразгруженные опоры) учитываются все силы, а при сальниковых (разрезной трубопровод) не учитывается сила внутреннего давления. Рекомендуется выполнять отдельно расчет для режимов «начало нагрева», «конец нагрева», «начало охлаждения» и «конец охлаждения» с принятием наибольшей нагрузки из перечисленных режимов.

2. Для промежуточной опоры нагрузка определяется как разность полученных с двух сторон сумм, причем силы трения со стороны меньшей нагрузки принимаются с коэффициентом 0,7. Если сумма сил по обе стороны от опоры получилась одинаковая, нагрузка на опору принимается как 30 % указанной суммы.

3. Для концевой опоры нагрузка определяется как сумма сил, действующих с одной стороны.

4. Если неподвижная опора является общей для нескольких трубопроводов, то силы трения от них учитываются:

– при количестве трубопроводов до четырех включительно – от двух трубопроводов, оказывающих наибольшую нагрузку на опору;

– при количестве трубопроводов пять и более – либо таким же образом, либо от всех трубопроводов с коэффициентом 0,5.

6. КОМПЕНСАЦИЯ ТЕПЛОВЫХ ДЕФОРМАЦИЙ

6.1. Общие сведения

В результате измерения температуры теплоносителей, движущихся по трубопроводам, происходит их чередующееся тепловое расширение и сокращение. Если неподвижно закрепить концы трубы, то в результате этого явления в стенке трубы возникает напряжение σ , МПа, величина которого определяется законом Гука:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon, \quad (6.1)$$

где E – модуль продольной (линейной) упругости материала стенки трубы, МПа (для углеродистой стали $E \approx 2 \cdot 10^5$ МПа);

ε – относительное удлинение трубопровода, м/м.

Труба длиной l , м, при изменении ее температуры на Δt , К, изменяет свою длину на величину Δl , м,

$$\Delta l = \alpha \Delta t \cdot l, \quad (6.2)$$

где α – линейный коэффициент термического расширения, м/(м · К), либо K^{-1} . Для углеродистой стали в диапазоне температуры 0 – 150 °С обычно принимается $\alpha = 1,2 \cdot 10^{-5} K^{-1}$.

Тогда относительное удлинение трубы составит

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} = \frac{\alpha \Delta t \cdot l}{l} = \alpha \Delta t. \quad (6.2^*)$$

Из совместного рассмотрения (6.1) и (6.2*) следует

$$\sigma = E \cdot \alpha \Delta t, \quad (6.1^*)$$

откуда можно сделать вывод, что напряжение в стенке трубопровода при его тепловом удлинении зависит только от вида материала (E и α)

и от разности температур, но не зависит от диаметра и длины трубопровода и толщины его стенки. В частном случае для углеродистой стали

$$\sigma = 2 \cdot 10^5 \cdot 1,2 \cdot 10^{-5} \Delta t = 2,4 \Delta t. \quad (6.1^{**})$$

Величина силы расширения нагреваемого трубопровода P , МН, имеющего площадь поперечного сечения стенки f , м², составит

$$P = \sigma \cdot f = 2,4 \Delta t \cdot f. \quad (6.3)$$

Если закрепить оба конца трубопровода неподвижными опорами, то эту силу P воспринимает опора.

Пример

Определить напряжение сжатия в стенке стального трубопровода диаметром 400 мм при его нагреве в процессе эксплуатации, если температура монтажа составляла -20 °С, а расчетная температура теплоносителя равна 150 °С.

Исходные данные

1. Площадь поперечного сечения трубы $f = 0,01$ м².
2. Материал: углеродистая сталь ($E = 2 \cdot 10^5$ МПа; $\alpha = 1,2 \times 10^{-5} \text{K}^{-1}$).

Решение

Нагрев трубопровода в указанном диапазоне температуры вызовет напряжение в стенке трубы; в соответствии с (6.1 **)

$$\sigma = 2,4(150 + 20) = 408 \text{ МПа},$$

что значительно превышает допустимое напряжение (предел текучести стали Ст3 составляет около 250 МПа).

На неподвижную опору будет действовать усилие, которое в соответствии с (6.3) составит

$$P = 408 \cdot 0,01 = 4,08 \text{ МН} \cong 400 \text{ т}.$$

Возникающие при термическом расширении труб напряжения и усилия могут привести к повреждению самой сети и конструкций, находящихся с ней в контакте (опоры, фундаменты и т. п.). Чтобы предотвратить это и сделать характер перемещений элементов сети предсказуемым, применяется компенсация тепловых деформаций; она заключается в закреплении трубопроводов в определенных местах с помощью неподвижных опор и обеспечении свободы перемещений в четко установленных направлениях, где располагаются устройства,

способные воспринять эти перемещения (компенсаторы). Таким образом, между двумя неподвижными опорами обязательно должен находиться компенсатор.

6.2. Виды компенсаторов

Для компенсации температурных деформаций следует в первую очередь использовать участки естественной компенсации (так называемой «самокомпенсации»), которая заключается в безопасном изгибе трубопроводов в местах поворотов под углом до 120° , определяемых самой трассировкой сети (рис. 6.1). Обычно выделяются Г-образные и Z-образные участки самокомпенсации.

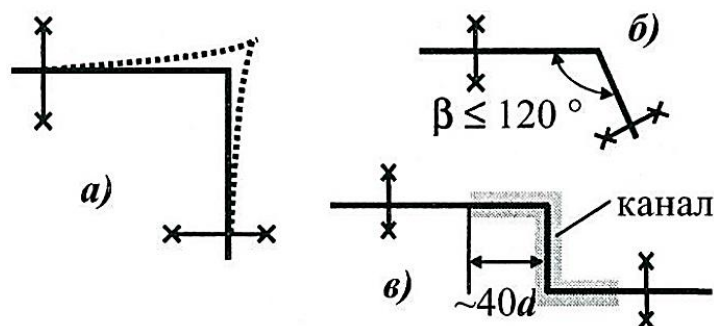


Рис. 6.1. Самокомпенсация в тепловых сетях:
 а – характер перемещения трубопроводов;
 б – Г-образный участок; в – Z-образный участок

Примечания

1. Работа трубопровода в местах поворота под углом более 120° геометрически приводит к передаче более 50 % нагрузки по оси трубопровода и, кроме того, статически неопределенна, поэтому такие углы поворота должны быть закреплены неподвижной опорой. Альтернативным решением является размещение в таком месте гибкого компенсатора.

2. Самокомпенсация предусматривает возможность свободного бокового перемещения трубопровода. В связи с этим при подземной бесканальной прокладке участки самокомпенсации необходимо размещать в канале на расстоянии около $40d$ от углов поворота в обе стороны (компенсационные зоны). Эту функцию могут также выполнять компенсационные маты из мягкого материала, однако возможность их применения зависит от местных грунтовых условий.

3. Некоторые производители предварительно изолированных труб в своих фирменных материалах приводят увеличенный до 135° угол поворота, допустимый для использования в качестве участков самокомпенсации.

После установления и использования мест самокомпенсации все прямые отрезки сети необходимо разбить неподвижными опорами на компенсационные участки с размещением компенсатора на каждом из них. Следует стремиться к минимальному количеству компенсационных участков, т. е. к максимально допустимым расстояниям между неподвижными опорами. Эти расстояния зависят от вида компенсатора, способа его размещения и прокладки сети и ориентировочно могут приниматься по табл. 6.1. Более точно установление допустимых расстояний между опорами выполняется на основании рекомендаций производителей компенсаторов.

Таблица 6.1

Максимально допускаемые расстояния между неподвижными опорами водяной тепловой сети

d_y , мм	Компенсатор сальниковый, сильфонный, предварительно изолированный			Компенсатор П-образный	
	Канальная прокладка	Бесканальная прокладка		Канальная прокладка	Бесканальная прокладка
		Закрепленный	Плавающий		
1	2	3	4	5	6
100	70	25	50	80	65
125	70	30	60	90	70
150	80	35	70	100	80
200	80	35	70	120	95
250	100	60	120	120	95
300	100	70	140	120	95
350	120	70	140	140	110
400	140	70	140	160	120
450	140	70	140	160	120
500	140	80	160	180	140
600	160	80	160	200	160
700	160	80	160	200	160
800	160	100	200	200	160
900	160	100	200	200	160
1000	160	120	240	200	160

Примечание. Расстояния между неподвижными опорами на участках самокомпенсации рекомендуется принимать не более 60 % от указанных для П-образных компенсаторов.

По геометрическому принципу работы компенсаторы делятся на осевые и радиальные (гибкие). Работе осевых компенсаторов сопутствует перемещение трубопровода исключительно вдоль его оси, а работе радиальных – как по оси, так и в боковом направлении.

Осевые компенсаторы. К осевым компенсаторам относятся сальниковые, сильфонные, линзовые, волнистые и ряд других конструкций.

Сальниковые компенсаторы могут быть односторонними и двусторонними. Особенностью эксплуатации таких компенсаторов является необходимость периодического уплотнения набивки сальника. Поэтому даже при бесканальной прокладке такие компенсаторы должны иметь доступ для обслуживания в виде небольших камер (компенсаторных ниш). В настоящее время используются необслуживаемые конструкции осевых компенсаторов: линзовые, сильфонные.

Недостатком сальниковых компенсаторов, как и других компенсаторов осевого типа, следует назвать опасность их заклинивания и повреждения при боковом перемещении трубопровода. Поэтому при надземной и канальной прокладке осевые компенсаторы располагают только у неподвижной опоры, чтобы сделать боковое перемещение невозможным. Такое размещение компенсатора называется закрепленным.

При бесканальной прокладке боковое перемещение трубопровода невозможно, и компенсатор располагают в середине компенсационного участка («плавающее» размещение). Это позволяет вдвое увеличить расстояние между неподвижными опорами (см. табл. 6.1) и уменьшить количество самих опор и компенсаторов. Из-за возможности непредсказуемой работы не допускается размещение на одном участке осевого компенсатора и участка самокомпенсации.

Радиальные компенсаторы. Компенсаторами радиального действия являются все гибкие конструкции: П-образные, S-образные, лирообразные и другой формы. Форма радиальных (гибких) компенсаторов зависит от условий работы и применяемых материалов (рис. 6.2).

Преимуществом гибких компенсаторов является возможность их выполнения непосредственно на месте монтажа сети из подручных материалов. К их недостаткам следует отнести большую материалоемкость, значительную поверхность для размещения, а также необходимость обеспечения трубопроводам возможности бокового перемещения во время теплового расширения.

Предпочтительным считается размещение гибкого компенсатора в середине компенсационного участка (для обеспечения равномерных нагрузок на неподвижные опоры). Допускается размещение радиального компенсатора на 1/3 длины участка, а также сочетание участка самокомпенсации с радиальным компенсатором.

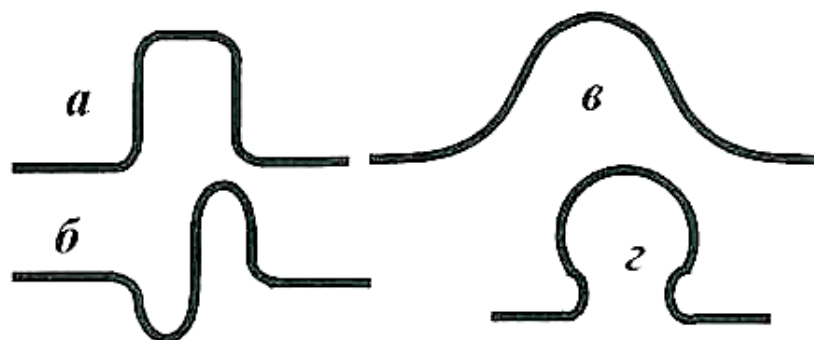


Рис. 6.2. Гибкие компенсаторы: а – П-образный; б – S-образный; в – с-образный; г – лирообразный

При монтаже гибких компенсаторов применяется их предварительная растяжка (приблизительно на половину величины их расчетной компенсирующей способности). Это позволяет:

- снизить напряжения в стенках трубопроводов;
- уменьшить размеры и материалоемкость компенсатора;
- увеличить длину компенсационных участков, уменьшить количество компенсаторов и неподвижных опор и соответственно капитало-вложения в тепловые сети.

Компенсирующие методы прокладки тепловых сетей

Обычный способ монтажа трубопроводов («в холодную») предусматривает использование полной компенсирующей способности всех компенсаторов в расчетных условиях. Только такой способ рекомендуется при больших диаметрах трубопроводов. При диаметрах до 200 мм все чаще применяются современные компенсирующие способы монтажа.

Метод монтажа с **предварительным подогревом** является полностью бескомпенсаторным. Он предусматривает стадию подогрева смонтированного участка тепловой сети с закрепленными на нем неподвижными опорами, но перед засыпкой траншеи грунтом. При подогреве до температуры несколько выше половины расчетной в конструкции тепловой сети происходят тепловые удлинения на величину

около половины расчетных. Это не вызывает значительных напряжений, поскольку трубопроводы свободно перемещаются в траншеях, используя участки самокомпенсации в местах поворотов трассы.

Непосредственно после такого подогрева происходит засыпка траншей. Во время эксплуатации смонтированной сети в стенках трубопроводов возникают переменные напряжения: отрицательные – при температурах теплоносителя меньше предварительного подогрева и положительные – при больших температурах, причем напряжения обоих знаков не превышают половины расчетного (допустимого).

Метод **с предварительной натяжкой** использует так называемые одноразовые (стартовые) компенсаторы со сравнительно небольшой единичной компенсирующей способностью. Их конструкция допускает безопасную необратимую одноразовую деформацию внутри телескопического корпуса. После выполнения монтажных работ траншея остается не засыпанной только в местах расположения компенсаторов. Первый подогрев сети до температуры около половины расчетной приводит к срабатыванию компенсаторов и использованию их компенсирующей способности, после чего они блокируются, а траншеи засыпаются. С этого момента сеть действует так же, как и при методе предварительного подогрева.

6.3. Расчет компенсации

Трубопровод с жестко закрепленными концами, подвергнутый подогреву, представляет собой статически неопределимую систему. Задача его расчета не связана с принципиальными трудностями, но требует большого количества вычислений. На практике используется несколько методов расчета, отличающихся трудоемкостью и точностью. Основной аналитический метод дает численные значения напряжений и упругих деформаций высокой точности. Расчет по этому методу обычно предусматривает применение компьютеров.

Метод упругого центра дает численные результаты с достаточной для инженерных расчетов точностью. Метод требует существенно меньшего количества расчетов, но применим только для плоских фигур.

Метод критериев позволяет путем несложных расчетов быстро оценить компенсирующую способность участка по принципу «да» – «нет» без численных результатов. Применяется при трассировке сети и предварительной оценке участков самокомпенсации.

Метод упругого центра

1. Теоретические основы метода. При формулировании основ метода упругого центра приняты следующие допущения:

- закрепление концов трубопровода считается абсолютно жестким;
- не учитываются силы трения в подвижных опорах;
- плечи действия сил упругой деформации принимаются без учета теплового удлинения трубопровода.

Рассмотрим основы метода применительно к двумерной (плоской) фигуре, учитывая только гибкость прямых отрезков трубопровода (без учета гибкости отводов). Поместим произвольную плоскую фигуру трубопроводов $a - b - c - d$ на координатную плоскость $x - y$, причем точка d закреплена неподвижно, остальные могут перемещаться свободно (рис. 6.3).

В результате нагрева на величину Δt трубопровод получает тепловое удлинение, занимая в пространстве новое положение $a' - b' - c' - d'$. Изменение координат конца рассматриваемой фигуры определяется выражениями

$$\begin{cases} \Delta l_x = \alpha \Delta t (x_d - x_a), \\ \Delta l_y = \alpha \Delta t (y_d - y_a), \end{cases} \quad (6.4)$$

где $x_{a(d)}$; $y_{a(d)}$ – координаты соответствующих точек.

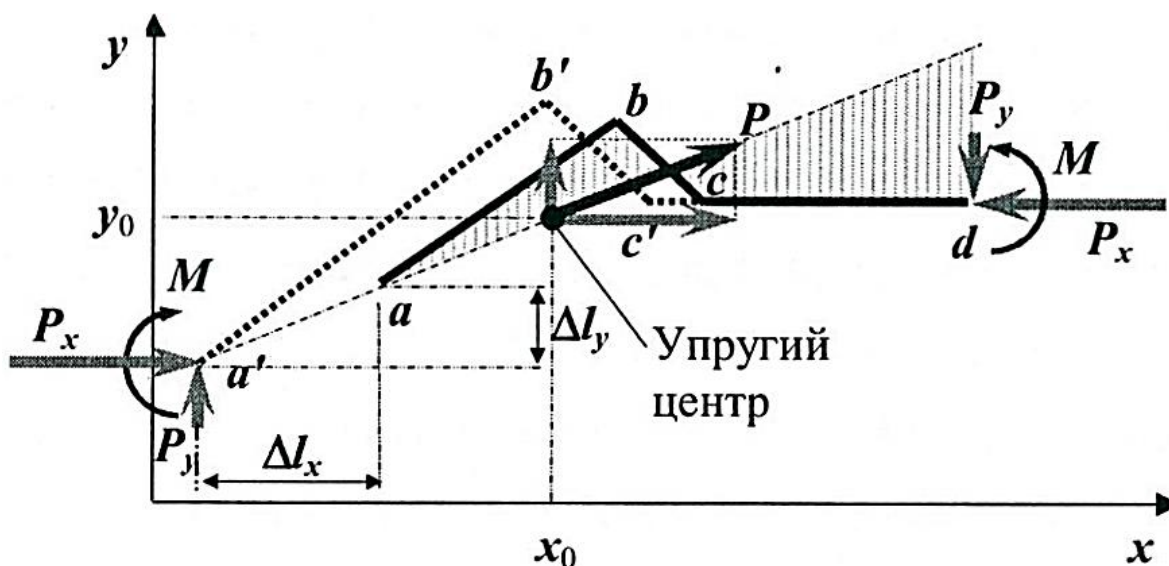


Рис. 6.3. Модель «упругого центра»

Чтобы вернуть точку a в ее первоначальное положение, необходимо приложить к ней усилия P_x и P_y , кН, а также изгибающий момент M_a , кН·м. В точке d при этом автоматически возникнут равные по величине, но противоположно направленные реактивные силы, а также реактивный момент M_a противоположного направления.

Каждый прямой участок трубопровода обладает определенной упругостью. Если упругость каждого участка отнести к его центру тяжести, то можно найти условный «упругий центр» всей рассматриваемой плоской фигуры, координаты которого определяются выражениями

$$x_0 = \frac{\sum S_y}{\sum l}; \quad y_0 = \frac{\sum S_x}{\sum l}, \quad (6.5)$$

в которых $\sum S_y$ и $\sum S_x$ – суммы статических моментов отдельных участков фигуры относительно соответствующих осей координат. Эти моменты определяются как произведение длины участка l_i на соответствующую координату его центра тяжести (y_{ci} или x_{ci}), т. е.

$$S_{xi} = l_i y_{ci}; \quad S_{yi} = l_i x_{ci}.$$

Перенесем силы P_x и P_y в найденный упругий центр и вычислим их равнодействующую P . Линия ее действия образует с осью трубопровода эпюру изгибающих моментов M_i , кН·м, величина которых в произвольной точке выражается формулой

$$M_i = P_x (y_0 - y_i) - P_y (x_0 - x_i). \quad (6.6)$$

В результате действия этих моментов в процессе самокомпенсации в стенке трубы возникнет напряжение изгиба σ_i , МПа, по выражению

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_p} 10^3, \quad (6.7)$$

в котором W_p – момент сопротивления поперечного сечения стенки трубы при ее расчетной толщине, см³.

Значения сил P_x и P_y определяются формулами

$$P_x = K_x \frac{E \cdot I \cdot \alpha \Delta t}{10^5 l_0^2}; \quad P_y = K_y \frac{E \cdot I \cdot \alpha \Delta t}{10^5 l_0^2}, \quad (6.8)$$

где I – момент инерции поперечного сечения стенки трубы, см⁴;

l_0 – длина плеча трубопровода, принятого за основное, м;

K_x, K_y – коэффициенты, выражающие конфигурацию трубопровода.

Величины этих коэффициентов имеют определяющее значение и рассчитываются по формулам или с помощью номограмм, составленных для стандартных конфигураций трубопроводов.

2. Расчет Z-образного участка самокомпенсации. Расчетная схема участка показана на рис. 6.4. При бесканальной прокладке вблизи углов поворота необходимо обеспечивать свободное боковое перемещение трубопроводов, поскольку именно в этом заключается действие гибких компенсаторов.

Увеличение длины компенсационных зон приводит к росту капиталовложений, а слишком короткие зоны значительно увеличивают изгибающие моменты и напряжения в точках заземления грунтом (точки a и d на рис. 6.4), а также силы, воздействующие на опоры.

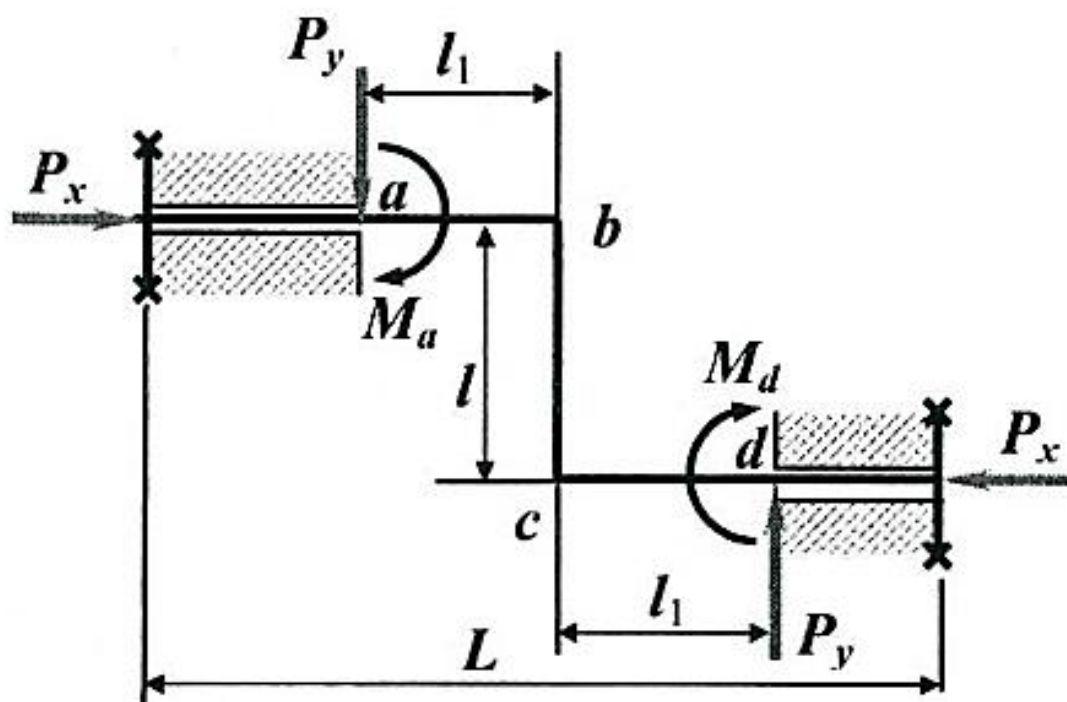


Рис. 6.4. Расчетная схема Z-образного участка самокомпенсации

Таким образом, задача расчета самокомпенсации заключается в определении минимально допускаемой длины компенсационных зон l_1^{\min} с точки зрения прочности стенки трубы, а также сил P_x и P_y , которые воспринимают неподвижные опоры.

Исходные данные для расчета:

- расчетный (максимально возможный) перепад температуры $\Delta t_p, ^\circ\text{C}$;
- расстояние между неподвижными опорами $L, \text{м}$;
- «плечо» компенсации $l, \text{м}$;
- наружный диаметр трубы $d_n, \text{м}$;
- модуль линейной упругости материала трубопровода $E, \text{МПа}$;
- допускаемое напряжение в стенке трубы $\sigma_{\text{доп}}, \text{МПа}$;
- линейный коэффициент термического расширения материала трубопровода α, K^{-1} ;
- момент сопротивления поперечного сечения стенки трубы $W, \text{см}^3$.

Последовательность расчета

$$z = \frac{L}{l}. \quad (6.9)$$

$$A = \frac{E d_n \alpha \Delta t_p}{l}, \text{МПа}. \quad (6.10)$$

$$n = \frac{l_1}{l} = \left(\frac{A \cdot z}{\sigma_{\text{доп}}} - \frac{1}{3} \right) + \sqrt{\left(\frac{A \cdot z}{\sigma_{\text{доп}}} - \frac{1}{3} \right)^2 + \frac{2A}{2\sigma_{\text{доп}}}}. \quad (6.11)$$

Если полученный в п. 3 результат соответствует условию $n \geq \frac{1}{\sqrt{2z}}$, то вычисленное по выражению (6.11) значение n принимается в качестве расчетного. В противном случае необходимо уточнить значение n методом подбора из выражения

$$\sigma_{\text{доп}} = A \frac{6z \cdot n + \frac{3}{n} + 9}{4n + 6n^2}, \text{МПа}. \quad (6.12)$$

Искомое значение необходимой длины компенсационной зоны

$$l_1 = n \cdot l, \text{м}. \quad (6.11^*)$$

Если в п. 4 оказалось $n \geq \frac{1}{\sqrt{2z}}$, то выполняется условие

$$\sigma_{b,c} = \sigma_{\text{доп}}; \sigma_{a,d} = A \frac{6z \cdot n + \frac{3}{n} + 9}{4n + 6n^2}, \text{МПа}. \quad (6.13)$$

В противном случае:

$$\sigma_{a,d} = \sigma_{\text{доп}}; \sigma_{b,c} = A \frac{12z \cdot n + 9}{4n + 6n^2}, \text{ МПа.} \quad (6.14)$$

При этом в формулу (6.14) подставляется новое значение n , полученное подбором из выражения (6.12).

3. Расчет Г-образного участка самокомпенсации. Расчетная схема участка показана на рис. 6.5. Как и в предыдущем случае, при бесканальной прокладке вблизи углов поворота необходимо предусматривать свободу бокового перемещения трубопроводов. Задачей расчета является определение минимально допускаемой длины компенсационных зон l_M и l_G по обеим сторонам угла поворота, а также усилий P_x, P_y, P'_x, P'_y , воспринимаемых неподвижными опорами.

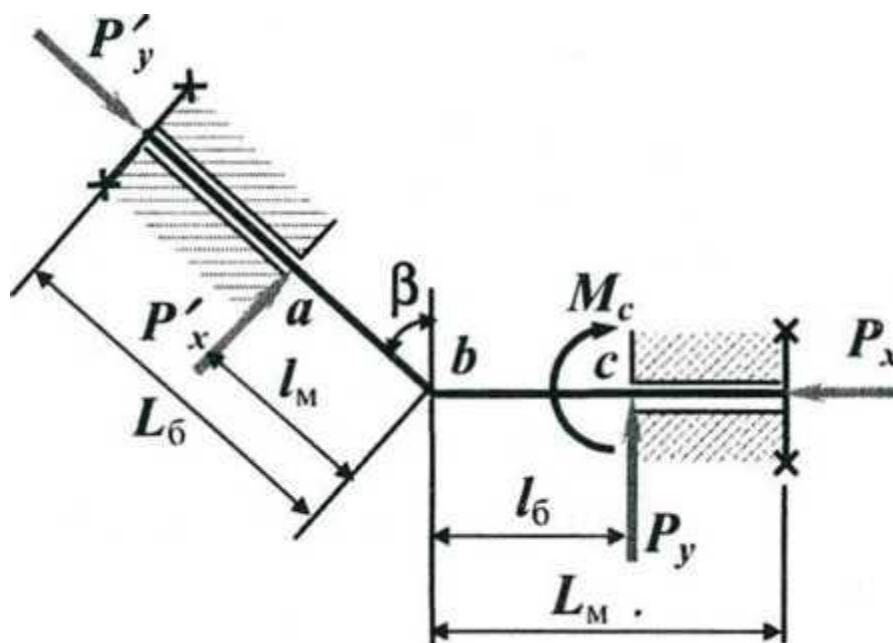


Рис. 6.5. Расчетная схема Г-образного участка самокомпенсации

Исходные данные для расчета:

- длины плеч участка (бóльшая и меньшая) L_G, L_M , м;
- угол поворота трубопроводов β (считая от прямого угла), °;
- расчетный (максимально возможный) перепад температуры Δt_p , °С;
- наружный диаметр трубы d_H , м;

- модуль линейной упругости материала трубопровода E , МПа;
- допускаемое напряжение в стенке трубы $\sigma_{\text{доп}}$, МПа;
- линейный коэффициент термического расширения материала трубопровода α , K^{-1} ;
- момент сопротивления поперечного сечения стенки трубы W , см^3 .

Последовательность расчета.

$$z = \frac{L_M}{L_G}. \quad (6.15)$$

$$n = \frac{L_G}{L_M} = \sqrt{\frac{1 + z \sin \beta}{z + \sin \beta}}, \quad (6.16)$$

предполагая, что напряжения в стенке трубы в точках a , b и c одинаковы.

$$k = k_y l_M = \frac{3L_G[3n^2 z + 4n + 1 + (4nz + z + 3n^2)\sin \beta]}{n^3(n + 1)\cos \beta}, \quad (6.17)$$

$$l_M = \sqrt{\frac{n \cdot k \cdot E \cdot d_H \alpha \Delta t_p}{4\sigma_{\text{доп}}}}, \text{ м.} \quad (6.18)$$

$$l_G = n \cdot l_M, \text{ м.} \quad (6.16^*)$$

$$P_y = \frac{2\sigma_{\text{доп}} W}{10^3 l_G}, \text{ кН.} \quad (6.19)$$

$$P_x = P_y \frac{n + \sin \beta}{\cos \beta}, \text{ кН.} \quad (6.20)$$

$$P'_y = P_x \sin \beta + P_y \cos \beta, \text{ кН.} \quad (6.21)$$

$$P'_x = P_x \cos \beta + P_y \sin \beta, \text{ кН.} \quad (6.22)$$

4. Расчет П-образного компенсатора. По умолчанию «спинка» компенсатора B принимается равной половине его вылета H (рис. 6.6). Но могут существовать требования, определяющие другую величину этого соотношения (например, конструктивное требование рационального размещения компенсатора в производственном здании над въездными воротами, над проездом и т. п.).

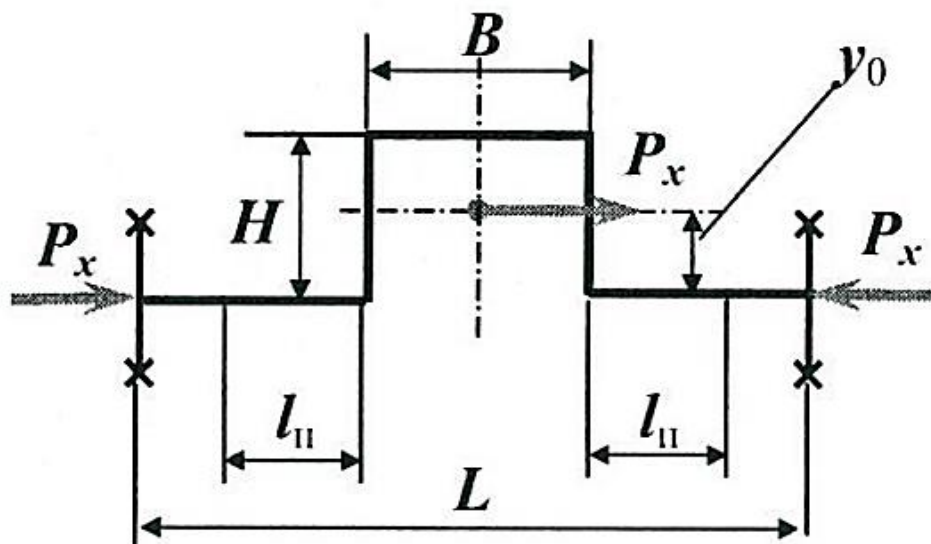


Рис. 6.6. Расчетная схема П-образного компенсатора

При надземной и канальной прокладке прямые участки, прилегающие к компенсатору, принимают участие в компенсации (т. е. изгибаются) не целиком, а только на длину $l_{II} = 40d$. Это так называемые «плечи» компенсатора.

При бесканальной прокладке плечи равны длине компенсационных ниш (канальных участков), но не превышают $40d$. Если же компенсационные ниши будут короче, то изгиб будет происходить только на длине этих участков с соответствующим увеличением изгибающих моментов. Полное температурное удлинение участка трубопровода длиной L , м, при расчетной разности температуры Δt_p , °С, составляет

$$\Delta l = \alpha \Delta t_p L = \alpha (\tau_i^p - t_{но}^p) L. \quad (6.23)$$

Однако расчетное удлинение принимается с учетом предварительной растяжки компенсатора

$$\Delta l_p = \varepsilon \alpha \Delta t_p L = \varepsilon \Delta l. \quad (6.23^*)$$

При температурах теплоносителя до 250 °С коэффициент предварительной растяжки компенсатора принимается равным $\varepsilon = 0,5$. Дополнительным исходным данным для расчета компенсатора является момент инерции поперечного сечения стенки трубы I , см⁴.

Последовательность расчета

Принять предварительную величину вылета H (спинка B предполагается равной $0,5H$). Координаты упругого центра

$$x_0 = 0; y_0 = \frac{H(H + B)}{2H + 2l_{\text{п}} + B}, \text{ м.} \quad (6.24)$$

Осевой момент инерции плоской фигуры компенсатора относительно оси абсцисс

$$I_{x_0} = H^2 \left(\frac{2H}{3} + B \right) - y_0^2 (2H - 2l_{\text{п}} + B). \quad (6.25)$$

Усилие на неподвижную опору

$$P_x = \frac{E \cdot I \Delta l_p}{10^5 I_{x_0}}, \text{ кН.} \quad (6.26)$$

Изгибающие моменты:

– в плече

$$M_{l_{\text{п}}} = P_x y_0, \text{ кН} \cdot \text{м}; \quad (6.27)$$

– в спинке

$$M_B = P_x (H - y_0), \text{ кН} \cdot \text{м.} \quad (6.28)$$

Проверка допустимости напряжений в стенке трубы ($\sigma_{\text{доп}}$)

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_{\text{max}}}{W} 10^3 \leq \sigma_{\text{доп}}, \text{ МПа,} \quad (6.29)$$

– при $y_0 > 0,5H \rightarrow M_{\text{max}} = M_{l_{\text{п}}}$;

– при $y_0 < 0,5H \rightarrow M_{\text{max}} = M_B$.

Универсальные расчетные формулы

Универсальный метод расчета участков самокомпенсации и гибких компенсаторов позволяет избежать использования характеристик поперечного сечения стенки трубы, а все расчеты выполняются с учетом только наружного диаметра трубопровода $d_{\text{н}}$, м. Напряжение в стенке трубы σ , МПа, возникающее в результате тепловой деформации, в наиболее неблагоприятной точке определяется по выражению:

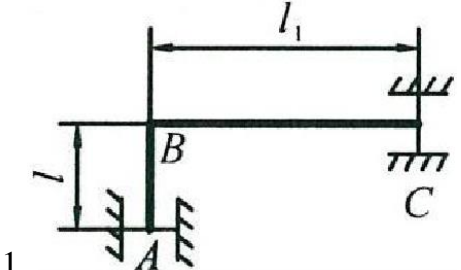
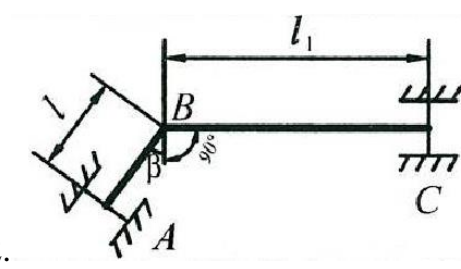
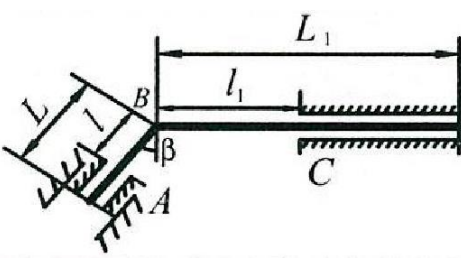
$$\sigma_{A(B)(C)} = C_{A(B)(C)} \frac{\Delta l E d_z}{l^2}, \quad (6.30)$$

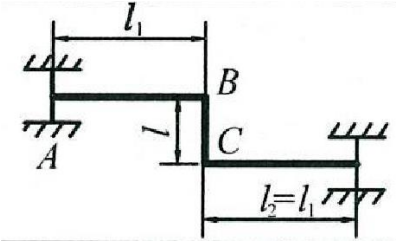
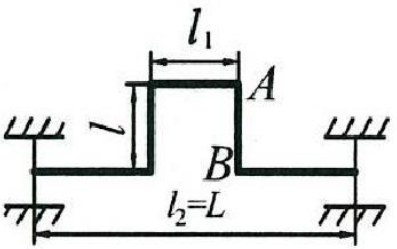
в котором l – универсальная геометрическая характеристика участка самокомпенсации, называемая его плечом.

Необходимые расчетные формулы для выбранных конфигураций трубопроводов принимаются по табл. 6.2.

Таблица 6.2

Сводка формул для определения коэффициента $C_{A(B)(C)}$
в выражении (6.30)

Конфигурация трубопровода	Отношение длин и деформация (t – расчетная температура; t_0 – температура монтажа)
Расчетные формулы	
<p>1.</p> 	$n = \frac{l_1}{l}$ $\Delta l = \alpha(t - t_0)l_1$
$C_A = 1,5 \left[\frac{n^3 + 2n^2 + 1}{n^2(n + 1)} \right] \approx 1,5 \left(1 + \frac{1}{n} \right)$	
<p>2.</p> 	$n = \frac{l_1}{l}$ $\Delta l = \alpha(t - t_0)l_1$
$C_A = \frac{1,5}{\cos\beta} \left[\frac{n^3 + 2n^2 + 1}{n^2(n + 1)} + \frac{n + 3}{n(n + 1)} \sin\beta \right] \approx \frac{1,5}{\cos\beta} \left[1 + \frac{1}{n} + \frac{n + 3}{n(n + 1)} \sin\beta \right]$	
<p>3.</p> 	$n = \frac{l_1}{l}$ $z = \frac{L_1}{L}$ $\Delta l = \alpha(t - t_0)l_1$
$C_A = \frac{1,5}{\cos\beta} \left[\frac{(n^2 + 2n)(z + \sin\beta) + z \sin\beta + 1}{z \cdot n(n + 1)} \right]$ $C_B = \frac{1,5}{\cos\beta} \left[\frac{n^2(z + \sin\beta) + (2n + 1)(z \sin\beta + 1)}{z \cdot n^2(n + 1)} \right]$	

Конфигурация трубопровода	Отношение длин и деформация (t – расчетная температура; t_0 – температура монтажа)
Расчетные формулы	
<p>4.</p> 	$n = \frac{l_1}{l}$ $\Delta l = \alpha(t - t_0)(l_1 + l_2)$
<p>При $l_1 = l_2$</p> $C_A = \frac{0,75(4n^3 + 3n + 1)}{n^3(3n + 2)}$ $C_B = C_C = \frac{0,75(8n^2 + 3)}{n^2(3n + 2)}$ <p>При $n > 0,63$ $\sigma_B > \sigma_A$</p>	
<p>5.</p> 	$n_1 = \frac{l_1}{l}$ $n_2 = \frac{l_2}{l} = \frac{L}{l}$ $\Delta l = \alpha(t - t_0)L$
$C_A = \frac{1,5}{3n_1 + 2 - \frac{n_1 + 1}{n_2 - n_1 + 1}}$ $C_B = \frac{1,5}{\frac{(3n_1 + 2)(n_2 - n_1 + 1)}{n_1 + 1} - 1}$ <p>При $n_2 > 2n_1$ $\sigma_B < \sigma_A$</p>	

7. ИЗОЛЯЦИЯ ТРУБОПРОВОДОВ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

7.1. Общие сведения

Широко используемое в технической терминологии обобщенное определение «тепловая изоляция» применительно к трубопроводам тепловых сетей не совсем корректно. Изоляция теплопроводов действительно призвана прежде всего снижать потери теплоты, однако технологически она призвана также препятствовать прониканию влаги, а во многих случаях – предотвращать механические повреждения трубопроводов.

Качественная изоляция трубопроводов тепловой сети должна характеризоваться следующими свойствами:

- термостойкостью;
- минимально возможным коэффициентом теплопроводности;
- малым поглощением влаги (гидрофобными свойствами);
- достаточной механической прочностью;
- простотой изготовления и легкостью ремонта;
- отсутствием коррозирующего воздействия на стенки труб.

В ходе развития теплоснабжения возникла общая конструкция изоляции, состоящая из трех основных слоев (рис. 7.1): собственно тепловой изоляции, гидроизоляции и покровного слоя.

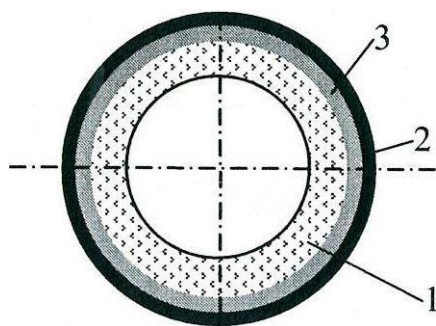


Рис. 7.1. Конструкция изоляции: 1 – тепловая изоляция; 2 – гидроизоляция; 3 – покровный слой

Первый слой придает всей конструкции основные теплоизоляционные свойства. При надземной и подземной канальной прокладке плотность и коэффициент теплопроводности материала тепловой изоляции нормируются в зависимости от максимальной температуры теплоносителя: при $t < 150\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\rho < 550\text{ кг/м}^3$; $\lambda < 0,15\text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$; при $t > 150\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\rho \leq 400\text{ кг/м}^3$; $\lambda \leq 0,1\text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$. Кроме того, при прокладке надземной, канальной и в помещениях материал изоляции не должен быть легко воспламеняющимся (покровный слой при этом выполняется из негорючих материалов). При бесканальной подземной прокладке

характеристики материала тепловой изоляции не нормируются с точки зрения технических требований.

Гидроизоляция защищает основной теплоизоляционный слой и саму трубу от действия влаги. Положение гидроизоляционного слоя может меняться в зависимости от свойств теплоизоляционного материала: при высоких гидрофобных свойствах материала теплоизоляции гидроизоляционный слой может наноситься непосредственно на поверхность трубопровода.

Материал гидроизоляционного слоя должен характеризоваться монолитностью и герметичностью, чтобы успешно противостоять проникновению влаги. Готовый слой не должен быть хрупким, более того, он должен быть достаточно эластичным, чтобы не подвергаться разрушению во время тепловых деформаций трубопровода. Гидроизоляция на месте обычно выполняется методом обмазки холодными или горячими мастиками либо оклеиванием рулонными материалами по мастикам.

Покровный слой защищает оба технологических слоя (гидро- и теплоизоляцию) от механических повреждений. Поскольку большинство теплоизоляционных материалов имеют незначительную прочность на растяжение, сжатие и изгиб, покровный слой выполняется из достаточно прочных материалов. При открытой прокладке дополнительным требованием может стать также эстетичный внешний вид трубопроводов. Покровный слой при изолировании на месте может выполняться следующими способами:

- оштукатуриванием по металлической сетке;

- оклейкой из рулонных материалов (стеклоткань, полимерные материалы и т. п.);

- сборкой из твердых элементов (металлических, асбоцементных, из армированного стеклопластика и т. п.).

Непрерывное развитие техники теплоснабжения и применение новых материалов позволили во многих случаях совместить выполнение функций механической защиты конструкции изоляции и гидроизоляции в общем покровном слое. Особенно характерно такое сочетание для технологии предварительно изолированных труб.

7.2. Виды теплоизоляции

Предварительно рассмотрим некоторые широко используемые вплоть до 90-х годов прошлого века типы изоляции. Это, прежде всего, даст историческую картину развития изоляционной техники. Кроме того, нельзя исключить полностью дальнейшего, пусть ограниченного, использования таких видов изоляции, особенно при ремонтных работах, изоляции нетиповых элементов, расширении существующих систем теплоснабжения и т. д.

Обмазочная изоляция

В качестве пластичной массы для выполнения такой изоляции использовались доломитовая земля, магнезитохромитовая масса и другие материалы с невысокой теплопроводностью, обладающие вяжущими свойствами. Приготавливаемая смешением с водой пластическая масса накладывалась затем слоями. Трубопровод в процессе изолирования мог подогреваться для ускорения высыхания слоев.

Высушенный изоляционный слой затем покрывался обертыванием из рулонных материалов с промастичиванием. Накладывание пластической массы – достаточно простой и особенно удобный способ при изолировании фасонных деталей, арматуры и различного рода нетиповых элементов. Обмазкой можно изолировать также прямые участки небольшого диаметра; она отличается невысокой ценой и простотой последующего ремонта. Новый этап развития обмазочной, а точнее, окрасочной изоляции – керамическая изоляция – будет описана далее отдельно.

Теплоизоляционные маты

Материалом для такой изоляции обычно служили стекловата и минеральная вата, прошитые для прочности или наклеенные на листы крафт-бумаги. Трубопровод сначала покрывался матами (на ширину одного рулона), а затем изоляция обвязывалась проволокой. Как и при обмазочной изоляции, основной слой теплоизоляционных матов затем покрывался рулонными материалами. Особенность такой изоляции – легкость ее съема при необходимости доступа к трубопроводу и оборудованию. Изоляция матами удобна при больших диаметрах трубопроводов, изолировании аккумуляторов горячей воды и различного рода крупных нетиповых элементов.

Изоляция из сборных элементов

Такая изоляция выполняется из предварительно изготовленных фабричным способом элементов (скорлуп, полускорлуп и т. п.), соот-

ветствующих трубопроводам различного диаметра. Материалом могла служить пробка, пенобетон и другие вспененные материалы, сохраняющие заданную форму, как показано на рис. 7.2. Отличительной особенностью технологии является очень быстрый монтаж изоляции, при этом сами элементы сборной изоляции устойчивы к механическим повреждениям.

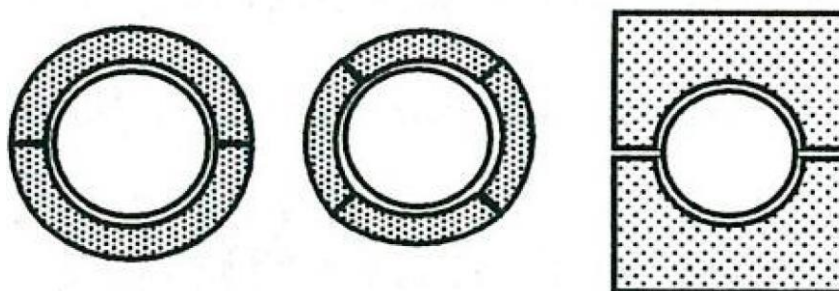


Рис. 7.2. Варианты изоляции из сборных элементов

К недостаткам технологии следует отнести трудность изолирования фланцев, арматуры, отводов, изогнутых участков, тройников и т. п.

Засыпная и заливная изоляция

Это сравнительно дорогие технологии изоляции по сравнению с вышеописанными вследствие дороговизны работ и весьма характерного перерасхода материалов. Однако особенностью технологии является возможность выполнения непосредственно в траншее или с использованием простой опалубки из подручных материалов (рис. 7.3, 7.4).

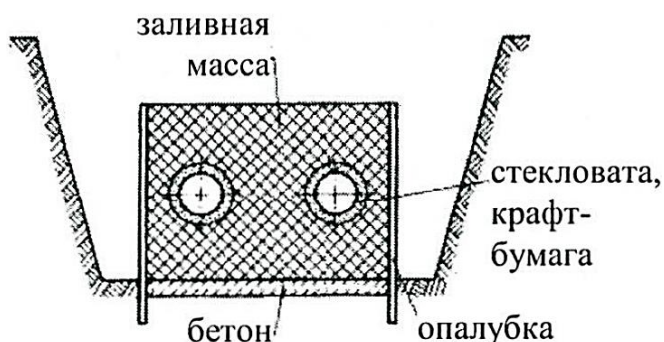


Рис. 7.3. Заливная изоляция в опалубке



Рис. 7.4. Засыпная изоляция, выполняемая непосредственно в траншее

Этим способом было легко изолировать все фасонные элементы, компенсаторы и арматуру, находящиеся в траншее. В качестве теплоизоляционной засыпной массы использовались самые разнообразные материалы, обладающие достаточными теплотехническими показателями, нередко местные и подручные, вплоть до опилок.

Основным материалом заливной изоляции служили различные смеси на битумной и асфальтовой основе с изоляционным наполнителем (керамзит, перлит и другие пористые материалы с малой теплопроводностью).

7.3. Технология предварительно изолированных труб и изделий

Развитие технологии

В течение всей истории развития техники теплоснабжения предпринимались попытки совершенствования технологии бесканальной прокладки как наиболее дешевой и простой. Использовались такие изоляционные материалы, как пенобетон, глинобетон, бетон с опилочным наполнителем и т. п. Предпринимались попытки использования сыпучих материалов, таких как различные гидрофобные порошки, асфальтошлаковая масса и др.

Экономически выгодным рассматривается такой тип изоляции, срок службы которого был бы равен сроку службы самих трубопроводов, что позволило бы оптимально совмещать их ремонт. Однако изоляция обычно гораздо чаще подвержена ремонту и замене, чем трубы. Условием максимального увеличения времени безаварийной эксплуатации является высокое качество выполнения тепловой изоляции и антикоррозийного предохранения трубопроводов во время строительства. Но выполнение этого условия на практике крайне затруднено, и в большинстве изоляционных технологий периоды безаварийной работы тепловых сетей были существенно ниже нормативных.

Одним из наиболее успешных способов комплексного решения проблем тепловой изоляции оказалось применение технологии предварительно изолированных труб, т. е. труб, полностью подготовленных в заводских условиях для укладки в траншее или канале без каких-либо дополнительных изоляционных работ за исключением изоляции стыков и в некоторых случаях – арматуры. К несомненным преимуществам такой технологии следует отнести:

- повышение качества и долговечности изоляции, поскольку весь технологический процесс изолирования поверхности трубы и фасонных частей происходит в заводских условиях;
- возможность укладки элементов трубопроводов непосредственно в грунте с минимальными подготовительными работами;
- значительное сокращение трудоемкости и стоимости строительного-монтажного этапа;
- уменьшение размеров траншей и соответственно объемов земляных работ;
- уменьшение сроков строительства и окупаемости капиталовложений;
- общее сокращение капиталовложений в тепловые сети.

Одной из первых попыток применения фабрично изолированных труб была технология с изоляцией из силикокальция (метасиликата кальция). Но технология была дорогой из-за необходимости защищать хрупкий основной слой, особенно в случае бесканальной прокладки.

Начиная с 70-х годов прошлого века во время бурного развития жилищного строительства в Советском Союзе была разработана и более 20 лет применялась в городском строительстве технология предварительно изолированных труб с изоляцией из армированного вспененного бетона (так называемый армопенобетон).

Однако недостатком этого сравнительно хрупкого материала была его подверженность механическим повреждениям уже начиная от этапов транспортировки на строительную площадку и хранения. Затем материал подвергался повреждениям в тяжелых условиях работы трубопроводов во время эксплуатации, характерных для бесканальной прокладки.

Технологии заводской изоляции постоянно развивались в направлении поиска новых материалов и их сочетания с учетом всех технологических показателей и долговечности. Подлинный перелом с этой точки зрения произошел после широкого внедрения полимеров в технику. С начала 90-х годов XX века практически повсеместно стала внедряться бесканальная прокладка тепловых сетей в технологии предварительно изолированных труб и изделий с тепловой изоляцией из плотного пенополиуретана.

Предварительно изолированная заводским способом труба обычно состоит из собственно трубы (стальной или полимерной), покровного слоя из толстого полиэтилена и теплоизоляционной пены, заполняющей пространство между трубопроводом и покровным слоем. Возможным элементом является также комплекс сигнальных проводов, находящихся в массе теплоизоляционного слоя и свидетельствующих о его влажностном состоянии (рис. 7.5).

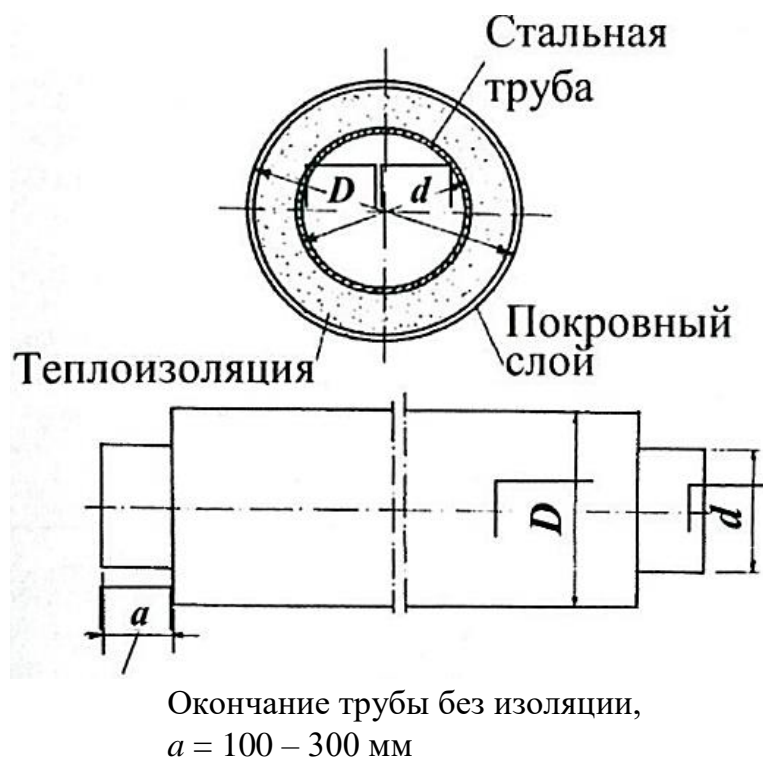


Рис. 7.5. Конструкция предварительно изолированной трубы с изоляцией из пенополиуретана

Теплофизические и механические параметры теплоизоляционных материалов определяют возможность их применения в качестве основного материала изоляции тепловых сетей. В Российской Федерации требования к теплоизоляционным материалам определяет СНиП 41-03-2003. Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов. В странах Европейского Союза тепловая изоляция должна соответствовать требованиям нормы EN 253. Главной характеристикой материала тепловой изоляции выступает коэффициент теплопроводности. Для пенополиуретана, который ранее вспенивался фреонами, значение λ не должно было превышать $0,027$ Вт/(м·К).

Требования охраны окружающей среды привели к полному отказу от применения фреонов в технике и быту. В настоящее время при использовании других вспенивающих агентов (прежде всего, циклопентана), значение коэффициента теплопроводности не должно превышать 0,033 Вт/(м·К). Основные требования, предъявляемые к другим параметрам пенополиуретановой изоляции, представлены в таблице. Толщина изоляции должна подбираться с учетом экономических показателей и технических условий эксплуатации. Важнейшими параметрами при подборе толщины изоляции являются:

- диаметр трубопровода и рабочая температура;
- стоимость прокладки и эксплуатационные затраты на транспортировку теплоты;
- падение температуры на пути до потребителей;
- допустимая (требуемая) температура поверхности изоляции;
- нормируемая (требуемая и т. п.) температура окружающей среды.

Технические характеристики плотной полиуретановой пены

Показатель	Значение показателя
Состав	Производитель труб отвечает за подбор сырья, состав и производственные условия. Производитель должен иметь соответствующие документы, подтверждающие параметры пены
Ячеистая структура	Монолитная, средний размер ячеек – не менее 0,5 мм, доля замкнутых ячеек – не менее 88 %
Плотность ядра; общая	Не более 60 кг/м ³ . Не более 80 кг/м ³
Водопоглощение	После 90 мин варки – не более 10 % об.
Прочность на сжатие в радиальном направлении	Не менее 0,3 МПа при относительной деформации 10 %

Оптимальную (экономически наиболее выгодную) толщину изоляции можно определить по условию минимальных приведенных затрат как суммы соответствующей доли капиталовложений в изоляцию и эксплуатационных затрат на компенсацию потерь теплоты (или замыкающих затрат на ее производство).

Однако большинство производителей предварительно изолированных труб, приспособляясь к средним климатическим условиям, предлагают набор типоразмеров продукции с различной толщиной изоляции. Например, представленная на российском рынке продукция польской фирмы *Мендзыжеч* предусматривает для каждого диаметра трубы только две толщины изоляции: Standard (30 – 50 мм по мере увеличения диаметра) и Plus (50 – 80 мм соответственно).

Наряду с прямыми отрезками труб обычно производится целый типоряд предварительно изолированных фасонных деталей и арматуры: отводы, шаровые краны, тройники, водосливные и воздухопускные узлы, компенсаторы, переходы, причем как отдельно, так и в комбинации друг с другом. Это дает возможность выполнять весь монтаж сети из готовых элементов, фабрично изолированных и обладающих гарантией производителя, сосредоточиваясь только на качественном выполнении и изолировании стыков. С целью обнаружения нарушения герметичности покровного слоя (увлажнения слоя изоляции) в теплоизоляционном слое обычно находятся два провода дистанционной системы сигнализации.

Изоляция соединений

Срок гарантированной службы самих труб, фасонных деталей и арматуры, выпускаемых в технологии предварительно изолированных материалов, по данным производителей, составляет 50 лет. В этих условиях период безаварийной эксплуатации всего комплекса сооружений тепловой сети зависит, прежде всего, от тщательности соблюдения технологии выполнения соединений отдельных частей, т. е. сварных стыков и их последующего изолирования.

Для изолирования стыков используется набор термоусадочных муфт, рукавов, манжет и адгезивных лент. Последовательность действий на этом ответственном этапе монтажа тепловой сети может несколько отличаться в различных технологиях, что не меняет общих принципов, обеспечивающих долговечность стыков на таком же уровне, как и для самих предварительно изолированных труб и изделий.

Общую последовательность изолирования стыков с помощью подвижной полиэтиленовой муфты демонстрирует рис. 7.6. Муфту и неразрезные термоусадочные рукава необходимо надвинуть на одну из соединяемых труб перед сваркой стыка. После сварки возможны два основных способа изолирования. При первом способе на стальную

трубу накладываются два предварительно отмеренных по длине и отпиленных пенополиуретановых полуцилиндра соответствующей толщины. Эта сборная теплоизоляция обертывается термоусадочным рукавом и подогревается мягким пламенем пропановой горелки. Термоусадочная муфта надвигается на соединение, нагревается для усадки, и оба ее конца также уплотняются термоусадочными манжетами.

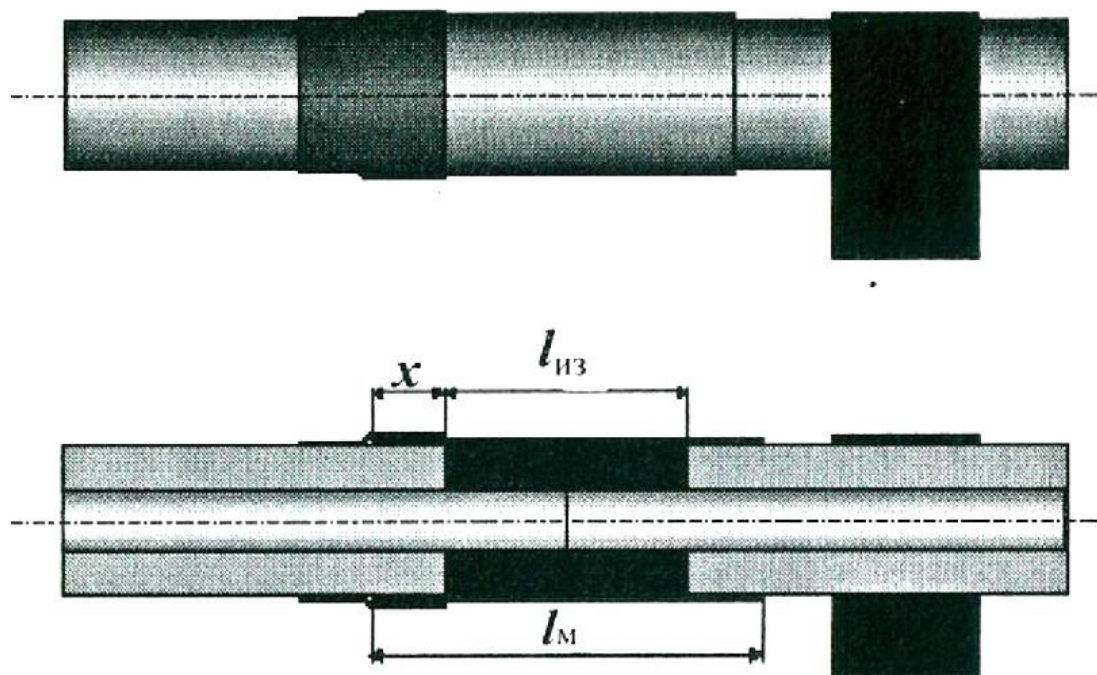


Рис. 7.6. Изолирование сварного стыка с использованием подвижных термоусадочных элементов: $l_{из}$ – длина изоляции; l_M – длина подвижной муфты; x – нахлест манжеты

При другом способе термоусадочная муфта сразу надвигается на стык, ее концы уплотняются адгезивными лентами, а в муфте сверлится отверстие. Через отверстие в пространство между трубой и обечайкой вводится самотвердеющая пена, после чего отверстие плотно забивается пробкой и дополнительно изолируется.

Проблемы технологии предизолированных труб

В процессе долговременных наблюдений было установлено, что полимерный материал изоляции, который должен был служить столько же, сколько и сама труба, проявляет склонность к гораздо более быстрому старению, чем это ожидалось. Высокая температура, которой подвержен в эксплуатации пенополиуретан (до 150 °С в крупных

системах теплоснабжения и еще выше – при изоляции трубопроводов котельных и технологических трубопроводов), приводит к его заметной химической активности.

Под действием высокой температуры из материала выделяются и диффундируют наружу циклопентан и диоксид углерода. Им навстречу из окружающего грунта через полиэтиленовый покровный слой проникают азот и кислород. Сложное взаимодействие этих газообразных компонентов приводит к ускоренному старению полиуретановой пенки и потере ею своих теплоизоляционных и механических параметров.

Чтобы предотвратить описанный выше процесс, фирмы, производящие предизолированные трубы и изделия, начали размещать между теплоизоляционной пеной и покровным слоем дополнительный противодиффузионный барьер в виде тонкой алюминиевой фольги, с двух сторон покрытой полиэтиленом. С такой защитой ведущие фирмы гарантируют 30-летний срок службы изоляции без потери паспортных свойств.

7.4. Керамическая изоляция

Новым словом в изоляционных технологиях последних лет стали сверхтонкие керамические изоляционные покрытия. Они состоят из микроскопических керамических вакуумированных сфер, пигментирующих, ингибирующих и антипереновых добавок. Покрытие имеет консистенцию краски и наносится окрасочными или распылительными методами, что обеспечивает изоляцию элементов любой формы. Толщина одного слоя – 0,4 – 0,5 мм, а всего покрытия – до 5 мм. Такую малую толщину обеспечивает рекордно низкий коэффициент теплопроводности – 0,0012 Вт/(м·К).

Материал имеет широкий диапазон температур эксплуатации – от –60 до +250 °С, высокую адгезию к металлу и пластику, устойчивость к механическим повреждениям. Он непроницаем для воды и стоек к щелочам, обладает высокими антикоррозийными свойствами, не разрушается под воздействием ультрафиолетового излучения, экологически безопасен, нетоксичен. Заявляемый производителями срок службы оценивается в 15 – 30 лет.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе рассмотрены основные методы расчетов и проектирования систем теплоснабжения. Приведены примеры расчетов на тепловые нагрузки, регулирования отпуска теплоты, гидравлических расчетов сетей. Представленная дисциплина предполагает создание задела для дальнейшего углубленного изучения вопросов, которые даются в предметах «Проектирование конструктивных элементов систем теплоснабжения» и «Автоматизация проектирования систем теплоснабжения» на следующих курсах магистратуры.

Структура учебного пособия сформирована таким образом, чтобы в процессе изучения дисциплины магистрант переходил от более общих и теоретических вопросов, начиная с правильной терминологии, к конкретным задачам по повышению тепло- и энергоэффективности, безопасности и экологичности систем теплоснабжения. Материал пособия представлен в тесной и органической взаимосвязи с базовой утвержденной учебной литературой по дисциплине «Современные методы расчета систем теплогазоснабжения» и во многом дополняет ее.

РЕКОМЕНДАТЕЛЬНЫЙ БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Теплоснабжение / А. А. Ионин [и др.]. – М. : Стройиздат, 1982. – 360 с.
2. Лачуга, Ю. Ф. Теоретическая механика / Ю. Ф. Лачуга, В. А. Ксендзов. – М. : КолосС, 2005. – 576 с. – ISBN 5-9532-0342-8.
3. Справочник по наладке и эксплуатации водяных тепловых сетей / В. И. Манюк [и др.]. – 3-е изд., стер. – М. : Стройиздат, 1988. – 432 с.
4. Михеев, М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – 2-е изд., стер. – М. : Энергоатомиздат, 1977. – 344 с.
5. Предизолированные трубы для подземных водяных теплопроводных сетей. Система ЗПУ. – Мендзыжеч, Польша, 1998. – 86 с.
6. Руководство по применению труб с индустриальной изоляцией из ППУ производства ЗАО «МосФлоулайн». – М. : МосФлоулайн, 2008. – 152 с.
7. Сафонов, А. П. Сборник задач по теплофикации и тепловым сетям / А. П. Сафонов. – 3-е изд., перераб. – М. : Энергия, 1985. – 232 с.
8. Соколов, Е. Я. Теплофикация и тепловые сети / Е. Я. Соколов. – 7-е изд., стер. – М. : Энергоиздат, 2001. – 472 с. – ISBN 5-7046-0703-9.
9. Шкаровский, А. Л. Инженерные системы зданий и сооружений. Тепловые сети и системы теплоснабжения : учеб. пособие / А. Л. Шкаровский. – СПб. : Изд-во политехн. ун-та, 2014. – 152 с. – ISBN 978-83-01-20619-2.
10. Шкаровский, А. Л. Теплоснабжение. Основы расчетов и проектирования / А. Л. Шкаровский. – СПб. : Изд-во политехн. ун-та, 2012. – 396 с. – ISBN 978-5-8114-3159-5.
11. Шкаровский, А. Л. Инженерные системы зданий и сооружений. Принципы энергоэффективного проектирования и эксплуатации систем горячего водоснабжения : учеб. пособие / А. Л. Шкаровский. – СПб. : Изд-во политехн. ун-та, 2013. – 91 с. – ISBN 978-5-8114-4055-9.
12. Szkarowski, A. Ciepłownictwo. Wydawnictwo WNT. Wydanie II poprawione / A. Szkarowski, L. Latowski. – Warszawa, 2012. – 360 P.

Рекомендуемые нормативные документы

13. Технический регламент о требованиях пожарной безопасности. Федеральный закон № 123-ФЗ от 22 июля 2008 г. [Электронный ресурс]. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/902111644> (дата обращения: 20.03.2021).

14. О составе разделов проектной документации и требования к их содержанию. Постановление Правительства РФ от 16.02.2008 г. № 87 [Электронный ресурс]. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/902087949> (дата обращения: 20.03.2021).

15. ГОСТ Р 21.1101-2020. Основные требования к проектной и рабочей документации [Электронный ресурс]. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200173797> (дата обращения: 20.03.2021).

16. СП 118.13330.2012. Общественные здания и сооружения [Электронный ресурс]. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200092705> (дата обращения: 20.03.2021).

17. СП 30.13330.2016. Внутренний водопровод и канализация [Электронный ресурс]. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/456054201?marker> (дата обращения: 20.03.2021).

18. ГОСТ 16037-80*. Соединения сварные стальных трубопроводов [Электронный ресурс]. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200001918> (дата обращения: 20.03.2021).

19. Об утверждении перечня документов в области стандартизации. Приказ от 1 июня 2010 г. № 2079 [Электронный ресурс]. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/902219721> (дата обращения: 20.03.2021).

20. Технический регламент о безопасности зданий и сооружений. Федеральный Закон от 30 дек. 2009 г. № 384-ФЗ [Электронный ресурс]. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/564577621> (дата обращения: 20.03.2021).

21. Правила технической эксплуатации тепловых энергоустановок от 1 окт. 2003 г. [Электронный ресурс]. – URL: <https://base.garant.ru/185671/> (дата обращения: 20.03.2021).

22. СП 131.13330.2020. Строительная климатология (ред. от 24.12.2020) [Электронный ресурс]. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/554402860> (дата обращения: 20.03.2021).

23. СП 50.13330.2020. Тепловая защита зданий [Электронный ресурс]. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200095525> (дата обращения: 20.03.2021).

24. СП 60.13330.2020. Отопление, вентиляция кондиционирование [Электронный ресурс]. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/573697256> (дата обращения: 20.03.2021).

25. СП 124.13330.2020. Тепловые сети [Электронный ресурс]. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200095545> (дата обращения: 20.03.2021).

26. СП 61.13330.2012. Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов [Электронный ресурс]. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200091050> (дата обращения: 20.03.2021).

27. СП 41-104-2000. Проектирование автономных источников теплоснабжения [Электронный ресурс]. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200006878> (дата обращения: 20.03.2021).

28. СП 41-101-95. Проектирование тепловых пунктов [Электронный ресурс]. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/871001264> (дата обращения: 20.03.2021).

29. МДК 4-05.2004. Методики определения потребности в топливе, электрической энергии и воде при производстве и передаче тепловой энергии и теплоносителей в системах коммунального теплоснабжения [Электронный ресурс]. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200034354> (дата обращения: 20.03.2021).

30. СП 51.13330.2011. Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003 от 28.12.2010 [Электронный ресурс]. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200084097> (дата обращения: 20.03.2021).

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица П1

Таблица для гидравлического расчета водяных тепловых сетей

Диаметр $d_n \times \delta$, мм	38 × 3	44,5 × 3	57 × 3	76 × 3	89 × 3,5
Удельные потери напора, R, кПа/м	Расход теплоносителя, кг/с				
	Скорость, м/с				
0,030	0,222 0,25	0,322 0,32	0,583 0,30	1,333 0,36	2,056 0,41
0,033	0,236 0,26	0,347 0,26	0,604 0,31	1,417 0,39	2,111 0,42
0,036	0,250 0,28	0,361 0,29	0,632 0,32	1,486 0,41	2,222 0,44
0,040	0,264 0,29	0,375 0,30	0,667 0,34	1,556 0,43	2,333 0,46
0,045	0,278 0,29	0,403 0,32	0,722 0,37	1,592 0,45	2,500 0,49
0,050	0,292 0,30	0,417 0,33	0,750 0,38	1,628 0,47	2,611 0,52
0,055	0,306 0,32	0,444 0,35	0,778 0,40	1,667 0,49	2,778 0,55
0,060	0,319 0,33	0,403 0,36	0,806 0,42	1,903 0,52	2,889 0,57
0,065	0,339 0,35	0,486 0,38	0,861 0,44	1,972 0,54	3,000 0,59
0,070	0,347 0,36	0,500 0,40	0,889 0,46	2,056 0,56	3,083 0,61
0,075	0,361 0,38	0,528 0,42	0,917 0,47	2,111 0,57	3,222 0,64
0,080	0,382 0,40	0,547 0,40	0,944 0,48	2,167 0,59	3,333 0,66
0,090	0,389 0,41	0,569 0,45	1,000 0,51	2,333 0,63	3,500 0,70
0,100	0,417 0,43	0,597 0,47	1,056 0,54	2,222 0,66	3,722 0,73
0,110	0,433 0,45	0,632 0,50	1,111 0,57	2,556 0,69	3,889 0,77
0,120	0,447 0,47	0,646 0,52	1,167 0,60	2,667 0,72	4,083 0,80
0,130	0,472 0,49	0,667 0,55	1,208 0,62	2,778 0,75	4,250 0,85
0,140	0,486 0,51	0,694 0,56	1,250 0,64	2,889 0,79	4,417 0,87

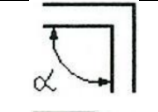
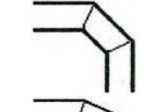
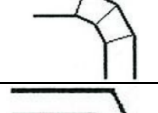
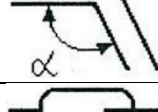
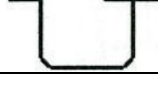
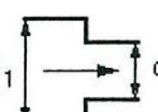
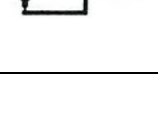
Продолжение табл. III

Диаметр $d_H \times \delta$, мм	108 × 4	133 × 4	159 × 4,5	219 × 6	273 × 7
Удельные потери напора, R, кПа/м	Расход теплоносителя, кг/с Скорость, м/с				
0,030	3,44 0,46	6,33 0,53	10,00 0,59	22,22 0,71	39,44 0,83
0,033	3,61 0,48	6,39 0,55	10,42 0,62	23,33 0,75	41,67 0,86
0,036	3,72 0,50	6,81 0,58	10,83 0,64	24,44 0,78	43,89 0,90
0,040	4,00 0,53	7,11 0,61	11,39 0,67	25,56 0,81	45,83 0,95
0,045	4,19 0,56	7,00 0,64	12,22 0,72	27,22 0,87	48,61 1,01
0,050	4,44 0,59	8,06 0,69	12,78 0,76	28,89 0,93	51,39 1,06
0,055	4,67 0,62	8,33 0,71	13,53 0,80	30,28 0,97	53,33 1,11
0,060	4,86 0,65	8,69 0,74	14,08 0,83	31,67 1,00	55,56 1,17
0,065	5,03 0,67	9,17 0,78	14,72 0,87	32,92 1,04	58,89 1,21
0,070	5,25 0,69	9,44 0,81	15,28 0,90	34,17 1,08	61,11 1,26
0,075	5,44 0,72	9,72 0,83	15,83 0,94	35,42 1,12	63,06 1,30
0,080	5,69 0,76	10,00 0,86	16,39 0,97	36,67 1,16	65,28 1,34
0,090	5,97 0,80	10,69 0,91	17,22 1,02	38,89 1,24	68,06 1,42
0,100	6,25 0,83	11,25 0,97	18,19 1,07	40,56 1,30	72,22 1,49
0,110	6,58 0,87	11,86 1,01	19,25 1,13	42,50 1,36	76,39 1,58
0,120	6,92 0,91	12,36 1,04	20,00 1,18	44,44 1,42	80,56 1,64
0,130	7,21 0,95	12,78 1,09	20,83 1,23	46,36 1,48	83,33 1,71
0,140	7,50 0,99	13,30 1,14	21,67 1,28	48,33 1,55	86,11 1,78

Окончание табл. III

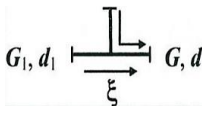
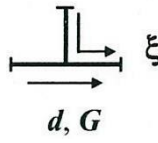
Диаметр $d_n \times \delta$, мм	324 × 8	356 × 8	406 × 9	508 × 11
Удельные потери напора, R, кПа/м	Расход теплоносителя, кг/с Скорость, м/с			
0,030	63,9 0,95	91,7 1,00	130,6 1,08	230,6 1,24
0,033	66,7 0,97	97,2 1,05	137,5 1,15	241,7 1,30
0,036	69,4 1,01	100,00 1,08	143,1 1,00	252,8 1,38
0,040	73,6 1,06	105,6 1,15	150,0 1,25	266,7 1,42
0,045	77,8 1,12	112,5 1,21	161,1 1,34	183,3 1,52
0,050	81,9 1,18	119,4 1,29	168,1 1,41	298,6 1,60
0,055	86,1 1,24	125,0 1,36	176,4 1,47	316,7 1,70
0,060	88,9 1,29	130,6 1,41	184,7 1,54	329,2 1,77
0,065	93,1 1,35	136,1 1,47	191,7 1,59	351,4 1,85
0,070	97,2 1,40	140,3 1,52	200,0 1,66	354,2 1,90
0,075	100,0 1,44	144,4 1,56	206,9 1,72	365,3 1,96
0,080	102,8 1,49	151,4 1,62	213,9 1,78	379,2 2,03
0,090	109,7 1,59	159,7 1,73	226,4 1,88	401,4 2,15
0,1	115,3 1,68	168,1 1,83	238,9 1,99	423,6 2,27
0,110	120,8 1,75	176,4 1,91	250,0 2,08	444,4 2,38
0,120	126,4 1,83	183,3 1,99	262,5 2,17	462,5 2,49
0,130	131,9 1,91	191,7 2,07	272,2 2,26	481,9 2,59
0,140	137,5 1,99	198,6 2,14	280,6 2,35	527,8 2,69

Продолжение табл. П2

Местное сопротивление	Схема	ξ	Эквивалентные длины l_3 , м, при внутреннем диаметре, мм														
			50	100	150	207	259	309	408	514	612	700	800	898	996	1192	1392
Отвод сварной 90°: – одношовный – двухшовный $r = d$ – трехшовный $r = 1,5d$		1,3	1,87	4,42	7,43	1,0	14,6	18,2	25,8	34,5	43,1	51,0	60,1	69,4	79,1	98,4	119,0
		0,7	1,01	2,38	4,0	5,95	7,84	9,8	13,9	18,5	23,2	27,4	32,3	37,4	42,6	53,0	64,3
		0,6	0,86	2,04	3,43	5,1	6,73	8,4	11,9	15,9	19,9	23,5	27,7	32,0	36,5	45,4	54,6
Отвод сварной одношовный 120°		0,7	1,01	2,38	4,0	5,95	7,84	9,8	13,9	18,5	23,2	27,4	32,3	37,4	42,6	53,0	64,3
Грязевик		7	10,1	23,8	40,0	59,5	78,4	98,0	139,0	185,0	232,0	274,0	323,0	374,0	426,0	530,0	546,0
Резкое сужение ¹ : $d_1/d_2 = 1,5$ $d_1/d_2 = 2$ $d_1/d_2 = 3$ $d_1/d_2 = 10$		0,3	0,43	1,02	1,71	2,55	3,36	4,2	5,94	7,95	9,93	11,8	13,9	16,0	18,3	22,7	27,6
		0,4	0,58	1,36	2,28	3,4	4,48	5,6	7,92	10,6	13,2	15,7	18,5	21,4	24,4	30,3	36,7
		0,5	0,72	1,7	2,86	4,3	5,6	7,0	9,9	13,3	16,6	19,6	23,1	26,7	30,4	37,9	46,0
		0,6	0,83	2,04	3,42	5,1	6,72	8,4	11,88	15,9	19,86	23,6	27,8	32,0	36,6	45,4	54,6
Переход (внезапное расширение): $d_1/d_2 = 1,5$ $d_1/d_2 = 2$ $d_1/d_2 = 3$ $d_1/d_2 = 1$		0,3	0,43	1,02	1,71	2,55	3,36	4,2	5,94	7,95	9,93	11,8	13,9	16,0	18,3	22,7	27,6
		0,6	0,86	2,04	3,42	5,10	6,72	8,4	11,88	15,90	19,86	23,6	27,8	32,0	36,6	45,4	54,6
		0,8	1,15	2,72	4,56	6,8	8,97	11,2	15,8	21,2	26,5	31,4	37,0	42,7	48,6	61,0	73,5
		1,0	1,44	3,4	5,71	8,5	11,21	14,0	19,8	26,5	33,1	39,2	46,2	53,4	60,8	75,9	91,9

Продолжение табл. П2

Местное сопротивление	Схема	ξ	Эквивалентные длины l_3 , м, при внутреннем диаметре, мм														
			50	100	150	207	259	309	408	514	612	700	800	898	996	1192	1392
Диафрагма: $d/D = 0,35$		150	216	510	858	1276	1680	2100	2970	3980	4960	5880	6940	8020	9130	11360	13790
$d/D = 0,40$		75	108	255	429	638	840	1050	1485	1990	2480	2940	3470	4010	4565	5680	6890
$d/D = 0,45$		45	65	153	257	382	504	630	890	1190	1490	1760	2080	2400	2740	3400	4135
$d/D = 0,5$		28	40,3	95,2	157	238	314	392	554	742	927	1098	1290	1495	1700	2120	2570
$d/D = 0,6$		11	15,8	37,4	62,8	93,5	123	154	218	292	364	431	508	587	669	833	1010
$d/D = 0,7$		4	5,76	13,6	22,8	34,0	44,8	56	79,2	106	132	157	185	214	244	303	368
$d/D = 0,8$		1,5	2,16	5,1	8,58	12,8	16,8	21	29,7	39,8	49,6	58,8	69,4	80,2	91,3	114	138
Тройник на проход $d = d_1$, деление потоков ² :																	
$G_1/G = 0,2$		5,3	7,63	18,0	30,3	45,0	59,5	74,2	105	141	75	208	245	283	332	401	487
$G_1/G = 0,4$		0,5	0,7	1,7	2,86	4,3	5,6	7,0	9,9	13,3	16,6	19,6	23,1	26,7	30,4	37,9	46
$G_1/G = 0,6$		0,1	0,14	0,34	0,57	0,85	1,12	1,4	1,98	2,65	3,31	3,92	4,62	5,34	6,08	7,6	9,2
$G_1/G = 0,8$		0,05	0,07	0,17	0,29	0,43	0,56	0,7	0,99	1,33	1,66	1,96	2,31	2,67	3,04	3,8	4,6
$G_1/G = 1,0$		0,05	0,07	0,17	0,29	0,43	0,56	0,7	0,99	1,33	1,66	1,96	2,31	2,67	3,04	3,8	4,6
Тройник на ответвление $d_2 = d_3$, деление потоков ³ :																	
$G_2/G = 0,2$		5,5	7,92	18,7	31,4	46,7	61,7	77,0	109	46	182	216	254	293	334	416	505
$G_2/G = 0,4$		2,6	3,74	8,84	14,8	22,1	29,1	36,4	51,5	69	86	102	120	139	158	197	239
$G_2/G = 0,6$		1,7	2,45	5,78	9,7	14,4	19,0	23,8	33,7	45	56,2	66,6	78,6	90,8	103	129	156
$G_2/G = 0,8$		1,3	1,87	4,42	7,43	11,0	14,6	18,2	25,8	34,5	43,1	51,0	60,1	69,5	79,1	98,4	119

Местное сопротивление	Схема	ξ	Эквивалентные длины l_3 , м, при внутреннем диаметре, мм														
			50	100	150	207	259	309	408	514	612	700	800	898	996	1192	1392
Тройник на проход $d = d_1$, объединение потоков ⁴ : $G_1/G = 0,2$ $G_1/G = 0,4$ $G_1/G = 0,6$ $G_1/G = 0,8$		14	20,2	47,6	80	119	157	196	277	371	463	549	647	748	851	1060	1290
		3,4	4,9	11,6	19,4	28,8	38,0	47,6	67,4	90	112,4	133,2	157,2	181,6	206	257	312
		1,3	1,87	4,42	7,43	11,0	14,6	18,2	25,8	34,5	43,1	51,0	60,1	69,5	79,1	98,4	119
		0,5	0,72	1,7	2,86	4,3	5,6	7,0	9,9	13,3	16,6	19,6	23,1	26,7	30,4	37,9	46
Тройник на ответвление $d_2 = d_3$, объединение потоков ⁴ : $G_2/G = 0,4$ $G_2/G = 0,6$ $G_2/G = 0,8$ $G_2/G = 1,0$		1,5	2,16	,1	,58	2,8	6,8	21,0	29,7	39,8	49,6	58,8	69,4	80,2	91,3	114	138
		1,7	2,45	5,78	9,7	14,4	19,0	23,8	33,7	45,0	56,2	66,6	78,6	90,8	103	129	156
		1,4	2,02	4,76	8,0	11,9	15,7	19,6	27,7	37,1	46,3	54,9	64,7	74,8	85,1	106	129
		1,1	1,59	3,74	6,28	9,35	12,3	15,4	21,8	29,2	32,1	43,1	50,9	58,7	66,9	83,2	101
Произвольное сопротивление $\xi = 1$		1	1,44	3,4	5,71	8,5	11,21	14,0	19,08	26,5	33,1	39,2	46,2	53,4	60,8	75,7	91,9

Примечания.

1. Значения ξ и l отнесены к потоку с большей скоростью.
2. Значения ξ и l отнесены к потоку с расходом G_1 .
3. Значения ξ и l отнесены к потоку с расходом G_2 .
4. Значения ξ и l отнесены к потоку с расходом G .

При эквивалентной шероховатости, отличной от $k_3 = 0,5$ мм, эквивалентная длина местного сопротивления находится путем умножения табличных данных на поправочный множитель в соответствии со следующей табл. П 3.

Таблица ПЗ

Потери давления в местных сопротивлениях (Z)

	Скорость воды, м/с											
	0,22	0,24	0,26	0,28	0,30	0,33	0,36	0,40	0,43	0,46	0,50	0,53
$\Sigma\xi$	Потери давления Z, даПа											
1	2,4	2,9	3,4	3,9	4,5	5,5	6,5	8,0	9,2	10,4	12,4	14,2
2	4,8	5,7	6,7	7,8	8,9	10,4	12,8	15,9	18,5	21,0	25,0	28,7
3	7,2	8,5	10,0	11,6	13,4	16,4	19,3	24,0	28,0	31,5	37,5	43,0
4	9,5	11,4	13,4	15,5	17,8	21,8	26,0	32,0	37,0	42	50	54
5	12,0	14,5	16,7	19,4	22,5	27,5	32,5	40,0	46,5	53	62	71
6	14,5	17,1	20,0	23,5	27,0	33,0	39,0	48	55,5	63	75	86
7	16,8	20,0	23,5	27,5	31,5	38,5	45,0	56	65,0	74	86	99
8	19,2	23,0	27,0	31,5	36,0	44,0	52	64	73,5	83	99	114
9	21,4	26,0	30,5	35,0	40,5	49,5	58	72	83,0	94	111	124
10	24,0	28,5	33,5	39,0	45,0	55,0	65	80	92,5	105	124	142
	Скорость воды, м/с											
	0,56	0,60	0,63	0,66	0,70	0,73	0,76	0,80	0,83	0,86	0,90	0,93
$\Sigma\xi$	Потери давления Z, даПа											
1	16,0	17,8	20,0	22,2	24,5	29,0	31,5	32	34,5	37	40,5	43,7
2	32,4	36,0	40,3	44,6	49,0	54	59	64	60,5	75	81	87
3	48,5	54	60,3	66,5	73	80,3	87,6	95	103,5	112	121	130
4	58	72	80,3	88,6	97	107	117	127	138,3	149,6	161	174
5	80	89	99,6	110,3	121	133,6	146,2	159	172,7	186,4	200	217
6	96	107	119,6	132,6	145	160,3	175,6	191	207,3	223,6	240	260
7	112	125	139,6	154,2	169	187,6	206,2	225	245	265	285	307
8	129	143	160,3	187,6	195	215	235	255	278,3	311,6	325	350
9	137	161	180,6	197,2	220	241,6	263,2	285	311,7	338,4	365	393
10	160	178	200,3	222,6	245	270	295	320	347	374	400	434
	Скорость воды, м/с											
	0,96	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
$\Sigma\xi$	Потери давления Z, даПа											
1	46,9	50	60	72	83	97	111	127	143	161	179	182
2	93	99	119	143	167	197	225	255	290	325	360	380
3	139	149	179	215	255	295	335	385	430	485	540	580
4	187	200	240	285	335	390	450	510	580	650	720	780
5	234	250	300	360	420	490	560	640	720	800	890	980
6	280	300	360	430	510	590	670	770	850	960	1070	1212
7	329	350	420	500	590	680	780	880	1000	1120	1250	1312
8	375	400	480	570	670	780	890	1010	1140	1280	1430	1522
9	421	450	540	650	760	870	1000	1140	1290	1440	1610	1701
10	467	500	600	720	830	970	1110	1270	1430	1610	1790	1801

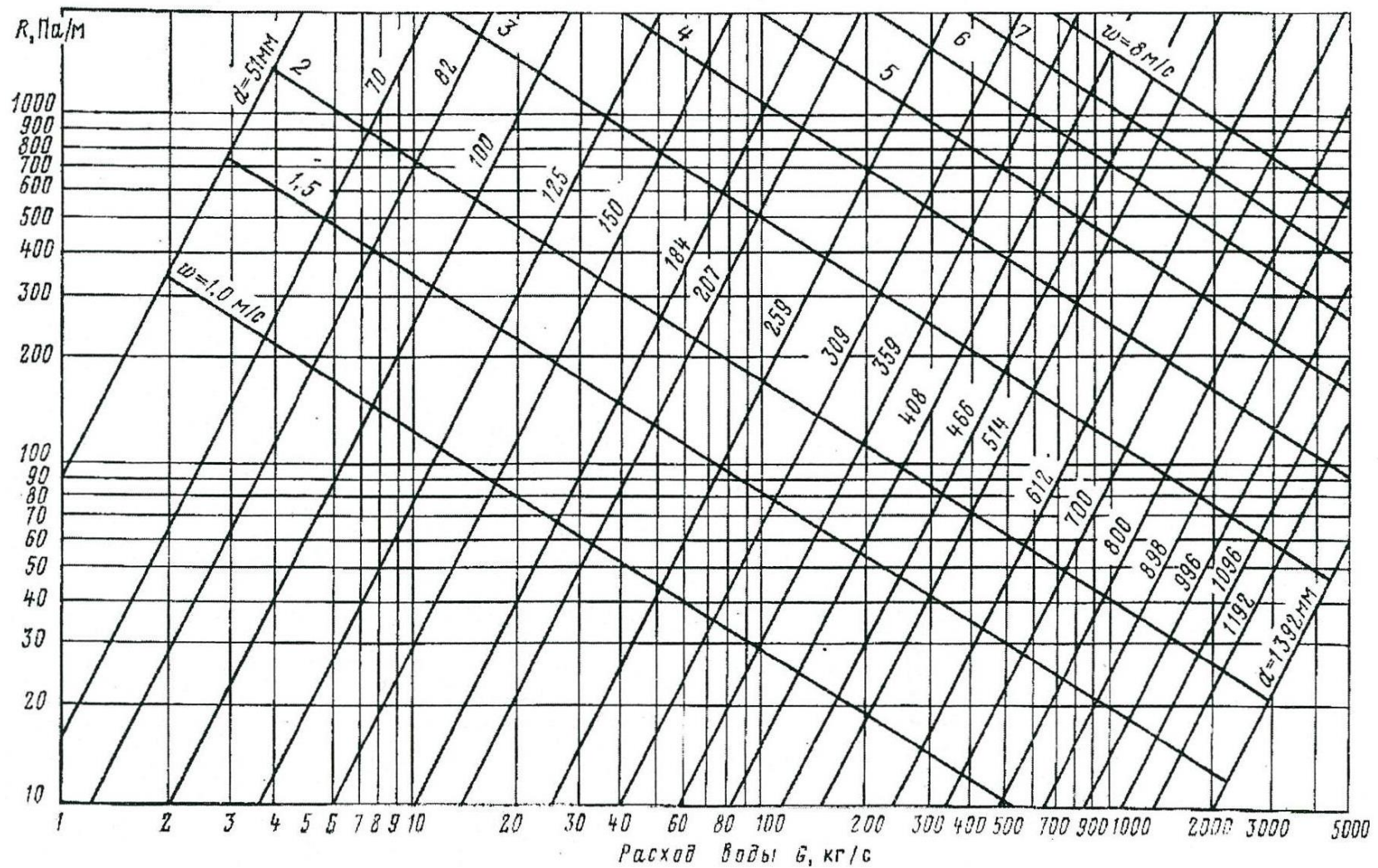


Рис. III. Номограмма для гидравлического расчета водяных тепловых сетей ($k_z = 0,5 \text{ мм}$, $\rho = 975 \text{ г/м}^3$)

Пример температурного графика

УТВЕРЖДАЮ:
Глава
города Владимира
Рыбаков А.П.
" " " 2008 г.

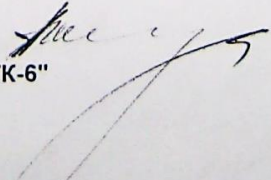
УТВЕРЖДАЮ:
Главный инженер
Владимирского филиала
ОАО "ТГК-6"
Виноградов В.И.
" " " 2008 г.

**ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЙ ТЕМПЕРАТУРНЫЙ ГРАФИК (130/70°C) г.Владимира
со срезкой на 105°C, на отопительный период 2008-2009 г.г..**

Тнв °C	ТЕМПЕРАТУРА ВОДЫ		
	В под. тр-де	В обр. тр-де	В обр. тр-де с ГВС
+8	70	48.9	38.8
+7	70	48.6	38.6
+6	70	48.2	38.3
+5	70	47.8	38
+4	70	47.4	37.7
+3	70	47	37.4
+2	70	46.6	37.1
+1	70	46.2	36.8
0	70	45.8	36.5
-1	71	46.1	36.7
-2	73	46.9	37.3
-3	76	48.3	38.4
-4	78	49.1	39
-5	80	50	39.7
-6	83	51.3	40.7
-7	85	52.1	41.3
-8	87	52.9	41.9
-9	89	53.8	42.6
-10	91	54.6	43.2

Тнв °C	ТЕМПЕРАТУРА ВОДЫ		
	В под. тр-де	В обр. тр-де	В обр. тр-де с ГВС
-11	94	55.9	44.2
-12	96	56.7	44.8
-13	98	57.5	45.4
-14	100	58.3	46
-15	102	59	46.6
-16	104	59.9	47.2
-17	105	60	47.3
-18	105	59.6	47
-19	105	59.2	46.7
-20	105	58.8	46.4
-21	105	58.4	46.1
-22	105	57.9	45.7
-23	105	57.5	45.4
-24	105	57.1	45.1
-25	105	56.7	44.8
-26	105	56.3	44.5
-27	105	55.9	44.2
-28	105	55.5	43.9

ПРИМЕЧАНИЯ: 1. Данный температурный график может быть выдержан при условиях:
1.1. Подпитка тепловых сетей только химочищенной водой, при величине утечек не более 152,2 м3/ч.
1.2. Количество циркулируемой сетевой воды в тепловых сетях города не должно превышать 11 200 т/час, без учета Тепличного комбината и собств. нужд ТЭЦ.
1.3. При обеспечении 100 % оплаты за потребляемую тепловую энергию всеми потребителями.
1.4. При непревышении температуры теплоносителя в обратном трубопроводе.
1.5. При непревышении нормируемой температуры горячей воды в системе ГВС.

Заместитель главного инженера
Владимирского филиала ОАО "ТГК-6"  Кузнецов Н.Е.

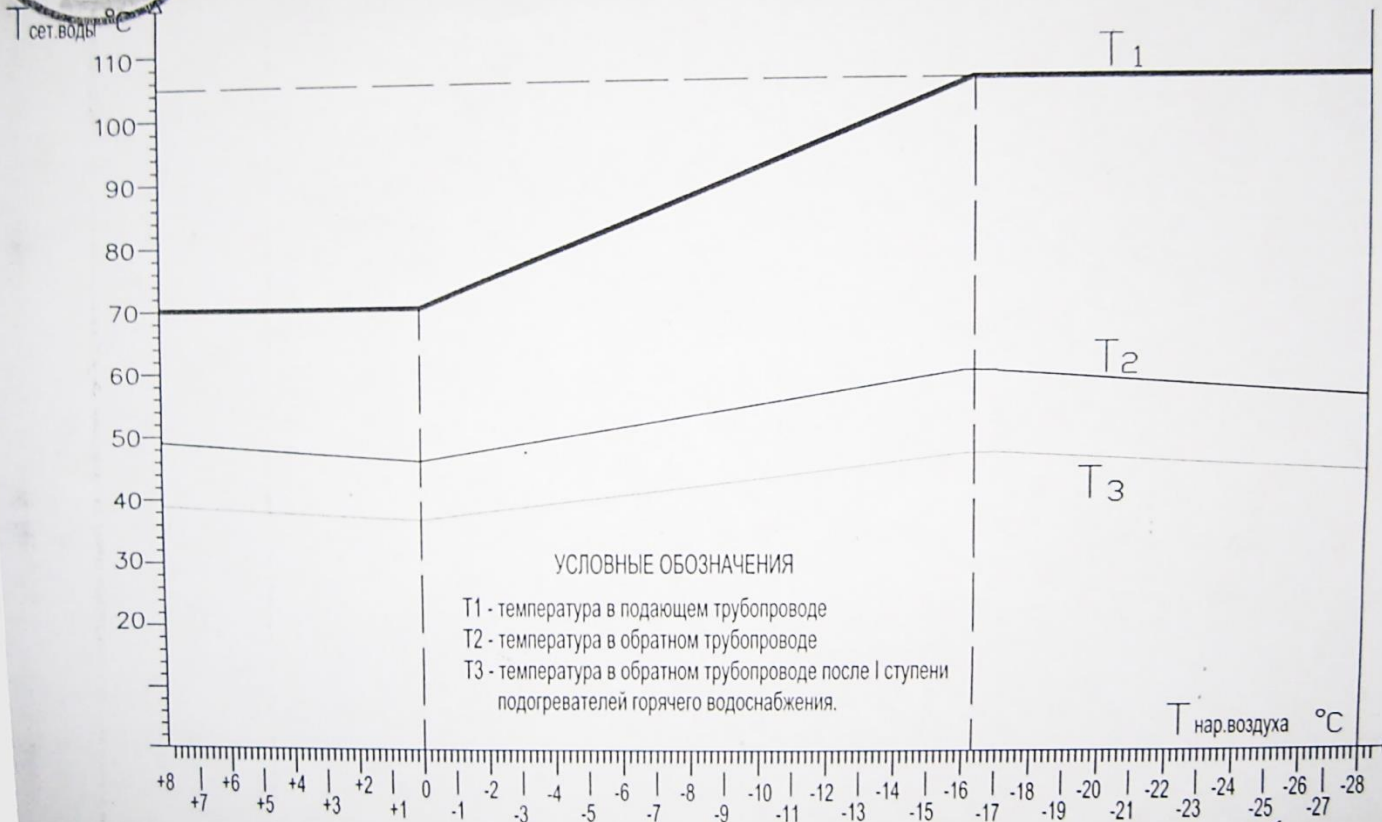
Исп. Гогуев С.Ю.
тел.21-11-27



ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЙ ТЕМПЕРАТУРНЫЙ ГРАФИК г.Владимира
130/70 °С со срезкой на 105 °С
на отопительный период 2008 - 2009 г.г..

УТВЕРЖДАЮ:

Главный инженер
Владимирского филиала ОАО "ТГК-6"
Виноградов В.И.
2008 г.



УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ
T1 - температура в подающем трубопроводе
T2 - температура в обратном трубопроводе
T3 - температура в обратном трубопроводе после I ступени подогревателей горячего водоснабжения.

Заместитель главного инженера
Владимирского филиала ОАО "ТГК-6"
Н.Е. Кузнецов
26-08-08

Рис. П2. Эксплуатационный температурный график

Таблица П5

Задания для выполнения курсового проекта

Исходные данные	Номер варианта										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Местоположение города (область)	Темрюк (Краснодарский край)	Элиста (Калмыкия)	Большой Камень (Приморский край)	Выкса (Нижегородская обл.)	Кувшиново (Тверская обл.)	Каменка (Пензенская обл.)	Губаха (Пермский край)	Дубна (Московская обл.)	Тырныауз (Кабардино-Балкария)	Кимры (Тверская обл.)	
Плотность населения											
1-го района, чел./га	290	300	400	320	400	380	400	320	300	340	
2-го района, чел./га	350	400	300	350	300	300	300	400	380	390	
Вид общественного здания по районам	Школа / Больница	Баня / Театр	Санаторий / Гостиница	Кинотеатр / Детский сад	Прачечная / Клуб	Бассейн / Супермаркет	Парикмахерская / Общежитие	Лагерь / Грязелечебница	Стадион / Амбулатория	Административное здание / Баня	
Наименование промышленного предприятия	Экскаваторный завод	Пивоваренный завод	Ликеро-водочный завод	Текстильная фабрика	Молокозавод	Рыбозавод	Мебельная фабрика	Кирпичный завод	Стекольный завод	Кондитерская фабрика	
Количество смен	2	3	3	2	3	2	3	2	2	2	
Объем выпускаемой продукции	в сутки	15	115	110	350	15	290	40	80	115	250
	в первую смену	20	86	80	250	16	190	15	90	80	150
	1-я с 8 до 16	295	350	260	210	700	300	450	300	170	200
	2-я с 16 до 0	275	230	180	170	300	150	150	200	80	100
	3-я с 0 до 8	–	150	165	–	200	–	200	–	–	–
	В горячих цехах по сменам										
	1-я с 8 до 16	60	170	70	190	250	115	215	89	70	40
	2-я с 16 до 0	25	120	80	115	150	85	175	60	25	20
	3-я с 0 до 8	–	–	–	–	80	–	–	–	–	–
	в горячих цехах	60	90	65	45	30	25	75	55	45	50

Учебное издание

СТАРИКОВ Альберт Николаевич

СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА СИСТЕМ
ТЕПЛОГАЗОСНАБЖЕНИЯ

ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ

Учебное пособие по выполнению курсового проекта

Редактор А. П. Володина

Технические редакторы Ш. В. Абдуллаев, Н. В. Пустовойтова

Компьютерная верстка Е. А. Герасиной

Выпускающий редактор А. А. Амирсейидова

Подписано в печать 10.06.22.

Формат 60×84/16. Усл. печ. л. 8,84. Тираж 77 экз.

Заказ

Издательство

Владимирского государственного университета
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых.
600000, Владимир, ул. Горького, 87.