

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
Московский государственный индустриальный университет**

Кафедра промышленной теплоэнергетики

Л.А. Марюшин

«Источники и системы теплоснабжения предприятий»

**Курс лекций для специальности 140104 «Промышленная
теплоэнергетика»**

МОСКВА 2012

Содержание

1. Расчет теплового потребления	
1.1. Сезонная нагрузка	
1.1.1. Расчет отпуска тепла на отопление	
1.1.2. Определение расхода тепла на отопление по площади застройки	
1.1.3. Расчет отпуска тепла на вентиляцию	
1.1.4. Круглогодичная нагрузка	
1.2. Расчет годового отпуска тепла. График продолжительности тепловой нагрузки	
1.3. Водяные системы теплоснабжения	
2. Регулирование тепловой нагрузки	
2.1. Тепловые характеристики теплообменных аппаратов	
2.2. Качественное регулирование однородной нагрузки	
2.3. Качественное регулирование разнородной нагрузки	
2.3.1. Качественное регулирование по отопительной нагрузке	
2.3.2. Графики расхода воды и температуры на ГВС	
2.4. Центральное регулирование по совмещенной нагрузке отопления и ГВС	
2.4.1. Центральное регулирование по совмещенной нагрузке закрытых систем теплоснабжения	
2.4.2. Качественное регулирование по совмещенной нагрузке в открытых системах	
2.4.3. Качественно-количественное регулирование	
3. Источники теплоснабжения	
3.1. Тепловая схема водогрейной котельной	
3.2. Тепловая схема паровой котельной	
3.3. Тепловая схема пароводогрейной котельной	
4. Расчет тепловых схем котельных	

- 4.1. Общие положения расчета тепловых схем котельных
- 4.2. Особенности расчета тепловых схем водогрейных котельных
- 4.3. Расчет тепловой схемы паровой котельной
- 4.4. Схемы отпуска тепла от ТЭЦ
5. Водоподготовка
6. Гидравлический расчет тепловых сетей
 - 6.1. Схемы и конфигурации тепловых сетей
 - 6.2. Основные расчетные зависимости
 - 6.3. Порядок гидравлического расчета
 - 6.4. Пьезометрический график тепловой сети
 - 6.5. Особенности гидравлического расчета паропроводов
 - 6.6. Особенности расчета конденсатопроводов
 - 6.7. Режим давления в сети и выбор схемы абонентского ввода
 - 6.8. Гидравлический режим тепловых сетей
 - 6.9. Сопротивление сети
 - 6.10. Включение насосных подстанций
 - 6.11. Работа сети с двумя источниками питания
 - 6.12. Кольцевая сеть
 - 6.13. Включение насосных подстанций в сети с двумя источниками питания
 - 6.14. Гидравлический режим открытых систем теплоснабжения
7. Оборудование тепловых сетей
 - 7.1. Прокладка трубопроводов
 - 7.2. Опоры трубопроводов
 - 7.3. Компенсация температурных деформаций
 - 7.4. Особенности температурной компенсации при бесканальной прокладке
 - 7.5. Радиальная компенсация
8. Тепловой расчет трубопроводов

- 8.1. Наземная прокладка трубопроводов
- 8.2. Подземная прокладка трубопроводов
 - 8.2.1. Подземная бесканальная однетрубная прокладка
 - 8.2.2. Подземная бесканальная двухтрубная прокладка
 - 8.2.3. Подземная канальная прокладка
- 8.3. Тепловые потери трубопровода
- 8.4. Теплоизоляция трубопроводов теплосетей
 - 8.4.1. Требования, предъявляемые к теплоизоляционным материалам и их свойства
 - 8.4.2. Теплоизоляционные материалы, изделия и конструкции при надземной и подземной прокладках тепловых сетей
 - 8.4.3. Теплоизоляционные материалы и конструкции бесканальных прокладок
 - 8.4.4. Дефекты предизолированных трубопроводов в системе теплоснабжения
- 9. Рациональная структура тепловых сетей
 - 9.1. Основные недостатки современных тепловых сетей
 - 9.2. Гидравлическая устойчивость сети. Нейтральные точки
 - 9.3. Управляемость системы
 - 9.4. Резервирование
 - 9.5. Выбор схем подключения абонентских установок
 - 9.6. Назначение и оборудование тепловых пунктов
 - 9.6.1. Центральный тепловой пункт (ЦТП)
 - 9.6.2. Присоединение систем отопления к тепловым сетям в ИТП
 - 9.6.3. Присоединение систем горячего водоснабжения к тепловым сетям в ИТП
 - 9.6.4. Автоматизированные тепловые пункты
- 10. Использование вторичных энергоресурсов в системах теплоснабжения

Вводная лекция по дисциплине

«Источники и системы теплоснабжения предприятий»

Преподаватель: Марюшин Леонид Александрович, заведующий кафедрой промышленной теплоэнергетики (37) ФГБОУ ВПО «МГИУ».

Теплоснабжение в России — обеспечение теплом зданий для коммунально-бытовых (отопление, вентиляция, горячее водоснабжение) и технологических нужд потребителей. В России преимущественно используется централизованное теплоснабжение, когда система теплоснабжения обслуживает целый район. Теплоснабжение является важной подотраслью жилищно-коммунального хозяйства России.

В основе централизованного теплоснабжения лежат комбинированная выработка электроэнергии и теплоты на ТЭЦ (или крупных котельных) и доставка тепла по тепловым сетям потребителям. Централизованное теплоснабжение позволяет снизить расход топлива и эксплуатационных затрат, даёт возможность использования низкосортного топлива, уменьшает степень загрязнения воздушного бассейна и улучшает санитарное состояние населённых пунктов. [1]

По состоянию на 2012 год, в России системы централизованного теплоснабжения обеспечивали теплоснабжение 75 % всех потребителей тепла, в том числе в сельской местности. При этом около 35 % потребности в тепловой энергии обеспечивают теплофикационные системы (в которых источниками тепла служат ТЭЦ). В большинстве крупных городов централизованное теплоснабжение обслуживает до 70-95 % жилого фонда. [1]

Теплоснабжение является важным сектором экономики. Как отмечалось в докладе «Теплоснабжение Российской Федерации. Пути выхода из кризиса»:

Теплоснабжение России обеспечивают 485 ТЭЦ, около 6,5 тыс. котельных мощностью более 20 Гкал/час, более 100 тысяч мелких котельных и около 600 тысяч автономных индивидуальных теплогенераторов. В

организациях, занимающихся строительством, эксплуатацией, ремонтом, наладкой, контролем систем теплоснабжения и теплопотребления работает около 2 млн человек.

Суммарная реализация тепла в стране составляет 2060 млн. Гкал/год, в том числе жилищный сектор и бюджетная сфера потребляют 1086 млн. Гкал, промышленность и прочие потребители 974 млн. Гкал. На теплоснабжение расходуется более 400 млн т.у.т./год.

В связи с тем, что в 1990-е годы инвестиции в основные фонды теплоснабжения не производились (или производились в недостаточном объеме), оборудование и коммуникации находятся в изношенном состоянии. По данным Минэнерго РФ на 2002 год, «около 50 % объектов и инженерных сетей требуют замены, не менее 15 % находятся в аварийном состоянии. На каждые 100 км тепловых сетей ежегодно регистрируется в среднем 70 повреждений. Потери в тепловых сооружениях и сетях достигают 30 %». [1] «Суммарная протяженность тепловых сетей в двухтрубном исчислении составляет около 183 300 км», «средний процент износа теплосетей оценивается в 60-70 %. По экспертной оценке 15 % тепловых сетей требуют безотлагательной замены. Для приведения системы транспорта теплоносителя в надежное состояние необходимо капитально отремонтировать или построить заново 150 тыс. км теплотрасс в двухтрубном исчислении». [2]

В докладе «Теплоснабжение Российской Федерации. Пути выхода из кризиса. Реформа системы теплоснабжения и теплопотребления РФ» говорилось:

Общая ситуация с тепловыми сетями в последние годы резко ухудшилась. Сокращение финансирования привело к уменьшению объемов перекладок трубопроводов. Руководство предприятий теплоснабжения, стремясь не допустить увеличения аварийности, пыталось сохранить объемы перекладок, снижая требования к качеству и всячески удешевляя строительные работы.

Переложенные сети имели очень низкий ресурс и через 5-7 лет требовали новой перекладки. В итоге, количество аварийных сетей к 2000 году начало расти в геометрической прогрессии, а количество аварий стало удваиваться через каждые 2 года, в среднем увеличившись за последние 6 лет в 10 раз. Как следствие в разы увеличилась и мощность аварийных служб...

Реальные тепловые потери составляют от 20 до 50 % выработки тепла зимой и от 30 до 70 % летом, это подтверждается резким уменьшением необходимой выработки тепла при переходе на индивидуальные источники и замерами тепловых потерь на реальных тепловых сетях. Утечки теплоносителя превышают нормы, принятые в развитых странах, в миллионы раз.

В марте 2010 года глава Минрегиона Виктор Басаргин заявил, в 2009 году доля тепловых сетей, выслуживших установленные сроки, увеличилась до 32,7 %, а по водопроводным сетям — до 43,9 %. [2] По его словам, ветхость основных фондов вызвана недостаточными объемами инвестиций в отрасль. В свою очередь, как заявил Басаргин, обветшание фондов приводит к повышенной аварийности, и число аварий в отрасли возрастает. [2] В 2009 году в ЖКХ было вложено около 170 миллиардов рублей инвестиций, что составило менее 6 % от оборота рынка услуг ЖКХ.

Цели и задачи дисциплины

Цель преподавания дисциплины заключается в том, чтобы ознакомить будущего специалиста с системами промышленного теплоснабжения, включающими в себя промышленные котельные и ТЭЦ, системы транспорта тепла от источника к потребителю, а также системы водоподготовки теплоэнергетического оборудования и использования вторичных энергетических ресурсов.

Задачи изучения дисциплины

Изучив дисциплину, студент должен:

1. Владеть навыками наладки, ремонта и эксплуатации технологического оборудования систем теплоснабжения промышленных предприятий (промышленные котельные и ТЭЦ, тепловые сети).

2. Знать и уметь использовать ПЭВМ при проектировании систем теплоснабжения промышленных предприятий.

Общие методические указания

Курс "Источники и системы теплоснабжения" включает в себя знания, которые являются фундаментальными в системе подготовки инженеров-теплотехников. Успешное освоение курса предполагает активное, творческое участие студента путем планомерной работы.

Изучение дисциплины следует начинать с изучения учебников, указанных в списке обязательной литературы или другой литературы аналогичного содержания. При этом следует иметь в виду, что курс включает четыре достаточно больших и самостоятельных раздела:

- производственно-отопительные котельные и вторичные энергоресурсы промпредприятий;

- промышленные ТЭЦ;

- теплофикация и тепловые сети;

- водоподготовка котельных и ТЭЦ.

После изучения указанного материала рекомендуется приступать к выполнению контрольных работ и курсового проекта.

Значение дисциплины в формировании инженера - теплоэнергетика: курс «Источники и системы теплоснабжения» является одним из важнейших среди профилирующих. Его знание позволяет студенту приобрести научную и методическую направленность в познании сложных теплофизических процессов, происходящих в тепловых системах и установках производства и распределения тепловой энергии и теплоносителя, а также и в другом теплоэнергетическом оборудовании предприятий энергетики, в постановке

научных исследований и формировании физических представлений о механизмах тепло- и массопереноса. При изучении дисциплины рекомендуется руководствоваться программой курса и методическими указаниями к ней, самостоятельно овладеть теорией по учебникам и в каждом задании к лекции ответить на все контрольные вопросы тестов.

Ниже приводится список литературы, который включает в себя основные учебники, справочные таблицы, которые содержат краткие теоретические основы курса и ответы на контрольные вопросы тестов.

Студенты выполняют практические задания под руководством преподавателя. Цель их - более глубокое усвоение теоретического материала и приобретение практических навыков в проведении технических расчетов.

Требования, предъявляемые на экзамене по дисциплине - знание теории и понимание физической сущности рассматриваемых в курсе вопросов, а также умение применить теоретические знания к решению практических задач. Курс позволяет студентам получить конкретные практические навыки в вопросах моделирования систем теплоснабжения и теплопотребления.

Основная литература

1. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети. – М.: Изд. МЭИ. 2001, - 471 с.
2. Сазанов Б.В., Ситас В.И. Теплоэнергетические системы промышленных предприятий. Учебное пособие для ВУЗов. – М.: Энергоатомиздат. 1990, - 302 с.
3. Варфоломеев Ю. М., Кокорин О. Я. Отопление и тепловые сети. – М.: Инфра-М, 2006, - 480 с.
4. Зингер Н.М. Гидравлические и тепловые режимы теплофикационных систем. – М.: Энергоатомиздат. 1986, - 320 с.

Дополнительная литература

5. Бузников Е.Ф., Роддатис К.Ф., Берзиньш Э.Я. Производственные и отопительные котельные. - М.: Энергоатомиздат, 1984, - 248 с.
6. Сазанов Б.В., Юренев В.Н., Баженов М.И. и др. Промышленные тепловые электростанции. Под ред. Е.Я.Соколова. Учебник для ВУЗов. - М.: Энергия, 1978, - 285 с.
7. Громогласов А.А, Копылов А.С., Пильщиков А.П. Водоподготовка: процессы и аппараты. - М.: Энергоатомиздат, 1990, - 271 с.
8. СНиП 2.04.07-86 Тепловые сети. Минстрой России. - М.: - 1996
9. Соловьев Ю.П. Проектирование крупных центральных котельных для комплекса тепловых потребителей. - М.: Энергия, 1978, - 189 с.
10. Соловьев Ю.П. Проектирование теплоснабжающих установок для промышленных предприятий. - М.: Энергия, 1978, - 191с.
11. Соловьев Ю.П., Михельсон А.И. Вспомогательное оборудование ТЭЦ, центральных котельных и его автоматизация. - М.: Энергия, 1972, - 256 с.
12. Проектирование тепловых пунктов. СП 41-101-95, Издание официальное. Минстрой России. - М.: 1997

13. Переверзев В.А., Шумов В.В. Справочник мастера тепловых сетей. - М.: Энергоатомиздат. 1987, - 271 с.

14. Стерман А.С., Покровский В.Н. Физические и химические методы обработки воды на ТЭС. - М.: Энергоатомиздат, 1991, - 327 с.

15. Кострикин Ю.М., Мещерский Н. А., Коровина О.В. Водоподготовка и водный режим энергообъектов низкого и среднего давления: Справочник. - М.: Энергоатомиздат, 1990. - 251с

1. Расчет теплового потребления

Теплоснабжение — система обеспечения теплом зданий и сооружений, предназначенного для обеспечения теплового комфорта для находящихся в них людей или для возможности выполнения технологических норм.

Потребителями тепла системы теплоснабжения являются:

- теплоиспользующие санитарно-технические системы зданий (системы отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха, горячего водоснабжения);

- технологические установки.

По режиму потребления тепла в течение года различают две группы потребителей:

- сезонные, нуждающиеся в тепле только в холодный период года (например, системы отопления);

- круглогодичные, нуждающиеся в тепле весь год (системы горячего водоснабжения).

В зависимости от соотношения и режимов отдельных видов теплопотребления различают три характерные группы потребителей:

- жилые здания (характерны сезонные расходы тепла на отопление и вентиляцию и круглогодичный — на горячее водоснабжение);

- общественные здания (сезонные расходы тепла на отопление, вентиляцию и кондиционирование воздуха);

- промышленные здания и сооружения, в том числе сельскохозяйственные комплексы (все виды теплопотребления, количественное отношение между которыми определяется видом производства).

Различают два вида теплоснабжения — централизованное и децентрализованное. При децентрализованном теплоснабжении источник и потребитель тепла находятся близко друг от друга. Тепловая сеть отсутствует. Децентрализованное теплоснабжение разделяют на местное (теплоснабжение

от местной котельной) и индивидуальное (печное, теплоснабжение от котлов в квартирах).

В зависимости от степени централизации системы централизованного теплоснабжения (ЦТС) можно разделить на четыре группы:

1. Групповое теплоснабжение (ТС) группы зданий;
2. Районное – ТС городского района;
3. Городское – ТС города;
4. Межгородское – ТС нескольких городов.

Процесс ЦТС состоит из трех операций – подготовка теплоносителя (ТН), транспорт ТН и использование ТН.

Подготовка ТН осуществляется на теплоприготовительных установках ТЭЦ и котельных. Транспорт ТН осуществляется по тепловым сетям. Использование ТН осуществляется на теплоиспользующих установках потребителей.

Комплекс установок, предназначенных для подготовки, транспорта и использования теплоносителя называется системой централизованного теплоснабжения.

Различают две основные категории потребления тепла:

1. Для создания комфортных условий труда и быта (коммунально-бытовая нагрузка).

Сюда относят потребление воды на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение (ГВС), кондиционирование.

2. Для выпуска продукции заданного качества (технологическая нагрузка).

По уровню температуры тепло подразделяется на:

- низкопотенциальное, с температурой до 150 °С;
- среднепотенциальное, с температурой от 150 °С до 400 °С;
- высокопотенциальное, с температурой выше 400 °С.

Коммунально-бытовая нагрузка относится к низкопотенциальным процессам.

Максимальная температура в тепловых сетях не превышает 150 °С (в прямом трубопроводе), минимальная – 70 °С (в обратном).

Для покрытия технологической нагрузки как правило применяется водяной пар с давлением до 1.4 МПа.

В качестве источников тепла применяются теплоподготовительные установки ТЭЦ и котельных. На ТЭЦ осуществляется комбинированная выработка тепла и электроэнергии на основе теплофикационного цикла. Раздельная выработка тепла и электроэнергии осуществляется в котельных и на конденсационных электростанциях. При комбинированной выработке суммарный расход топлива ниже, чем при раздельной.

Тепловую нагрузку можно разделить на сезонную и круглогодичную. Изменение сезонной нагрузки зависит главным образом от климатических условий – температуры наружного воздуха, его влажности, скорости ветра, солнечной радиации и т.п. Основную роль играет изменение температуры наружного воздуха. Сезонная нагрузка имеет сравнительно постоянный суточный график и переменный годовой. К сезонной нагрузке относят нагрузки отопления, вентиляции (зимние нагрузки), кондиционирования (летняя нагрузка). К круглогодичной нагрузке относятся нагрузка горячего водоснабжения (ГВС) и технологическая нагрузка. График технологической нагрузки зависит от характера производства. График нагрузки ГВС зависит от благоустройства зданий, состава населения, графика рабочего дня, режима работы коммунальных предприятий. Технологическая и нагрузка ГВС слабо зависят от времени года.

1.1. Сезонная нагрузка

Цель отопления – поддержание температуры внутреннего воздуха в помещении на заданном уровне. Температура воздуха в помещении зависит от назначения помещения, а в промышленных зданиях от характера выполняемых работ. Значения температуры воздуха в помещениях принимаются согласно [1,2]. В частности,

- для жилых зданий - от 18 до 20 °С;
- для промышленных зданий - от 16 до 20 °С;
- для общественных зданий - от 14 до 25 °С.

1.1.1. Расчет отпуска тепла на отопление

Для поддержания температуры воздуха в помещении постоянной необходимо обеспечить равенство теплопотерь и теплопритоков. Потери тепла обусловлены теплопередачей через ограждения, на которых перепад температур более 5 °С - Q_T , а также инфильтрацией, $Q_{инф}$ - затрат тепла на нагрев воздуха, поступающего извне через неплотности ограждений.

$$Q_T + Q_{инф} = Q_T \left(1 + \frac{Q_{инф}}{Q_T} \right) = Q_T (1 + \mu),$$

$$\mu = \frac{Q_{инф}}{Q_T} - \text{коэффициент инфильтрации.}$$

В производственных помещениях тепло расходуется также на нагрев материалов и транспортных средств, поступающих извне - $Q_{мт}$.

Приток тепла в помещения осуществляется через отопительные установки - Q_o и от внутреннего тепловыделения - $Q_{вт}$.

В общем случае баланс тепла можно записать в виде:

$$Q_T + Q_{инф} + Q_{мт} = Q_o + Q_{вт}.$$

Для жилых и общественных зданий:

$$Q_{мт} = Q_{инф} = Q_{вт} = 0, \text{ тогда } Q_o = Q_T.$$

Для производственных помещений:

$$Q_o = Q_T (1 + \mu) + Q_{MT} - Q_{BT}$$

$Q_{ин} \phi$ в производственных помещениях может составлять 25...35 % от Q_o .

$$\mu = b \sqrt{2gL \left(1 - \frac{T_H}{T_B}\right) + W^2}$$

Здесь: b – постоянная инфильтрации, $b=(35...40) 10^{-2}$;

g - ускорение свободного падения;

L - высота проема в который поступает воздух;

T_H - температура наружного воздуха, К;

T_B - температура воздуха в помещении, К;

W - скорость ветра, м/с.

Потери тепла теплопередачей рассчитываются по уравнению

$$Q_T = \sum k_i F_i (t_B - t_H),$$

или

$$Q_T = \sum \frac{F_i}{R_i} (t_B - t_H) n \phi, \quad (1.1)$$

где: n - поправка на температурную разность. Учитывается для пола 1-го этажа и потолка верхнего ($n \leq 1$);

ϕ - коэффициент, учитывающий добавки на ориентацию относительно сторон света, этажность здания, скорость ветра, размещения помещения в здании. Приводится в СНиП.

$$\phi = 1 + \Delta,$$

где Δ - поправка, учитывающая ориентацию по сторонам света.

Формулой (1.1) пользуются при проектировании систем отопления конкретного здания, то есть по результатам расчетов определяется количество отопительных приборов, устанавливаемых в помещениях.

При проектировании источников тепла потребность тепла на отопление может быть определена по укрупненным показателям.

Определение расхода тепла на отопление по объему здания

$$Q = q_0 V (t_b - t_n),$$

где: q_0 - отопительная характеристика здания, зависящая от объема и назначения здания. Приводится в СНиП, а также в [1, 2];

V - объем здания по наружному замеру.

Максимальные потери тепла и, соответственно, максимальный отпуск тепла на отопление определяется по расчетной температуре для отопления - $t_{но}$. Это средняя температура наиболее холодной пятидневки из восьми зим за последние 50 лет.

При расчете по укрупненным показателям при отсутствии перечня зданий с указанием их назначения t_b принимают равной $18\text{ }^{\circ}\text{C}$, если $t_{но} \geq -31\text{ }^{\circ}\text{C}$ и равной $20\text{ }^{\circ}\text{C}$, если $t_{но} \leq -31\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Для жилых и общественных зданий расчетное количество тепла на отопление определяется по формуле:

$$Q'_o = Q'_m = q_0 V (t_b - t_{но}).$$

При $t_n > t_{но}$:

$$Q_o = Q'_o \frac{t_b - t_n}{t_b - t_{но}}.$$

Для экономного использования топлива большое значение имеет правильный выбор начала и конца отопительного периода. По СНиПу начало и конец отопительного периода принимается при значении среднесуточной температуры равной $+8\text{ }^{\circ}\text{C}$. Для производственных помещений с внутренними тепловыделениями отопительный период начинается при той температуре наружного воздуха, при которой $Q_T = Q_{вт}$.

Для промышленных зданий:

- при $t_n \leq t_{но}$:

$$Q'_o = q_0 V (t_b - t_{но}) (1 + \mu) + Q_{мг} - Q_{вт}$$

- при $t_n > t_{но}$:

$$Q_o = q_o V \frac{t_B - t_H}{t_B - t_{HO}} (1 + \mu) + Q_{MT} - Q_{BT}$$

Длительность отопительного периода определяется числом суток с устойчивой среднесуточной температурой меньшей и равной +8 °С.

1.1.2. Определение расхода тепла на отопление по площади застройки

Такой способ определения расхода тепла применяется только для жилых районов. При $t_H \leq t_{Hc}$:

$$Q'_o = q_F F (1 + k_1),$$

где: q_F - отпуск тепла на 1 м² площади застройки, Вт/ м² [1,2];

F - площадь застройки, м².

$$F = f_{уд} z,$$

где: z - число жителей;

$f_{уд} = 12,5$ м² / чел – для зданий построенных до 1980 года;

$f_{уд} = 18$ м² / чел – для зданий, построенных после 1980 года;

$k_1=0.25$ - коэффициент, учитывающий отпуск тепла на отопление общественных зданий.

1.1.3. Расчет отпуска тепла на вентиляцию

Под вентиляционной нагрузкой понимают потребность в тепле для подогрева воздуха, подаваемого извне в помещения. В жилых зданиях без специальной приточной системы вентиляции расход тепла $Q_v = 0$.

Для общественных и промышленных зданий:

$$Q_v = C' V_v (t_v - t_H) m,$$

где: C' - объемная теплоемкость воздуха, 1260 Дж/(м³К);

V_v - объем вентилируемого помещения по внутреннему замеру;

m - кратность обмена воздуха в помещении.

При расчете по укрупненным показателям отпуск тепла определяют при известном объеме здания:

$$Q_{\text{в}} = q_{\text{в}} V (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}).$$

Для общественных зданий, расположенных в жилом районе:

$$Q'_{\text{в}} = q_{\text{в}} F k_1 k_2$$

где $k_2 = 0,4$ - для зданий старой постройки, $k_2 = 0,6$ - для новых зданий.

Различают три категории вентилируемых помещений:

А - с незначительным выделением вредностей. Максимальный отпуск тепла для этих зданий определяется по расчетной температуре для вентиляции - $t_{\text{нв}}$ - средней температуры наиболее холодного периода, составляющего 15 % длительности отопительного сезона:

$$Q'_{\text{в}} = q_{\text{в}} V (t_{\text{в}} - t_{\text{нв}}).$$

При $t_{\text{н}} < t_{\text{нв}}$ отпуск тепла на вентиляцию не увеличивается, при этом уменьшается кратность обмена воздуха. Минимального значения кратность обмена достигает при $t_{\text{н}} = t_{\text{н0}}$.

$$m_{\text{min}} = m \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{нв}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н0}}}.$$

При $t_{\text{н}} > t_{\text{нв}}$

$$Q_{\text{в}} = Q'_{\text{в}} \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{нв}}}.$$

Б - здания со значительным выделением вредностей:

$$Q'_{\text{в}} = q_{\text{в}} V (t_{\text{в}} - t_{\text{нд}})$$

В - при особом техническом обосновании (очень много вредностей) $Q'_{\text{в}}$ определяется по средней температуре наиболее холодных суток.

1.1.4. Круглогодичная нагрузка

К круглогодичной нагрузке относятся технологическая нагрузка и нагрузка ГВС. Технологическая нагрузка задается технологами и зависит от вида производства.

Нагрузка ГВС имеет существенно неравномерный характер как в течение суток, так и по дням недели. Наибольший расход горячей воды наблюдается в утренние и вечерние часы, из дней недели – в субботу.

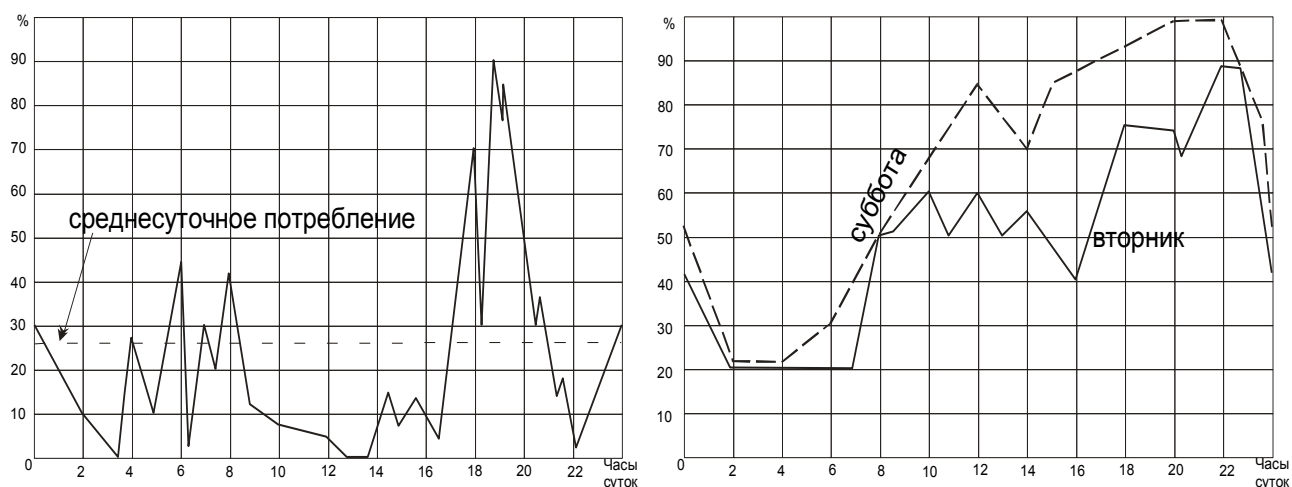


Рис.1.1. Графики потребления тепла на ГВС

Среднедельный расход тепла на ГВС отдельных жилых, общественных и промышленных зданий определяется по формуле:

$$Q_{гвс}^{ср.н.} = amc(t_2 - t_x) / n_c,$$

где a – норма расхода горячей воды с $t=60$ °С на единицу измерения;

m – количество единиц измерения;

c – теплоемкость воды, 4190 Дж/(кг·К);

t_2, t_x – температура горячей и холодной воды;

n_c – расчетная длительность подачи воды на ГВС, сек./сут. или час./сут.

Зимой принимают $t_x = 5$ °С, летом – $t_x = 15$ °С. Величина a дается для $t_2 = 60$ °С. При других значениях t_x :

$$a^t = a \frac{60 - t_x}{t_2 - t_x}.$$

В местах водоразбора должна поддерживаться температура горячей воды для открытых систем – не ниже 60 °С и не выше 70 °С; для закрытых систем – не ниже 55 °С и не выше 75 °С. Для жилых зданий, больниц, детских садов, санаториев, домов отдыха и т.п. $n_c = 86400$ сек./сут., или 24 час./сут. При

отсутствии данных о количестве и типе жилых и общественных зданий в новых районах средненедельный расход тепла на ГВС можно определять по формуле:

$$Q_{\text{гвс}}^{\text{ср.н.}} = m(a + b)c(t_2 - t_x) / n_c;$$

$a=80 \div 120$ л/сут на одного человека для жилых зданий, $b=18 \div 22$ л/сут на одного человека для общественных зданий. Летом:

$$(Q_{\text{гвс}}^{\text{ср.н.}})_{\text{лето}} = 0.8(Q_{\text{гвс}}^{\text{ср.н.}})_{\text{зима}} \frac{t_2 - t_x^{\text{л}}}{t_2 - t_x^{\text{з}}}.$$

Средний за сутки наибольшего водопотребления расход тепла на ГВС равен:

$$Q_{\text{гвс}}^{\text{ср.с.}} = \kappa_n Q_{\text{гвс}}^{\text{ср.н.}},$$

где κ_n - коэффициент недельной неравномерности, равный для жилых и общественных зданий 1.2. Для производственных зданий $\kappa_n = 1$. Расчетный (максимально-часовой) расход тепла на ГВС равен $Q_{\text{гвс}}^{\text{р}} = \kappa_n \kappa_c Q_{\text{гвс}}^{\text{ср.н.}}$. Здесь κ_c - коэффициент суточной неравномерности. Для городов $\kappa_c = 1.7 \div 2.2$, для производственных зданий $\kappa_c = 1$.

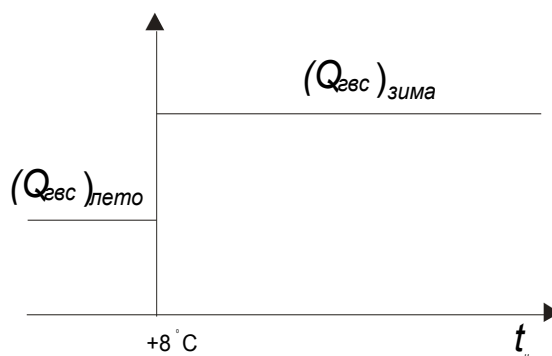


Рис.1.2. График отпуска тепла на ГВС

По способу подачи тепла на ГВС различают открытые и закрытые системы теплоснабжения.

В открытых системах на ГВС подается вода из тепловой сети.

Схемы абонентского ввода:

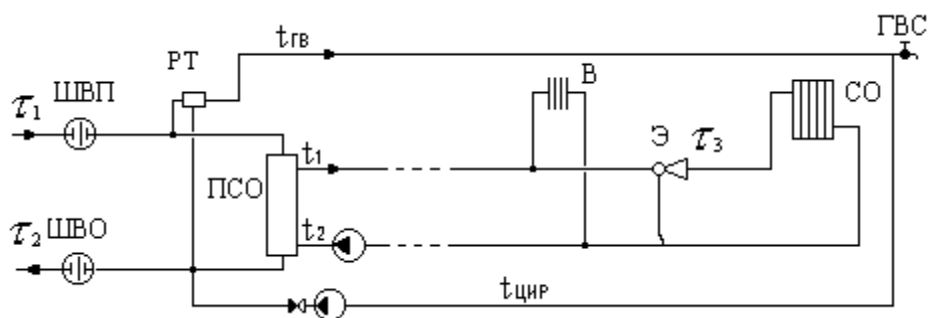


Схема № 1. Обобщенный потребитель с открытым водоразбором на ГВС и независимым присоединением СО

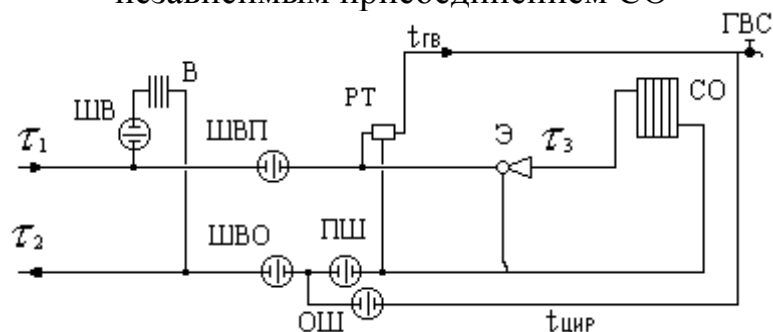


Схема № 2. Местный тепловой пункт с открытым водоразбором на ГВС и элеваторным присоединением СО

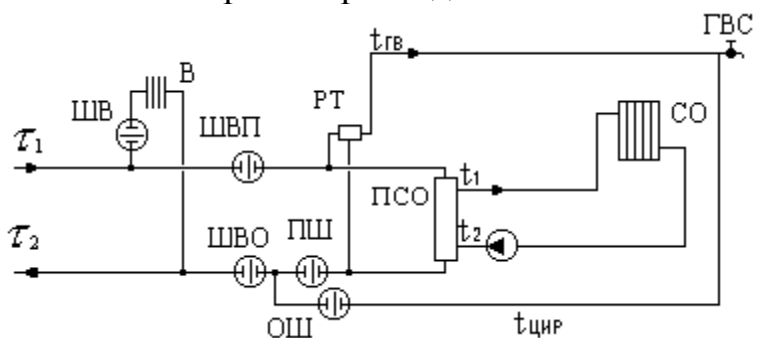


Схема № 3. Местный тепловой пункт с открытым водоразбором на ГВС и независимым присоединением СО

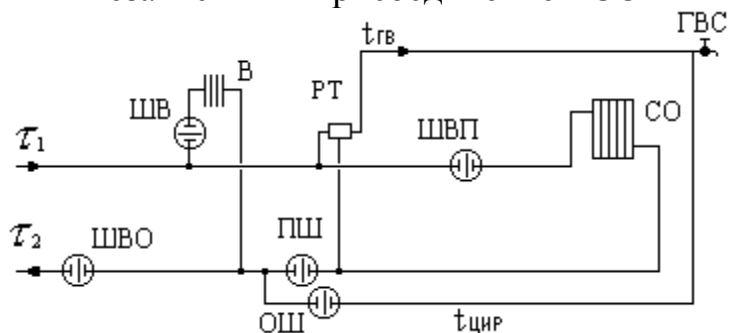


Схема № 4. Местный тепловой пункт с открытым водоразбором на ГВС и непосредственным присоединением СО

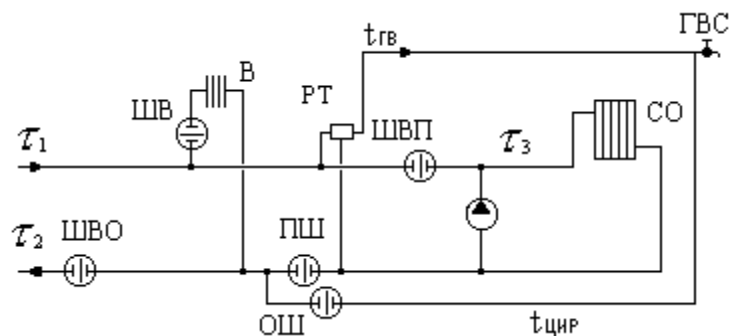


Схема № 5. Местный тепловой пункт с открытым водоразбором на ГВС и насосным присоединением СО

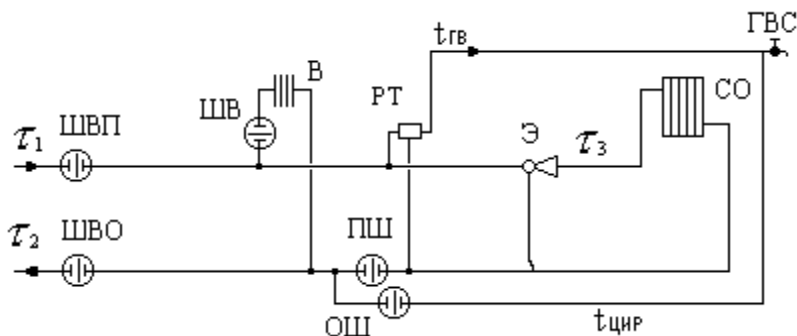


Схема № 6. Обобщенный потребитель с открытым водоразбором на ГВС и элеваторным присоединением СО

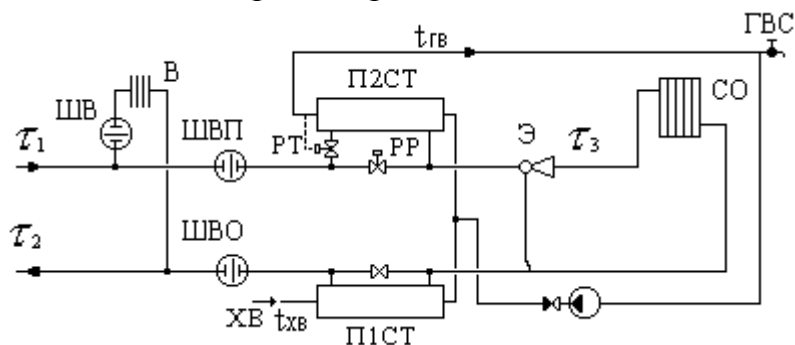


Схема № 7. Местный тепловой пункт с двухступенчатым последовательным подключением подогревателей ГВС и элеваторным присоединением СО

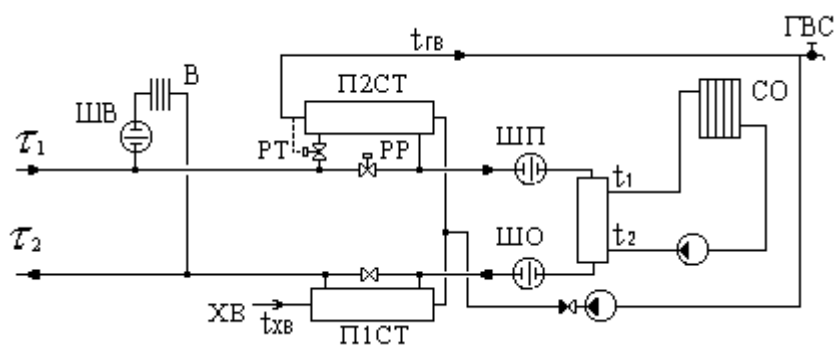


Схема № 8. Местный тепловой пункт с двухступенчатым последовательным подключением подогревателей ГВС и независимым присоединением СО

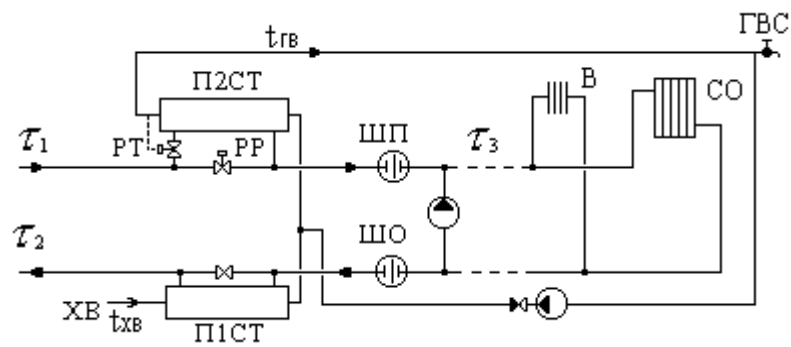


Схема № 9. Обобщенный потребитель с двухступенчатым последовательным подключением подогревателей ГВС и насосным присоединением СО и СВ

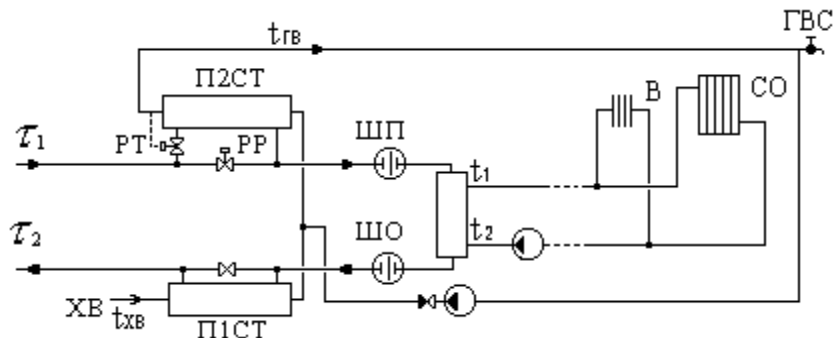


Схема № 10. Обобщенный потребитель с двухступенчатым последовательным подключением подогревателей ГВС и независимым присоединением СО и СВ

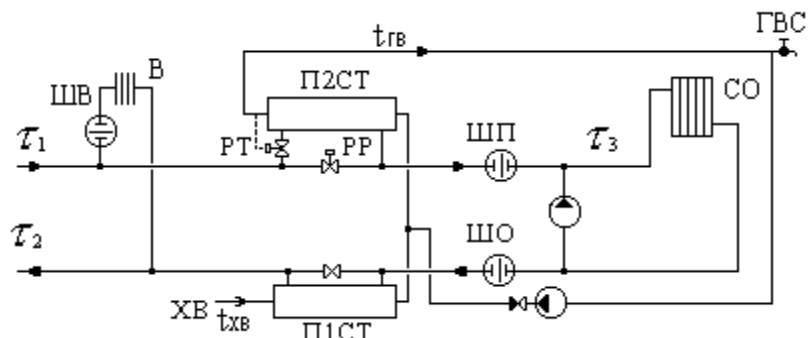


Схема № 11. Местный тепловой пункт с двухступенчатым последовательным подключением подогревателей ГВС и насосным присоединением СО

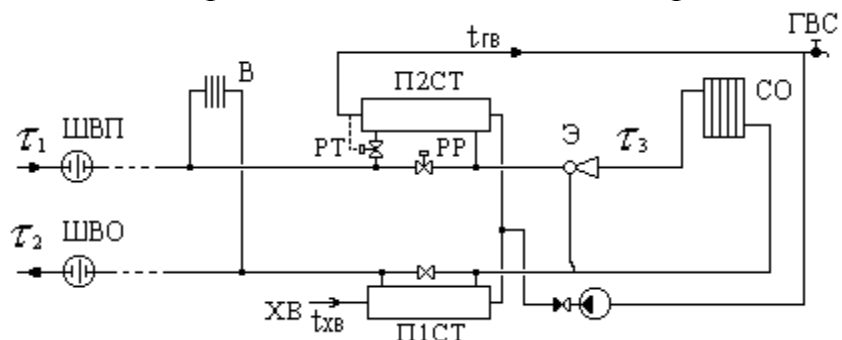


Схема № 12. Обобщенный потребитель с двухступенчатым последовательным подключением подогревателей ГВС и элеваторным присоединением СО

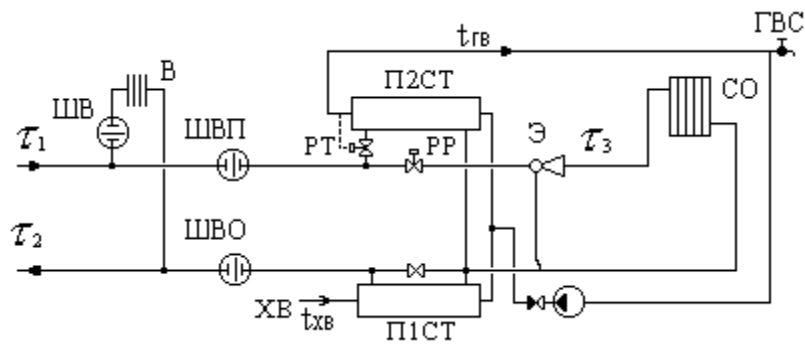


Схема № 13. Местный тепловой пункт с двухступенчатым смешанным подключением подогревателей ГВС и элеваторным присоединением СО

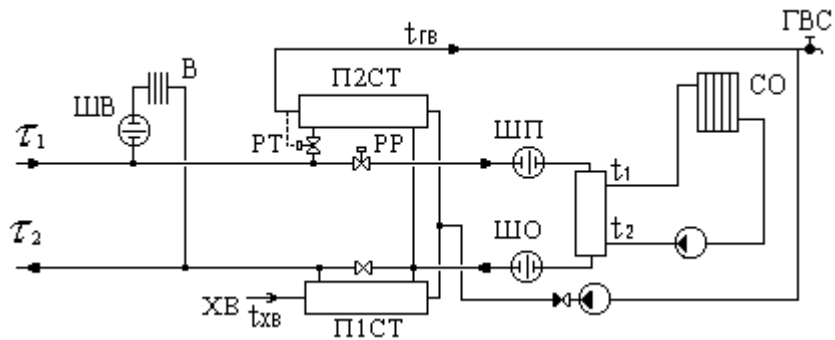


Схема № 14. Местный тепловой пункт с двухступенчатым смешанным подключением подогревателей ГВС и независимым присоединением СО

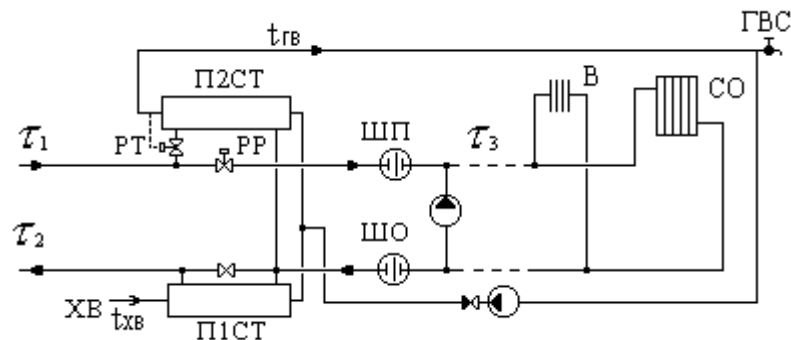


Схема № 15. Обобщенный потребитель с двухступенчатым смешанным подключением подогревателей ГВС и насосным присоединением СО и СВ

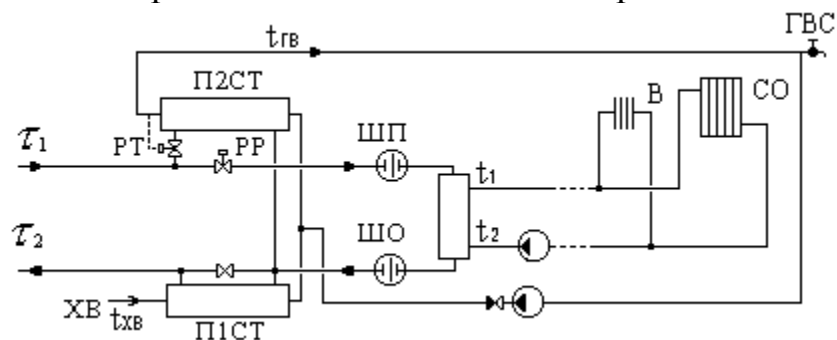


Схема № 16. Обобщенный потребитель с двухступенчатым смешанным подключением подогревателей ГВС и независимым присоединением СО и СВ

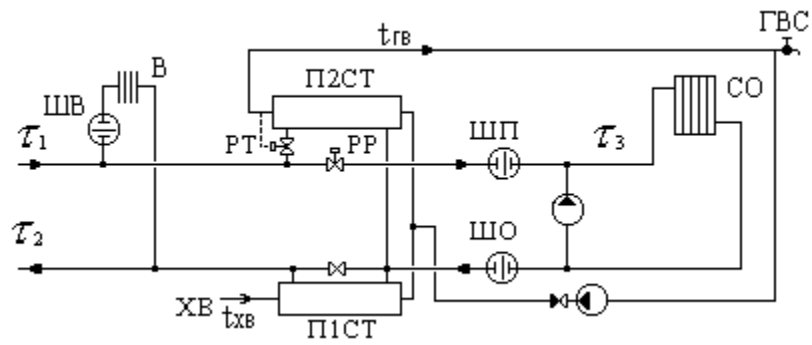


Схема № 17. Местный тепловой пункт с двухступенчатым смешанным подключением подогревателей ГВС и насосным присоединением СО

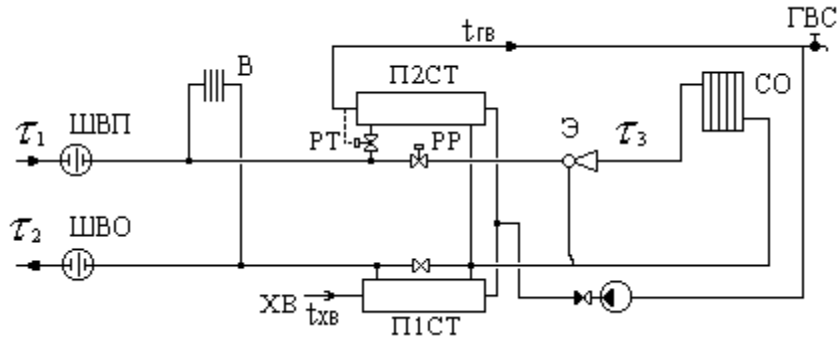


Схема № 18. Обобщенный потребитель с двухступенчатым смешанным подключением подогревателей ГВС и элеваторным присоединением СО

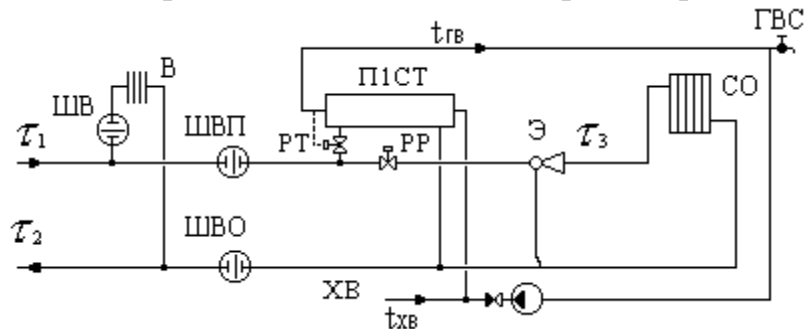


Схема № 19. Местный тепловой пункт с параллельным подключением подогревателей ГВС и элеваторным присоединением СО

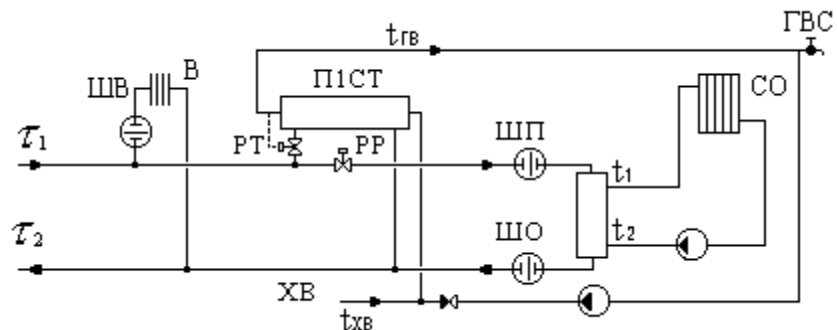


Схема № 20. Местный тепловой пункт с параллельным подключением подогревателей ГВС и независимым присоединением СО

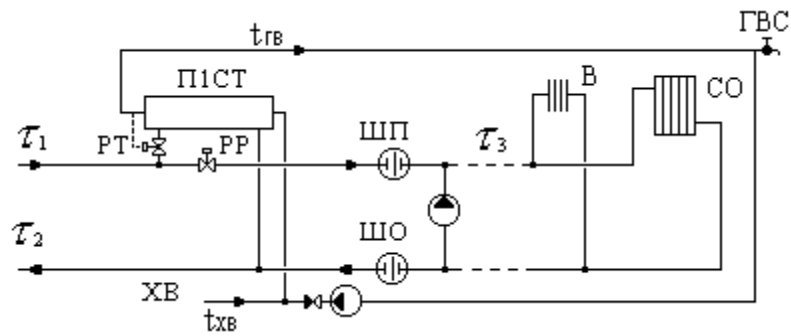


Схема № 21. Обобщенный потребитель с параллельным подключением подогревателей ГВС и насосным присоединением СО и СВ

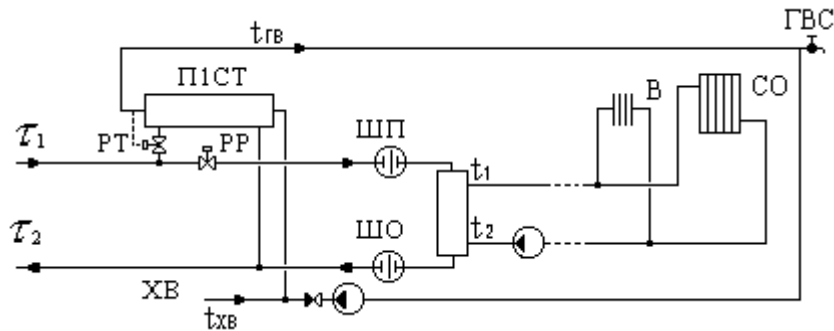


Схема № 22. Обобщенный потребитель с параллельным подключением подогревателей ГВС и независимым присоединением СО и СВ

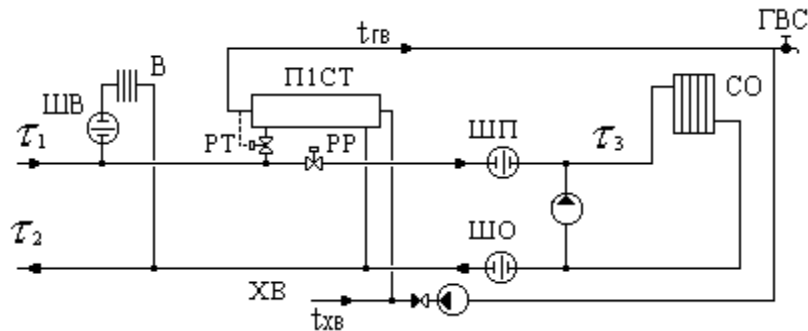


Схема № 23. Местный тепловой пункт с параллельным подключением подогревателя ГВС и насосным присоединением СО

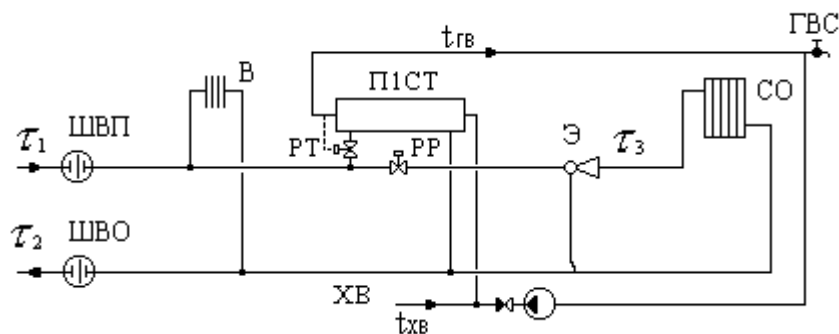


Схема № 24. Обобщенный потребитель с параллельным подключением подогревателя ГВС и зависимым присоединением СО

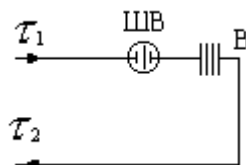


Схема № 25. Местный тепловой пункт с вентиляционной нагрузкой

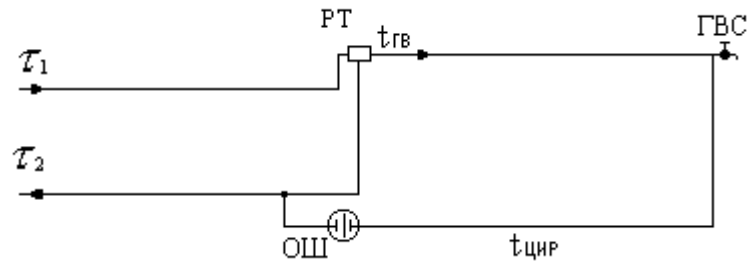


Схема № 26. Местный тепловой пункт с открытым водоразбором и циркуляционной линией

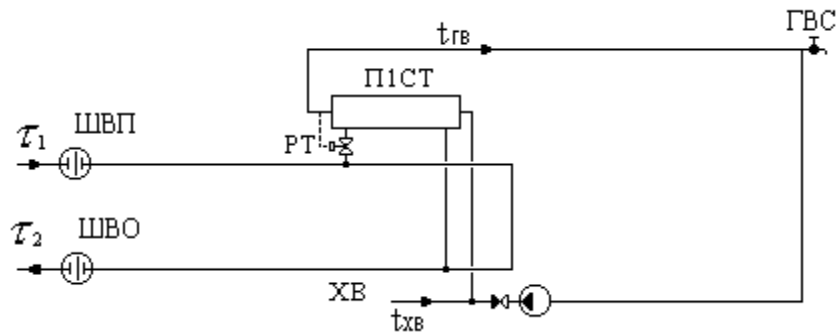


Схема № 27. Местный тепловой пункт с подогревателями ГВС

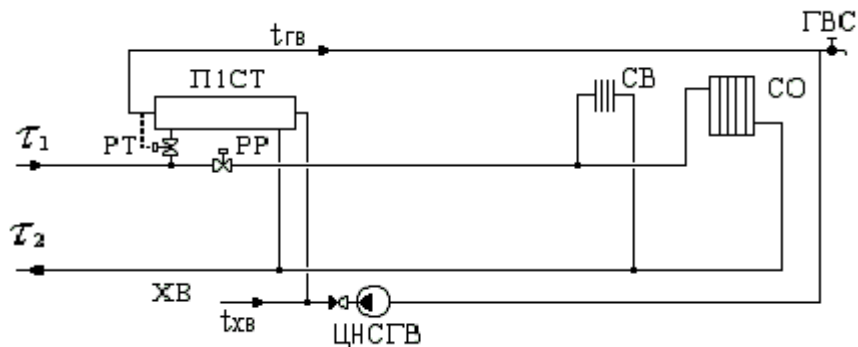


Схема № 28. Местный тепловой пункт с параллельным подключение подогревателя ГВС и непосредственным присоединением СО

Рис.1.3. Расчетные схемы присоединения абонентских вводов (систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения) к тепловой сети. Условные обозначения, принятые при изображении схем тепловых пунктов:
 ГВС - система горячего водоснабжения; СВ - система вентиляции; СО - система отопления; РР - регулятор расхода; РТ - регулятор температуры; ТСО - теплообменный аппарат на систему отопления; П1СТ - подогреватель - теплообменный аппарат первой (нижней) ступени на систему горячего водоснабжения; П2СТ - подогреватель - теплообменный аппарат второй (верхней) ступени на систему горячего водоснабжения; СН - смесительный насос; ЦНСО - циркуляционный насос системы отопления; ЦНСГВ - циркуляционный насос системы горячего водоснабжения; Э - элеватор; МТП - местный тепловой пункт.

В закрытых системах сетевая вода используется для подогрева вторичной воды, поступающей в систему ГВС, т.е. на абонентском вводе закрытых систем устанавливаются водоводяные подогреватели 1 или 2. Подключение их может быть одноступенчатое или двухступенчатое, выполненное по параллельной, двухступенчатой последовательной или двухступенчатой смешанной схемам.

1.2. Расчет годового отпуска тепла. График продолжительности тепловой нагрузки

Для построения графика нужны данные о стоянии температур. Приводятся в справочниках [1,2]:

-40...-35 °С - n_1 часов;

-35...-30 °С - n_2 часов;

-30...-25 °С - n_3 часов;

.....

0...+5 °С - n_{i-1} часов;

+5...+10 °С - n_i часов.

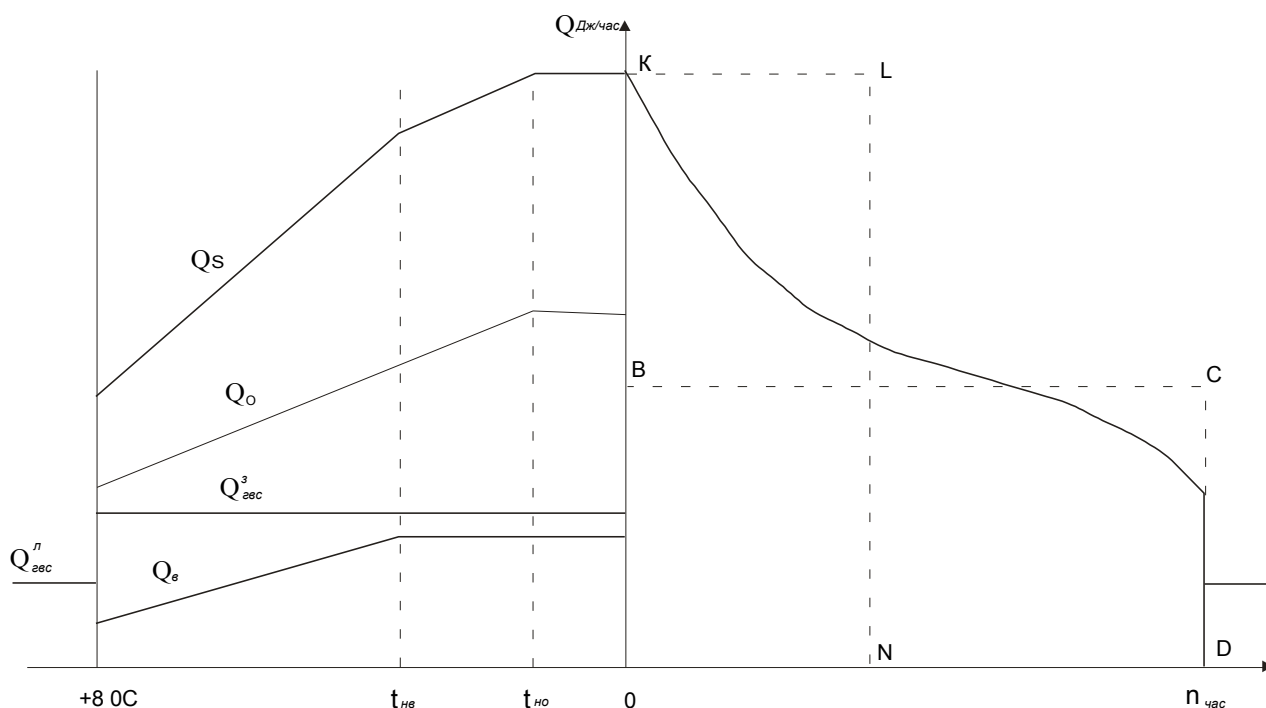


Рис.1.4. График продолжительности суммарной тепловой нагрузки

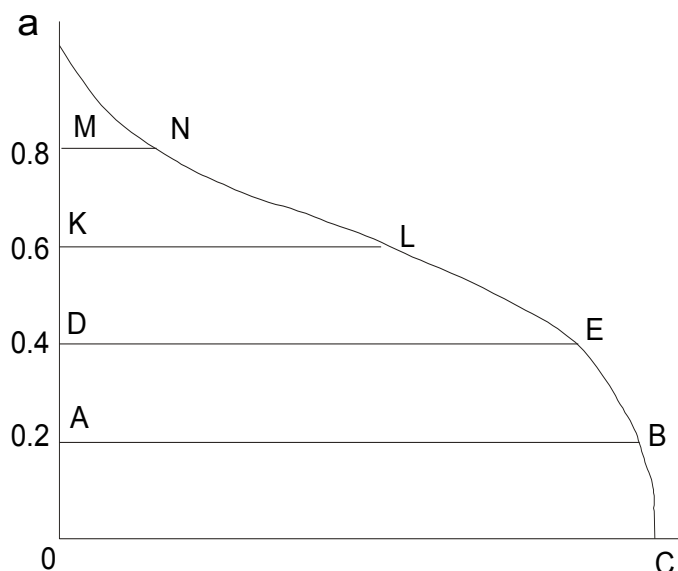
На оси абсцисс откладывают количество часов, в течение которых наблюдается температура равная или меньшая данной. По оси ординат откладывают часовой расход тепла. Построим на графике два прямоугольника, площадь которых равна площади графика. Тогда для прямоугольника $0BCD0$ высота CD равна среднему расходу тепла за отопительный период. Для прямоугольника $0KLN0$ отрезок $0N$ представляет длительность использования расчетной тепловой нагрузки за сезон.

Если тепловая нагрузка обеспечивается из различных источников, то удобно пользоваться интегральным графиком. График продолжительности суммарной тепловой нагрузки делят на равные интервалы по оси ординат. α_c – относительная тепловая нагрузка.

$\alpha_c = Q_i / Q'_c$ - отношение тепловой нагрузки i -го источника к расчетной нагрузке района.

$\alpha_{z o \delta} = f(\alpha_c)$, $\alpha_{z o \delta} = Q_i / Q'_c$ - отношение количества тепла источника за сезон к суммарному расходу тепла за сезон. Тогда площадь $0abc0$ равна расходу тепла от источника, мощность которого равна 20 % расчетной, т.е. $\alpha_c = 0.2$.

Интегральные графики, построенные для какого-либо одного географического пункта можно с достаточной точностью использовать для всего климатического пояса.



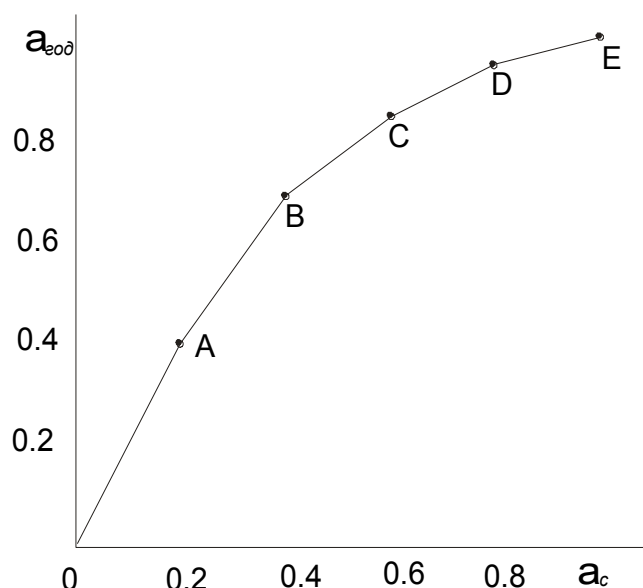


Рис.1.5. Интегральный график тепловой нагрузки

$F_{0abc}/F=0.4$ – точка А. При $\alpha_c = 0.4$ получим $\alpha_{ood} = 0.72$ - т.В, и т.д.

Например, есть два источника тепла. У одного мощность равна 60 % максимального потребления, $\alpha_c = 0.6$. Другой способен покрыть остальные 40 %. В этом случае первый источник может обеспечить 92 % максимальной потребности в тепле, второй – 8 %.

1.3. Водяные системы теплоснабжения

Водяные системы теплоснабжения подразделяются на открытые и закрытые. В открытых системах на нужды ГВС забирается вода из тепловой сети. В закрытых системах вода на нужды ГВС подогревается сетевой водой в теплообменниках. Схемы присоединения установок ГВС показаны на рис. 1.3. По числу трубопроводов системы ТС делятся на одно-, двух-, трех- и многотрубные. Открытая система ТС должна иметь как минимум одну трубу. В закрытой системе необходимы как минимум два трубопровода. В городах в большинстве случаев применяются двухтрубные системы. Они применяются в том случае, если всем потребителям нужно тепло примерно одного потенциала. Там, где требуется еще и нагрузка повышенного потенциала, применяется трехтрубная система. В этом случае две магистрали – подающие,

и одна – обратная. В зависимости от характера абонентских установок, выбирается та или иная схема присоединения их к тепловой сети.

Отопительные установки могут присоединяться по зависимой и независимой схемам. При зависимом присоединении вода, циркулирующая в системе отопления, нагревается в теплообменнике водой из тепловой сети. В зависимой схеме в отопительные приборы поступает вода из тепловой сети. При этом существует жесткая гидравлическая связь между системой отопления и тепловой сетью. Максимальное давление в отопительной установке ограничено прочностью отопительных приборов. Надежность зависимых систем невелика.

2. Регулирование тепловой нагрузки

Тепловая нагрузка в течение отопительного сезона меняется. Поэтому для поддержания требуемого теплового режима тепловую нагрузку необходимо регулировать.

Различают центральное, групповое, местное и индивидуальное регулирование. Центральное регулирование осуществляется на ТЭЦ и котельных. Групповое – на групповых тепловых подстанциях. Местное – на местных тепловых подстанциях. Индивидуальное – непосредственно у абонентов.

Если тепловая нагрузка у всех потребителей примерно одинакова, то можно ограничиться центральным регулированием. В большинстве же случаев тепловая нагрузка неоднородна. В этом случае центральное регулирование ведется по характерной тепловой нагрузке для большинства потребителей. В первую очередь это отопительная нагрузка и совместная нагрузка отопления и ГВС. Во втором случае расход воды в ТС увеличивается незначительно по сравнению с регулированием по отопительной нагрузке или не меняется.

Основное количества тепла в абонентских системах расходуется на нагрев. Поэтому тепловая нагрузка в первую очередь зависит от режима теплопередачи. Теплопередача описывается уравнением теплопередачи

$$Q = kF\Delta t n \quad (2.1)$$

где n - длительность работы системы; F - площадь поверхности теплообмена; k - коэффициент теплопередачи; Δt - средняя разность температур теплообменивающихся сред. В первом приближении

$$\Delta t = \frac{\tau_1 + \tau_2}{2} - \frac{t_1 + t_2}{2} \quad (2.2)$$

τ - температура сетевой воды; t - температура нагреваемой воды; индексы 1 и 2 относятся ко входу и выходу теплообменника. Из уравнения теплового баланса

$$Q = Gc_p(\tau_1 - \tau_2)$$

найдем τ_2 и подставим в (2.2).

$$\tau_2 = \tau_1 - \frac{Q}{c_p G}$$

Решая совместно (2.1) и уравнение баланса, получим

$$Q = \frac{\tau_1 - 0.5(t_1 + t_2)}{\frac{1}{kFn} + \frac{0.5}{Gc}}$$

Т.о., тепловую нагрузку в принципе можно регулировать изменением пяти параметров - k , F , n , τ_1 , G . Изменение τ_1 и G имеют ограничения. Температура сетевой воды не может быть ниже 60°C , необходимой для обеспечения температуры воды ГВС и не может быть выше температуры насыщения для данного давления. Расход воды определяется располагаемым перепадом давления на ГТП и МТП. Если один из теплоносителей - пар, то его температуру можно изменять меняя давление (дресселированием).

В водяных системах реально можно менять тепловую нагрузку тремя способами:

1. изменением температуры сетевой воды - качественное регулирование;

2. изменением расхода сетевой воды – количественное регулирование;
3. изменением расхода и температуры воды – качественно-количественное регулирование.

Регулирование путем изменения длительности работы n называется регулированием пропусками. Применяется как местное в дополнение к центральному.

Выбор метода регулирования зависит от гидравлической устойчивости системы. Гидравлическая устойчивость - это способность системы поддерживать заданный гидравлический режим и характеризуется коэффициентом гидравлической устойчивости

$$y = f(\Delta p_{аб} / \Delta p_c)$$

Здесь $\Delta p_{аб}$ - располагаемый перепад давления у наиболее удаленного потребителя;

Δp_c - перепад давления, срабатываемый в сети. Если $y \leq 0,4$, то применяется качественное регулирование. Если $y > 0,4$, то применяется качественно-количественное регулирование. Центральное регулирование ориентируется на основной вид нагрузки района. Таковой может быть нагрузка отопления (регулирование по отопительной нагрузке), либо совмещенная нагрузка отопления и ГВС (регулирование по совмещенной нагрузке).

Обозначим через $Q'_o, \tau'_1, \tau'_2, \delta\tau', G'_o$ расчетные значения величин при $t_n = t_{н о}$.

Текущие значения этих же величин обозначим через $Q_o, \tau, \tau_2, \delta\tau, G_o$.

Относительные безразмерные величины:

$$\bar{Q}_o = Q_o / Q'_o;$$

$$\bar{G}_o = G_o / G'_o;$$

$$\bar{\delta\tau} = \delta\tau / \delta\tau'.$$

Связь между \bar{Q}_o и \bar{G}_o можно представить в виде $\bar{G}_o = \bar{Q}_o^m$.

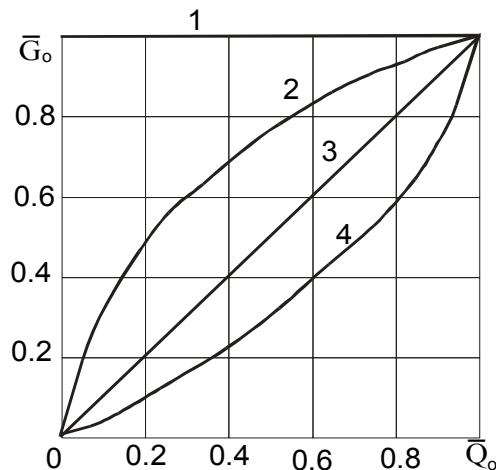


Рис.2.1. Закон изменения расхода при различных видах регулирования тепловой нагрузки:

1 – качественное регулирование, $m=0$; 2 – качественно-количественное регулирование, $0 \leq m \leq 1$; 3,4 – количественное регулирование, $m > 1$

2.1. Тепловые характеристики теплообменных аппаратов

В проектных расчетах теплообменников применяются уравнение теплопередачи:

$$Q = kF\Delta t_n, \quad (2.3)$$

и уравнение теплового баланса:

$$Q = G_1 c_1 \delta \tau = G_2 c_2 \delta t \quad \text{или} \quad Q = G_m c_m \delta t_{\bar{o}} = G_{\bar{o}} c_{\bar{o}} \delta t_m \quad (2.4)$$

В уравнении (2.3)

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_m}} \quad (2.5)$$

Если $\frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_m} \leq 2$, то можно пользоваться среднеарифметической разностью

$$\text{температур.} \quad \Delta t = (t_1 + t_2)/2. \quad (2.6)$$

Для целей расчета регулирования тепловой нагрузки уравнение (2.3) неудобно, т.к. заранее величина Δt неизвестна. Поэтому удобнее пользоваться максимальной разностью температур.

$$Q = \varepsilon G c \Delta \quad (2.7)$$

где $\Delta = \tau_{ex} - t_{ex}$ - максимальная разность температур сред. Пользуясь (2.5), можно получить аналитические выражения для Δ только для прямотока и противотока. Для более сложных схем этого сделать не удастся. Поэтому пользуются приближенным выражением.

$$\Delta t = \Delta - a \delta t_m - b \delta t_b. \quad (2.8)$$

Если вычислять Δt по (2.5), то $b=0.65$ для всех схем, $0.35 < a < 0.65$ в зависимости от схемы.

Если вычислять Δt по (2.6), то $a=b=0.5$.

Тепловая нагрузка, отнесенная к максимальной разности температур, называется удельной теплопроизводительностью:

$$q = \frac{Q}{\Delta} = \frac{kF\Delta t}{\Delta t + a\delta t_m + b\delta t_b} = \frac{kF\Delta t}{\Delta t + \frac{kF\Delta t}{(Gc)_b} a + \frac{kF\Delta t}{(Gc)_m} b}, \text{ или}$$

$$q = \frac{1}{\frac{1}{kF} + \frac{a}{(Gc)_b} + \frac{b}{(Gc)_m}}. \quad (2.9)$$

Отношение удельной теплопроизводительности к полной теплоемкости называется безразмерной теплопроизводительностью, или коэффициентом эффективности:

$$\varepsilon = \frac{q}{(Gc)_m} = \frac{1}{\frac{(Gc)_m}{kF} + a \frac{(Gc)_m}{(Gc)_b} + b}. \quad (2.10)$$

Применительно к системам отопления $(Gc)_b$ относится к воздуху, а $(Gc)_m$ - к воде.

Если один из теплоносителей пар, то $(Gc)_b \Rightarrow \infty$ и

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{(Gc)_m}{kF} + b}.$$

Зависимость (2.10) действует в диапазоне:

$$0 \leq \frac{(Gc)_m}{(Gc)_\delta} \leq 1 \quad 0 \leq \frac{kF}{(Gc)_m} < \infty.$$

Зависимости (2.9) и (2.10) универсальны и справедливы для любых схем движения теплоносителей. В отопительных установках отношение $(Gc)_m / (Gc)_\delta \Rightarrow 0$. Значение $b = 0,5$ если на абонентском вводе нет узла смешения и $b = (0,5 + u) / (1 + u)$ при наличии узла смешения, где u – коэффициент смешения:

$$u = \frac{G_2}{G_1} = \frac{\tau_1 - \tau_3}{\tau_3 - \tau_2} \quad \varepsilon_0 = \frac{l}{\frac{G_0 c}{kF} + \frac{0,5 + u}{1 + u}}.$$

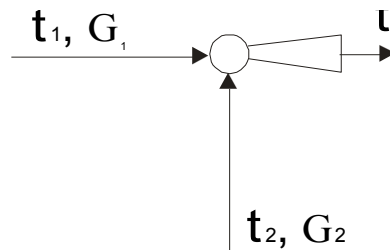


Рис.2.2. Расчетная схема узла смешения

Для любого теплообменного аппарата:

$$kF = \phi \bar{Q}^{\frac{n}{n+1}},$$

где ϕ – постоянный параметр, $\phi = Q' / \Delta t'$.

Для системы отопления $n = 0,25$, тогда:

$$kF = \frac{Q'_0}{\Delta t'_0} \bar{Q}_0^{0,2}$$

$$\varepsilon_0 = \frac{l}{\frac{\Delta t'_0 G_0 c}{Q'_0 \bar{Q}_0^{-0,2}} + \frac{0,5 + u}{1 + u}}.$$

2.2. Качественное регулирование однородной нагрузки

Рассмотрим регулирование отпуска тепла при наличии только отопительной нагрузки (вентиляционной нагрузки и ГВС нет).

Качественное регулирование предполагает $G'_o = \text{const}$.

Требуется определить $\tau_{o1} = f(t_n)$, $\tau_{o2} = f(t_n)$. Для отопительной установки максимальная разность температур $\Delta = \tau_{o1} - t_g$. Тогда:

$$\varepsilon_o = \frac{Q_o}{G'_o c (\tau_{o1} - t_g)}.$$

$$\text{Поскольку } Q_o = Q'_o \bar{Q}_o = G'_o c \delta \tau'_o \bar{Q}_o, \quad (2.11)$$

то:

$$\varepsilon_o = \frac{\bar{Q}_o \delta \tau'_o}{(\tau_{o1} - t_g)}. \quad (2.12)$$

Далее:

$$\varepsilon_o = \frac{1}{\frac{\Delta t' G'_o c}{Q'_o \bar{Q}_o^{0.2}} + \frac{0.5 + u}{1 + u}},$$

$$u = \frac{\tau_{o1} - \tau_{o3}}{\tau_{o3} - \tau_{o2}}. \quad (2.13)$$

На расчетном режиме:

$$u = \frac{\tau'_{o1} - \tau'_{o3} + \tau'_{o2} - \tau'_{o2}}{\tau'_{o3} - \tau'_{o2}} = \frac{\delta \tau'_o}{\theta'_o} - 1. \quad (2.14)$$

Подставив (2.14) в (2.13) с учетом (2.11), получим:

$$\varepsilon_o = \frac{1}{\frac{\Delta t'}{\bar{Q}_o \delta \tau'_o} + \frac{\delta \tau'_o - 0.5 \theta'_o}{\delta \tau'_o}}. \quad (2.15)$$

Приравнявая (2.12) и (2.15), найдем:

$$\frac{\bar{Q}_o \delta \tau'_o}{\tau'_{o1} - t_g} = \frac{1}{\frac{\Delta t'}{\bar{Q}_o \delta \tau'_o} + \frac{\delta \tau'_o - 0.5 \theta'_o}{\delta \tau'_o}}, \text{ откуда получим}$$

$$\tau_{o1} = t_g + \Delta t_o^1 \bar{Q}_o^{0.8} + \bar{Q}_o (\delta \tau_o' - 0.5 \theta_o'), \quad (2.16)$$

$$\tau_{o2} = t_g + \Delta t_o' \bar{Q}_o^{0.8} - 0.5 \bar{Q}_o \theta_o'. \quad (2.17)$$

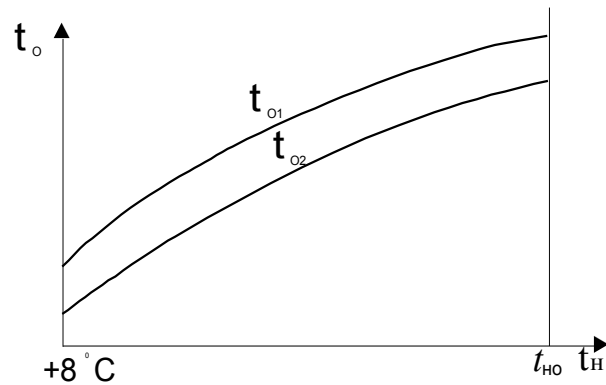


Рис.2.2. График температур сетевой воды при качественном регулировании отопительной нагрузки

2.3. Качественное регулирование разнородной нагрузки

Если кроме отопительной нагрузки есть еще и нагрузка ГВС, то, независимо от метода регулирования, температура воды в подающем трубопроводе не должна быть ниже уровня, определяемого условиями ГВС. Для поддержания такой температуры делается подрезка температурного графика при $65\text{ }^{\circ}\text{C}$ - для открытой системы и $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ - для закрытой системы. График температур приобретает вид ломаной. Точке излома температурного графика соответствует температура наружного воздуха t_n'' .

При $t_n > t_n''$ происходит смена регулирования с качественного на количественное, либо регулирование пропусками. При $t_n < t_n''$ график температур сетевой воды рассчитывается для случая регулирования либо по отопительной нагрузке, либо по совмещенной нагрузке отопления и ГВС.

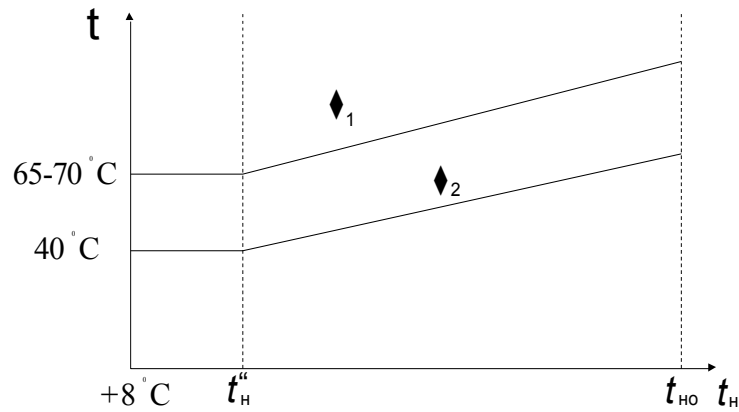


Рис.2.4. График температур при совмещенной нагрузке

2.3.1. Качественное регулирование по отопительной нагрузке

При этом методе регулирования постоянным поддерживается расход только через систему отопления.

При $t_h \leq t_h''$:

$$G'_o = \frac{Q'_o}{c \delta \tau'_o} = const.$$

При $t_h > t_h''$:

$$G_o = \frac{Q_o}{c_o (\tau''_{o1} - \tau''_{o2})},$$

где Q_o – текущая отопительная нагрузка.

Температуры сетевой воды рассчитываются только по отопительной нагрузке по уравнениям (2.16) и (2.17). Расход в сети переменен и равен в прямом трубопроводе:

$$G_{np} = G_o + G_g + G_{гвс}^{np} + G_{ут},$$

где $G_{гвс}^{np}$ - расход воды на ГВС из прямого трубопровода;

$G_{ут}$ - потери или утечки из сети.

В обратном трубопроводе в закрытых системах:

$$G_{o\bar{o}} = G_o + G_g + G_{гвс}^{o\bar{o}}$$

В обратном трубопроводе в открытых системах:

$$G_{o\delta} = G_o + G_\delta - G_{2\delta c}^{o\delta} = G_o + G_\delta + G_{2\delta c}^{np} - G_{2\delta c}$$

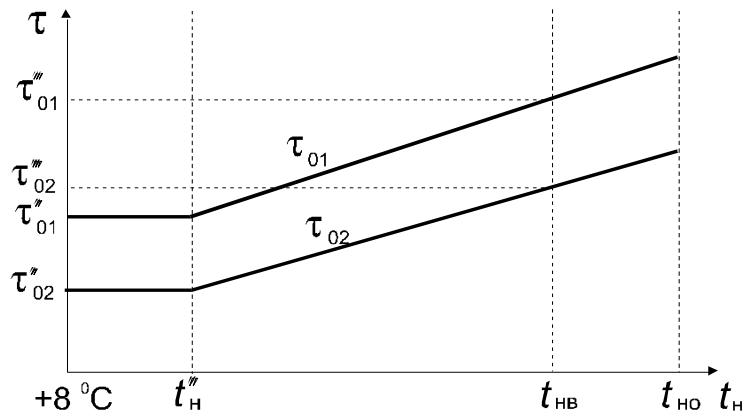
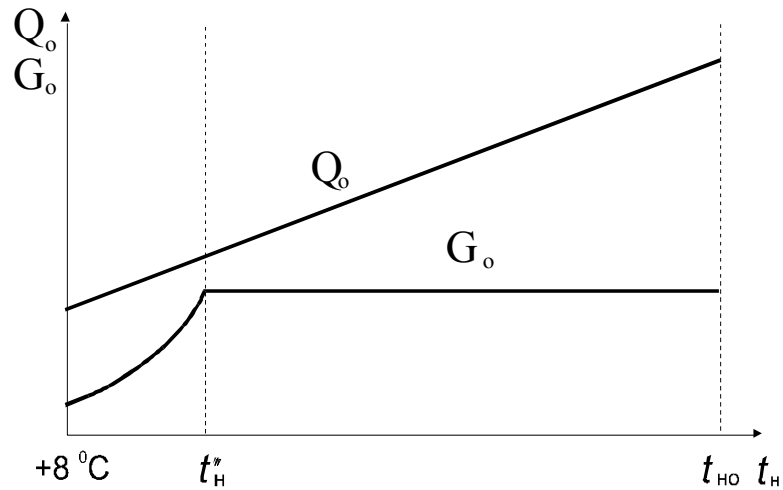


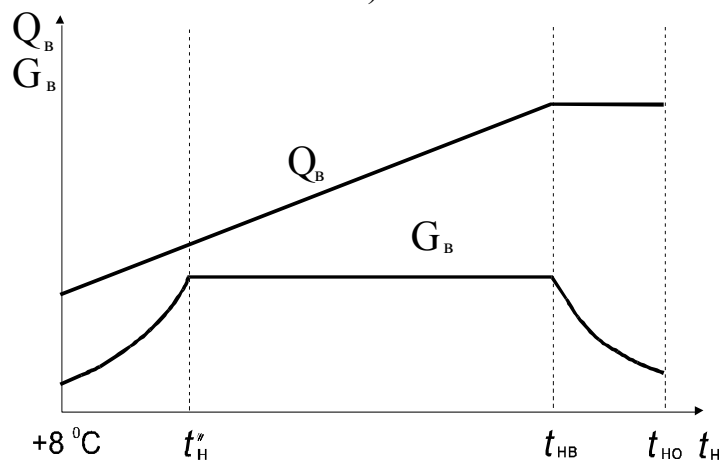
Рис.2.5. График температур в системе отопления:

τ''_{01}, τ''_{02} - температуры сетевой воды в точке подрезки температурного графика

при $t_H = t''_H$; $\tau'''_{01}, \tau'''_{02}$ - температуры сетевой воды при $t_H = t_{H\delta}$



а)



б)

Рис.2.6. Графики расходов и тепловых нагрузок:
а – отопление; б – вентиляция

Система вентиляции проектируется таким образом, чтобы при $t_n = t_{нв}$ температура сетевой воды после вентиляционной установки была равна τ_{02}'' . Желательно, чтобы в диапазоне температур $t_n'' \geq t_n \geq t_{нв}$ графики температур τ_{02} и $\tau_{2в}$ совпадали. При проектировании источников тепла допускается, чтобы в течение всего отопительного периода принимать $\tau_{2в} = \tau_{02}$.

2.3.2. Графики расхода воды и температуры на ГВС

В открытых системах вода на ГВС частично забирается из подающего трубопровода и частично – из обратного. Это необходимо для поддержания нужной температуры ГВС.

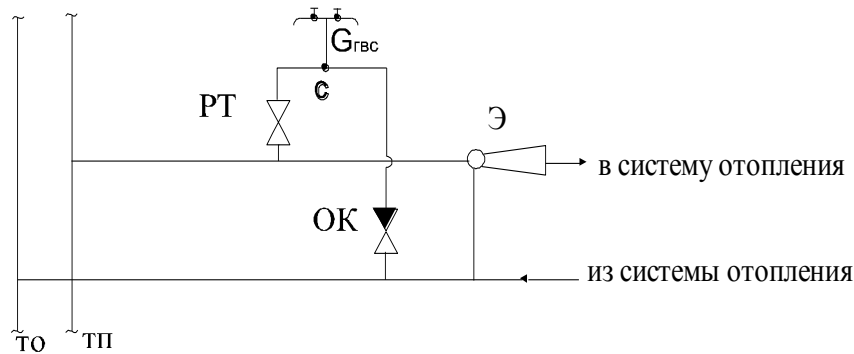


Рис. 2.7. Схема открытой системы

При $t_2 \geq \tau_{02}$:

$$G_{2вс} = \frac{Q_{2вс}}{c_2(t_2 - t_x)}.$$

При $t_2 < \tau_{02}$:

$$G_{2вс} = \frac{Q_{2вс}}{c_2(\tau_{02} - t_x)}.$$

Обозначим через β долю расхода воды на ГВС из подающего трубопровода.

$$\beta = \frac{t_2 - \tau_{02}}{\tau_{01} - \tau_{02}};$$

$$1 - \beta = \frac{\tau_{01} - t_2}{\tau_{01} - \tau_{02}}.$$

Расходы воды из подающего и обратного трубопроводов равны:

$$G_{zbc}^{np} = G_{zbc} \beta,$$

$$G_{zbc}^{ob} = (1 - \beta) G_{zbc}, \text{ соответственно.}$$

Рассмотрим построение графика температур и расхода воды на ГВС в закрытых системах при параллельном присоединении абонентской установки к тепловой сети.

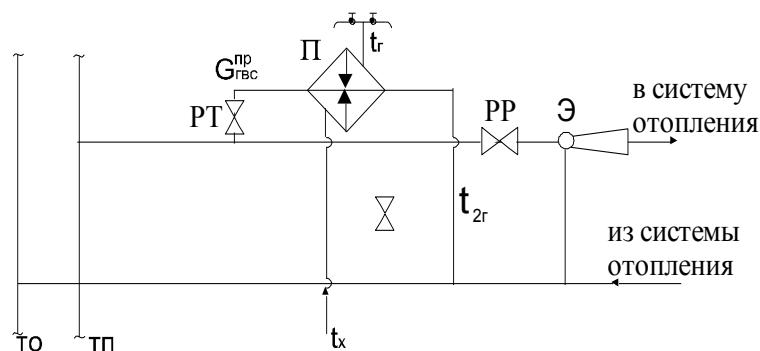


Рис. 2.8. Схема параллельного присоединения абонентской установки

Максимальный расход сетевой воды на ГВС имеет место при минимальной температуре в подающем трубопроводе τ_1'' в часы максимальной нагрузки ГВС. Расчетное значение расхода на ГВС определяется по уравнению:

$$G'_{zbc} = \frac{Q'_{zbc}}{c(\tau_1'' - \tau_{22}'')}.$$

При постоянной температуре греющей воды перед подогревателем ГВС изменение нагрузки ГВС, т.е. расхода горячей воды приводит к пропорциональному изменению расхода греющей воды из тепловой сети. При этом температура сетевой воды после подогревателя остается постоянной.

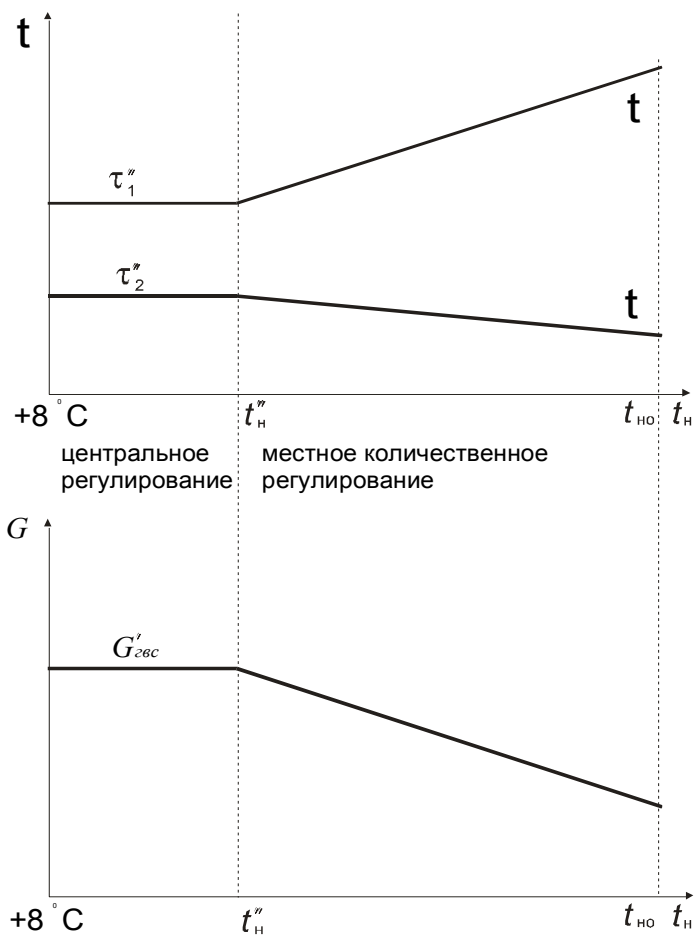


Рис.2.9. Графики температуры и расхода сетевой воды на ГВС в закрытой системе при параллельном присоединении

При проектировании источников тепла принимают $\tau_{2z} = \tau_{02}$. При параллельном присоединении тепло воды из обратного трубопровода не используется для нагрева вторичной воды. Это приводит к увеличению расхода сетевой воды и снижению эффективности системы теплоснабжения. Параллельную схему рекомендуется применять при $Q_{zbc}^{max} / Q'_o \geq 1.2$. В большинстве случаев применяется двухступенчатые схемы. Водопроводная вода сначала подогревается водой из обратной магистрали, а затем окончательно подогревается водой из подающего трубопровода.

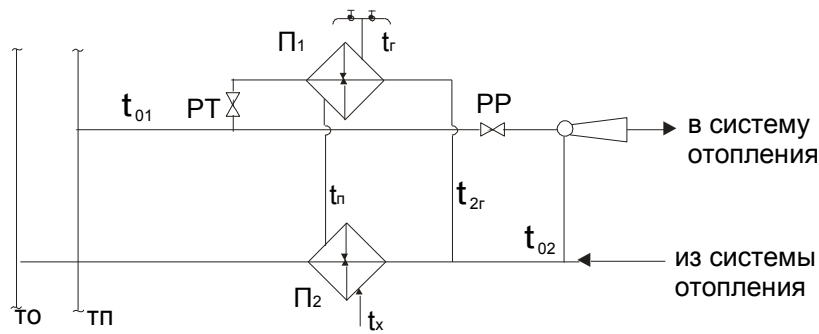


Рис. 2.10. Двухступенчатая последовательная схема

Температура водопроводной воды после подогревателя второй ступени Π_2 :

$$t_{2c} = t_{02} - \Delta t_{нед}.$$

Величина недогрева $\Delta t_{нед}$ принимается равной $5 \div 10$ °С. Запишем уравнения баланса тепла для подогревателя Π_1 :

$$Q_{\Pi 1} = G_{звс}^{np} c (\tau_{01} - \tau_{2c});$$

$$Q_{\Pi 1} = G_{звс} c (t_2 - t_n).$$

Расход водопроводной воды определяется из соотношения:

$$G_{звс} = \frac{Q_{звс}}{c(t_2 - t_x)}.$$

Подставив величину расхода во второе из уравнений баланса и приравняв их, получим:

$$G_{звс}^{np} = Q_{звс} \frac{t_2 - t_n}{t_2 - t_x} \frac{1}{c(\tau_{01} - \tau_{2c})}.$$

При одноступенчатой схеме $t_{\Pi} = t_x$.

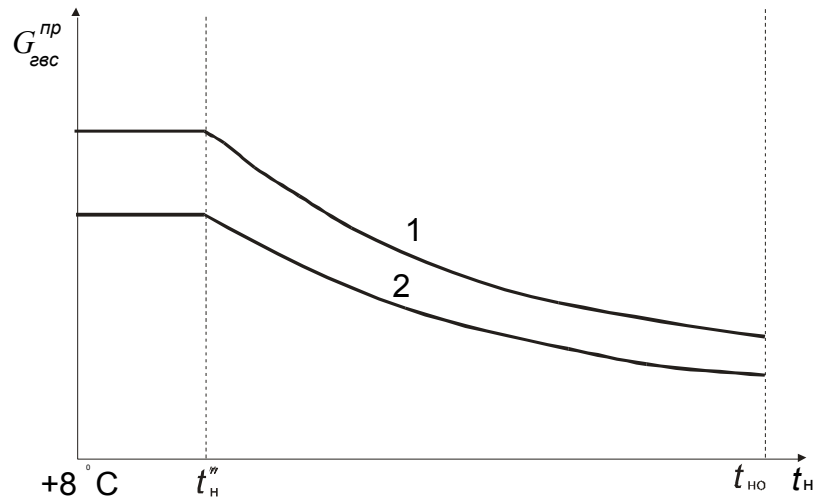


Рис. 2.11. График расходов в подающем трубопроводе:
1 – одноступенчатая схема; 2 – двухступенчатая схема

В двухступенчатой схеме температура воды, возвращаемой на станцию, ниже, чем в одноступенчатой.

$$\tau_2 = \tau_{02} - \frac{Q_{П2}}{c(G_o + G_{звс}^{np} + G_в)} = \tau_{02} - Q_{звс} \frac{t_n - t_x}{t_2 - t_x} \frac{1}{c(G_o + G_{звс}^{np} + G_в)}$$

Расчет тепловой схемы станции нужно вести по τ_2 . В закрытых и открытых схемах расходы сетевой воды на отопление и вентиляцию одинаковы. Однако расходы сетевой воды на нагрузку ГВС отличаются.

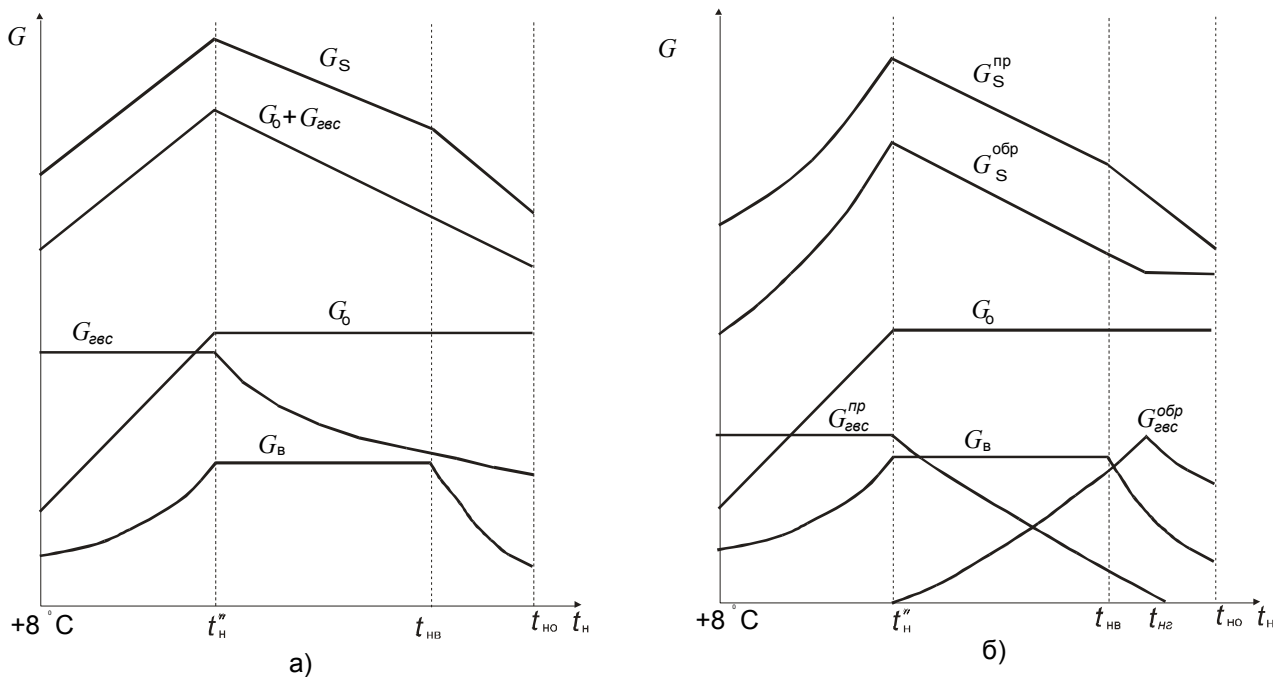


Рис. 2.12. Графики расходов в тепловой сети при регулировании по
отопительной нагрузке
а – закрытая система; б – открытая система

$$G_o^{откр} = G_o^{закр};$$

$$G_г^{откр} = G_г^{закр}$$

В открытых системах расход воды в подающем трубопроводе:

$$G_{\Sigma}^{np} = G_o + G_г + \beta G_{звс};$$

В обратном трубопроводе:

$$G_{\Sigma}^{обп} = G_o + G_г - (1-\beta)G_{звс},$$

$$G_{\Sigma}^{np} > G_{\Sigma}^{обп}.$$

При одинаковых Q и одинаковых t_1 в открытых системах $G_{np}^{откр} < G_{np}^{закр}$, а в обратном трубопроводе $G_{обп}^{откр} \ll G_{обп}^{закр}$.

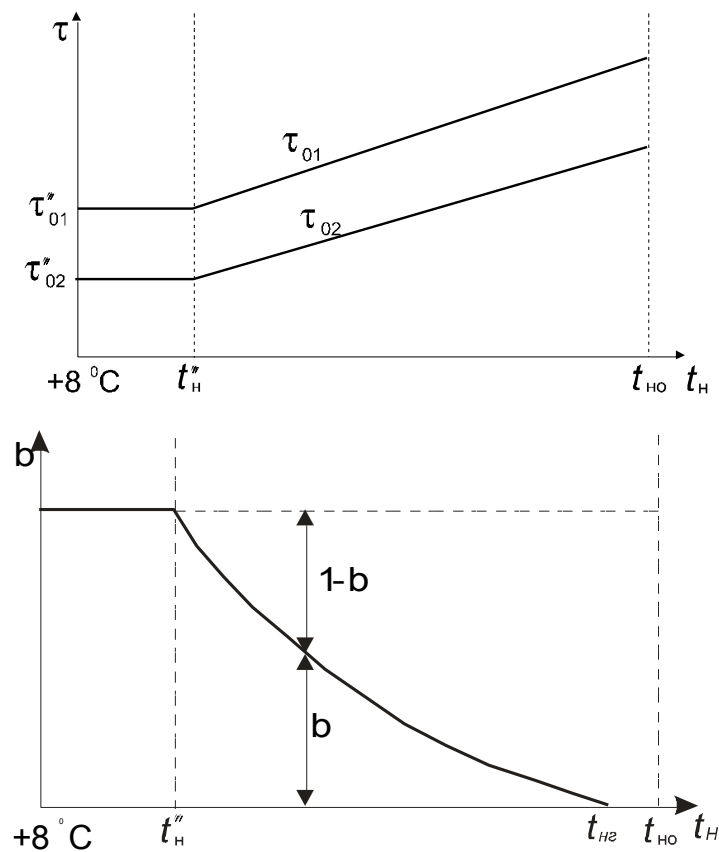


Рис.2.13. Графики температур и доли расхода вода на ГВС в открытой системе

2.4. Центральное регулирование по совмещенной нагрузке отопления и ГВС

Там, где есть кроме отопительной нагрузки и нагрузка ГВС, можно значительно уменьшить расчетный расход в тепловой сети при переходе от центрального регулирования нагрузки отопления к центральному регулированию совмещенной нагрузки отопления и ГВС. При таком методе регулирования можно обеспечить нагрузку ГВС без дополнительного увеличения расхода сетевой воды или с небольшим его увеличением.

В этом случае ориентируются на типичную для данного района относительную нагрузку ГВС.

$$\rho_{гвс}^{ср.н} = Q_{гвс}^{ср.н} / Q_o'$$

Для обеспечения качественного теплоснабжения при регулировании по совмещенной нагрузке необходимо, чтобы наряду с центральным регулированием на ТЭЦ или котельной проводилось дополнительно групповое или местное регулирование всех видов нагрузки на ГТП и МТП.

2.4.1. Центральное регулирование по совмещенной нагрузке закрытых систем теплоснабжения

Наиболее распространенной схемой присоединения абонентов является двухступенчатая последовательная схема (рис. 2.10). Когда регулятор температуры увеличивает расход воды через подогреватель Π_2 , регулятор расхода снижает расход так, что на сопло элеватора поступает практически постоянный расход сетевой воды. Если расход воды становится равным G_1' , то регулятор расхода полностью закрывается, и весь расход воды идет через подогреватель Π_2 .

При качественном регулировании расход воды на абонентском вводе поддерживается постоянным и равным:

$$G_o' = \frac{Q_o'}{c \delta \tau_o} = const.$$

Температуры сетевой воды τ_1 и τ_2 должны быть рассчитаны с учетом нагрузки отопления и ГВС:

$$\tau_1 = \tau_{01} + \delta_1,$$

$$\tau_2 = \tau_{02} - \delta_2.$$

Значения τ_{01} и τ_{02} рассчитываются по уравнениям (2.16) и (2.17); δ_1 и δ_2 - снижение температуры воды в подогревателях ГВС. Расход воды в прямом трубопроводе определяются по уравнению:

$$G_{np} = G_o + G_e + G_{ym},$$

в обратном трубопроводе:

$$G_{o\text{об}} = G_o + G_e.$$

Расход воды на вентиляцию рассчитывается как для отопительной нагрузки, но по температурам воды τ_1 и τ_2 . Для двух подогревателей $\delta = \delta_1 + \delta_2 = \text{const}$. Величины δ , δ_1 и δ_2 найдем с помощью уравнений баланса тепла для системы в целом и подогревателей 1 и 2.

$$\delta = \frac{Q_{2\text{вс}}}{c \dot{G}} = \frac{Q_{2\text{вс}}}{Q_o'} \delta \tau_o';$$

$$\delta_2 = \frac{Q_{П2}}{c G_o'} = \frac{Q_{2\text{вс}}}{Q_o'} \frac{t_n - t_x}{t_2 - t_x} \delta \tau_o'.$$

Порядок расчета.

1. По уравнениям (2.16) и (2.17) рассчитывают значения температур τ_{01} и τ_{02} .

2. Задают величину недогрева водопроводной воды в подогревателе второй ступени Π_2 при $t_n = t_n'' - \Delta t_{нед}'' = \tau_{02}'' - t_n'' = 5 \dots 10^\circ \text{C}$. Если

$$\Delta t_{нед}'' = \frac{\tau_{02}' - t_x}{\tau_{01}' - t_x} (\tau_{02}'' - t_x),$$

то при $t_n = t_{но}$ $\delta_1 = 0$.

3. Рассчитывают $\delta \tau_2$, принимая $t_n'' = \tau_{02}'' - \Delta t_{нед}''$.

4. Затем рассчитывают δ_2 и $\delta_1 = \delta - \delta_2$. Если для какого-либо режима получается $\delta_2 = \delta$, то в последующих расчетах принимают $\delta_2 = \delta$, а $\delta_1 = 0$. Таким образом, в этом случае все тепло на ГВС обеспечивается подогревателем

П₂. На рис. 2.14 представлены графики сетевой воды для рассмотренного случая.

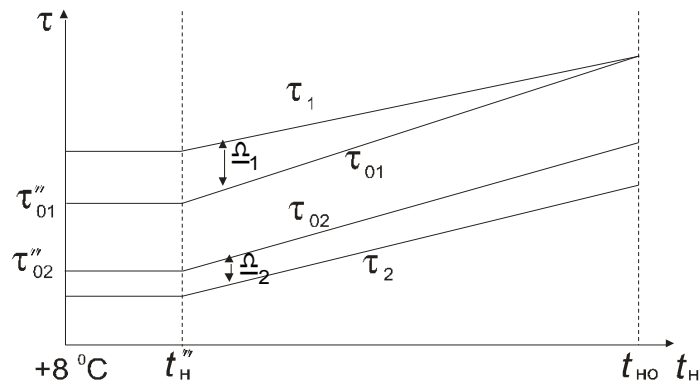


Рис.2.14. Графики температур сетевой воды

2.4.2. Качественное регулирование по совмещенной нагрузке в открытых системах

Схема открытой системы представлена на рис. 2.7. Расход воды на абонентском вводе поддерживается постоянным:

$$G'_o = \frac{Q'_o}{c\delta\tau'_o} = const.$$

Расход воды на отопление равен:

$$G_o = G'_o - \beta G_{zbc},$$

$$\text{где } \beta = (t_2 - \tau_2) / (\tau_1 - \tau_2), \quad (2.18)$$

В подающем трубопроводе $\tau_1 > \tau_{01}$, в обратном - $\tau_2 < \tau_{02}$.

По определению:

$$\varepsilon_o = \frac{Q_o}{cG_o(\tau_1 - t_s)} = \frac{\bar{Q}_o cG'_o \delta\tau'_o}{cG_o(\tau_1 - t_s)} = \frac{\bar{Q}_o \delta\tau'_o}{\bar{G}_o(\tau_1 - t_s)}. \quad (2.19)$$

С другой стороны (п. 2.2):

$$\varepsilon_o = \frac{1}{\frac{cG'_o \Delta t'_o}{Q'_o Q_o} + \frac{\delta\tau'_o - 0.5\Theta'_o}{\delta\tau'_o}} = \frac{1}{\frac{\bar{G}_o \Delta t'_o}{\bar{Q}_o} + \frac{\delta\tau'_o - 0.5\Theta'_o}{\delta\tau'_o}}. \quad (2.20)$$

Приравняв (2.19) и (2.20), найдем τ_1 и τ_2 :

$$\tau_1 = t_g + \bar{Q}_o^{0.8} \Delta t_o' + \frac{\bar{Q}_o}{\bar{G}_o} (\delta \tau_o' - 0.5 \Theta_o'); \quad (2.21)$$

$$\tau_2 = t_g - \bar{Q}_o^{0.8} \Delta t_o' - \frac{\bar{Q}_o}{\bar{G}_o} 0.5 \Theta_o'. \quad (2.22)$$

Подставим τ_1 и τ_2 в формулу для b .

$$\beta = \left[t_2 - t_g - \bar{Q}_o^{0.8} \Delta t_o' + 0.5 \frac{\bar{Q}_o}{\bar{G}_o} \Theta_o' \right] \frac{\bar{G}_o}{\bar{Q}_o \delta \tau_o'}. \quad (2.23)$$

В безразмерном виде (2.18) можно записать как:

$$\bar{G}_o = 1 - \beta \frac{G_{zbc}}{G_o'} = 1 - \beta \frac{G_{zbc} c \delta \tau_o'}{Q_o'} = 1 - \beta \frac{Q_{zbc} \delta \tau_o'}{Q_o' (t_2 - t_x)}. \quad (2.24)$$

Здесь учтено, что:

$$G_o' = \frac{Q_o'}{c \delta \tau_o'};$$

$$G_{zbc} = \frac{Q_{zbc}}{c(t_2 - t_x)}.$$

Подставив (2.23) в (2.24), получим:

$$\bar{G}_o = \frac{1 - 0.5 \frac{\Theta_o' Q_{zbc}}{Q_o' (t_2 - t_x)}}{1 + \frac{t_2 - t_g}{t_2 - t_x} \frac{Q_{zbc}}{Q_o' \bar{Q}_o} - \frac{\Delta t_o'}{t_2 - t_x} \frac{Q_{zbc}}{Q_o' \bar{Q}_o^{0.2}}}. \quad (2.25)$$

Порядок расчета:

1. Для заданной температуры t_H определяем:

$$\bar{Q}_o = \frac{t_g - t_H}{t_g - t_{H0}}.$$

2. По формуле (2.25) находим \bar{G}_o . Если получается, что $\bar{G}_o > 1$, то принимают в дальнейшем $\bar{G}_o = 1$.

3. По формулам (2.21), (2.22) находим τ_1 и τ_2 .

Расход воды в прямом трубопроводе есть $G_{np} = G_o + G_g + G_{ym}$. В обратном трубопроводе $G_{обp} = G_o + G_g - G_{звс}$.

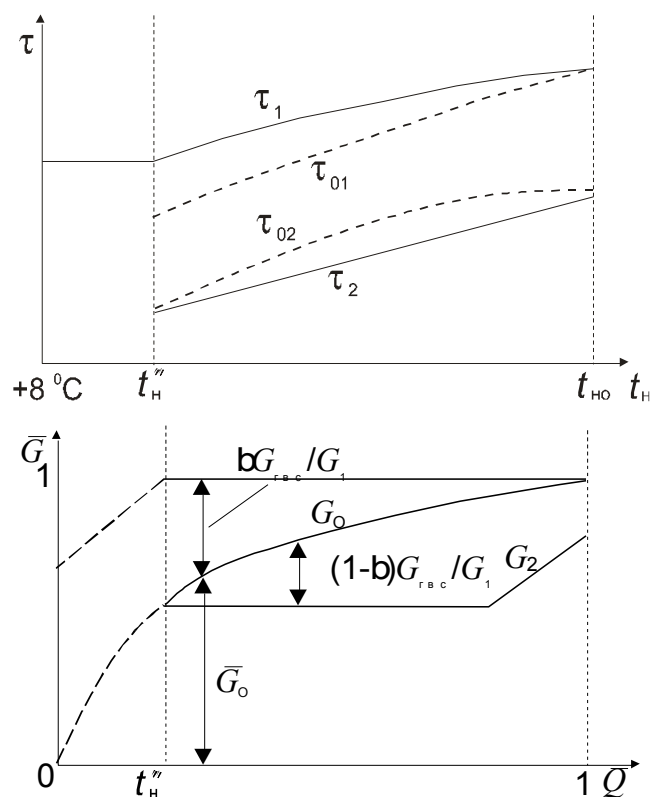


Рис. 2.15. Графики температур и расходов в открытой системе

2.4.3. Качественно-количественное регулирование

Для получения одинакового закона изменения расхода воды у всех абонентов необходимо при выключенном расходе ГВС установить одинаковые напоры в подающем и обратном трубопроводах на всех абонентских вводах.

Разбаланс напоров на абонентских вводах гасится шайбами или диафрагмами.

Шайбирование – технология перераспределения тепловой энергии по зданию или системе трубопроводов. Как известно, в случае неправильной балансировки систем отопления ближние к основной подающей линии отводы или стояки могут играть роль перемычек, которые принимают на себя весь основной поток теплоносителя.

В результате этого нередки ситуации, когда на дальние участки значительно сокращается подача тепла и, соответственно, снижается эффективность работы всей системы.

На примере системы отопления шайбирование необходимо в тех случаях, когда становится заметен тепловой перекоп, принимающий "горизонтальное" положение, то есть основная часть энергии теплоносителя израсходуется на обогрев ближних стояков, при этом в удалённых значительно уменьшится скорость потока теплоносителя.

Для решения подобных проблем применяется методика шайбирования, то есть проведения расчёта и установки специальных ограничительных шайб. Как правило, они устанавливаются на первые по ходу движения теплоносителя стояки.

В последнее время в теплоэнергетической отрасли появились новые устройства, при помощи которых осуществляется шайбирование. Это так называемые балансировочные клапаны, которые позволяют точно определить и регулировать точный расход подачи горячей воды через каждый конкретный стояк здания, независимо от того, каков перепад давления на напорном и обратном теплопроводах.

Применение подобных клапанов позволяет значительно повысить эффективность функционирования радиаторных регуляторов температуры в помещении, а значит, и снижает уровень потребления тепла в здании.

Следует сказать и о том, что шайбирование обычно требуется в случаях недостатка температуры теплоносителя, которая теряется в процессе транспортировки. Снижение тепловых потерь с 30-40 % (что характерно для отечественных систем) до 3-4 % позволяет значительно повысить температуру в отапливаемых зданиях и эффективность функционирования системы.

Методика подбора дроссельной шайбы:

Согласно своду правил по проектированию и строительству СП 41-101-95 «Проектирование тепловых пунктов» диаметр отверстий дроссельных

диафрагм следует определять по формуле:

$$d = 10 * \sqrt[4]{\frac{G^2}{\Delta H}}$$

где d – диаметр отверстия дроссельной диафрагмы, мм;

G – расчетный расход воды в трубопроводе, т/ч;

ΔH - напор, гасимый дроссельной диафрагмой, м.

Минимальный диаметр отверстия дроссельной диафрагмы должен приниматься равным 3 мм.

Наладка систем горячего водоснабжения путем диафрагмирования вводов:

В первую очередь следует диафрагмировать вводы в зданиях, расположенных в головных участках тепловой сети.

Расчет стояков горячего водоснабжения производят из условия соблюдения свободного напора у разборных кранов 2-3 м. Фактически свободный напор у кранов на нижних этажах превышает 20-40 м, что резко увеличивает расход воды через них и уменьшает расход у приборов верхних этажей.

Для устранения этого недостатка следует установить диафрагмы на подводках горячей и холодной воды перед водоразборными кранами и смесителями ванн, душей и пр.

Например, при напоре на вводе шестиэтажного здания в 30 м необходимо установить диафрагмы со следующими диаметрами отверстий: на первом и втором этажах 2,5; 3 и 4 мм; на третьем и четвертом этажах 3; 4 и 5 мм; на пятом и шестом этажах установка диафрагм не требуется.

Однако следует подчеркнуть, что регулировка приборов будет успешной, если вышеуказанное диафрагмирование, будет выполнено без исключения во всех этажах домов, присоединенных к тепловому пункту.

После ремонта гидравлическое испытание систем горячего водоснабжения, так же как и холодного, производится на давление, равное

рабочему плюс 5 ати, но не более 10 ати. Продолжительность испытания под установленным давлением должна составлять 10 мин, в течение которых давление не должно снижаться более чем на 0,5 атм.

Наладка местных систем горячего водоснабжения должна проводиться совместно с тепловым пунктом.

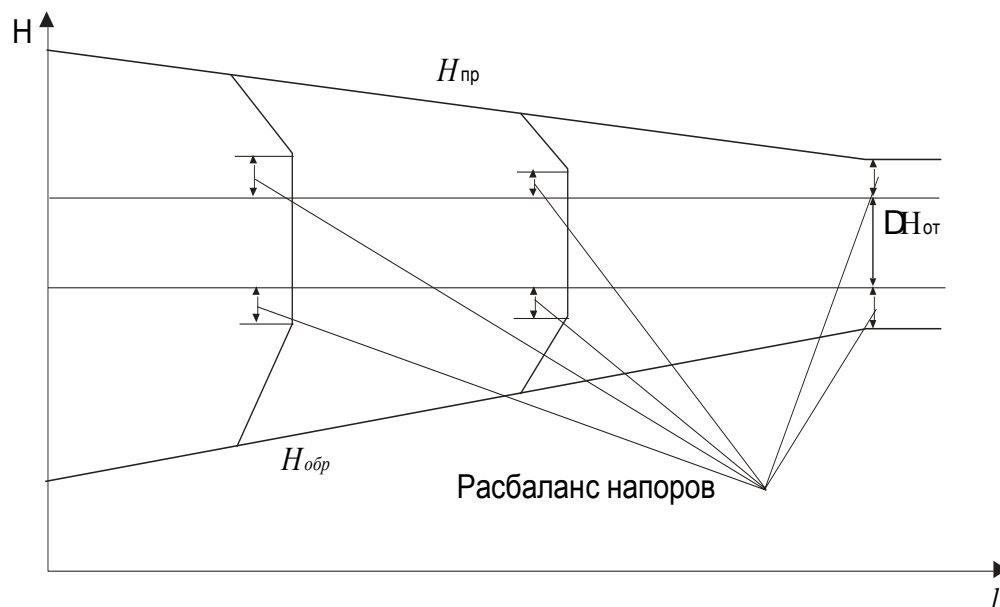


Рис.2.16. Пьезометрический график напоров

На всех абонентских вводах должны быть обеспечены условия: $H_{пр}=idem$, $H_{обр}=idem$, $H_{аб}=idem$. Степень изменения расхода воды у всех потребителей будет одинакова, если

$$\left(\frac{Q_{г\text{ в с}}}{Q'_o} \right)_{\text{потр.}} = \left(\frac{Q_{г\text{ в с}}}{Q'_o} \right)_{\text{рай.}}$$

Если равенство не соблюдается, то требуется местная подрегулировка у этого потребителя.

Качественно – количественное регулирование нагрузки может выполняться:

- 1) С заданным напором на станции;
- 2) С искусственным изменением расхода воды в сети.

Разновидностью качественно-количественного регулирования является ступенчатое регулирование.

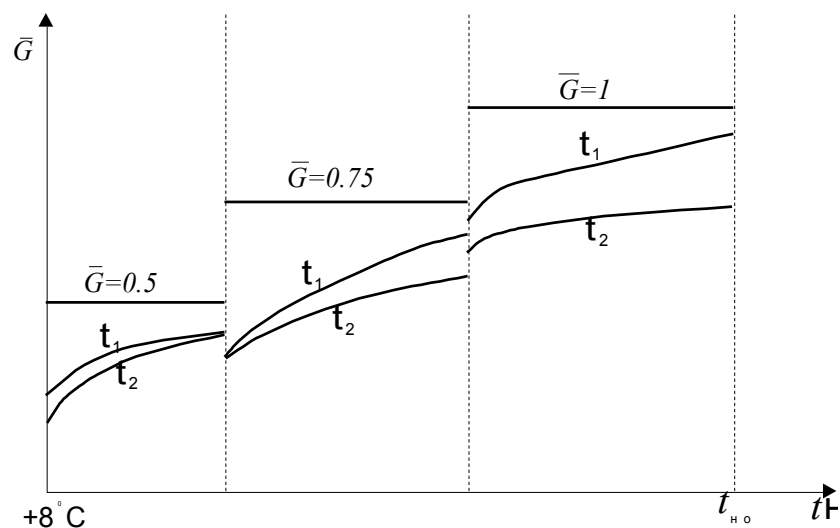


Рис. 2.17. График ступенчатого регулирования нагрузки

3. Источники теплоснабжения

3.1. Тепловая схема водогрейной котельной

Принципиальная тепловая схема водогрейной котельной представлена на рис. 3.1.

Котлы, устанавливаемые в системе централизованного теплоснабжения, выпускаются производительностью 4; 6,5; 10; 20; 30; 50; 100; 180 Гкал/ч.

Котлы до 20 Гкал/ч могут применяться только в качестве основных источников тепла. Нагрев воды до 150 °С.

Котлы более 30 Гкал/ч могут использоваться как в качестве основного, так и пикового источника тепла. По особому согласованию с заводом — изготовителем котлы могут выпускаться с нагревом до 180 °С.

Марки котлов:

- 1) газомазутные: ПТВМ, КВ-ГМ;
- 2) твердотопливные: КВ-ТК, КВ-ТС.

В водогрейных котлах недопустимо парообразование во избежание образования накипи, пережога труб и гидроударов. Для этого необходимо поддерживать постоянной скорость воды в трубной системе, т.е. водогрейные котлы работают нормально только при постоянном расходе. Давление на выходе из котла должно быть такое, чтобы $t_{нас}$ превосходило на 10÷15 °С

максимальную температуру в сети – это определяет расположение насоса в схеме.

Во избежание низкотемпературной коррозии в хвостовых поверхностях котла поддерживают температуру воды выше температуры точки росы.

Температура точки росы:

- при сжигании газа: $54 \div 57$ °С;
- при сжигании низкосернистого мазута: около 60 °С;
- при сжигании высокосернистого мазута: около 90 °С.

Допустимая температура воды на входе в котел при сжигании:

- газа: не ниже 60 °С;
- низкосернистого мазута: не ниже 70 °С;
- высокосернистого мазута: не ниже 110 °С.

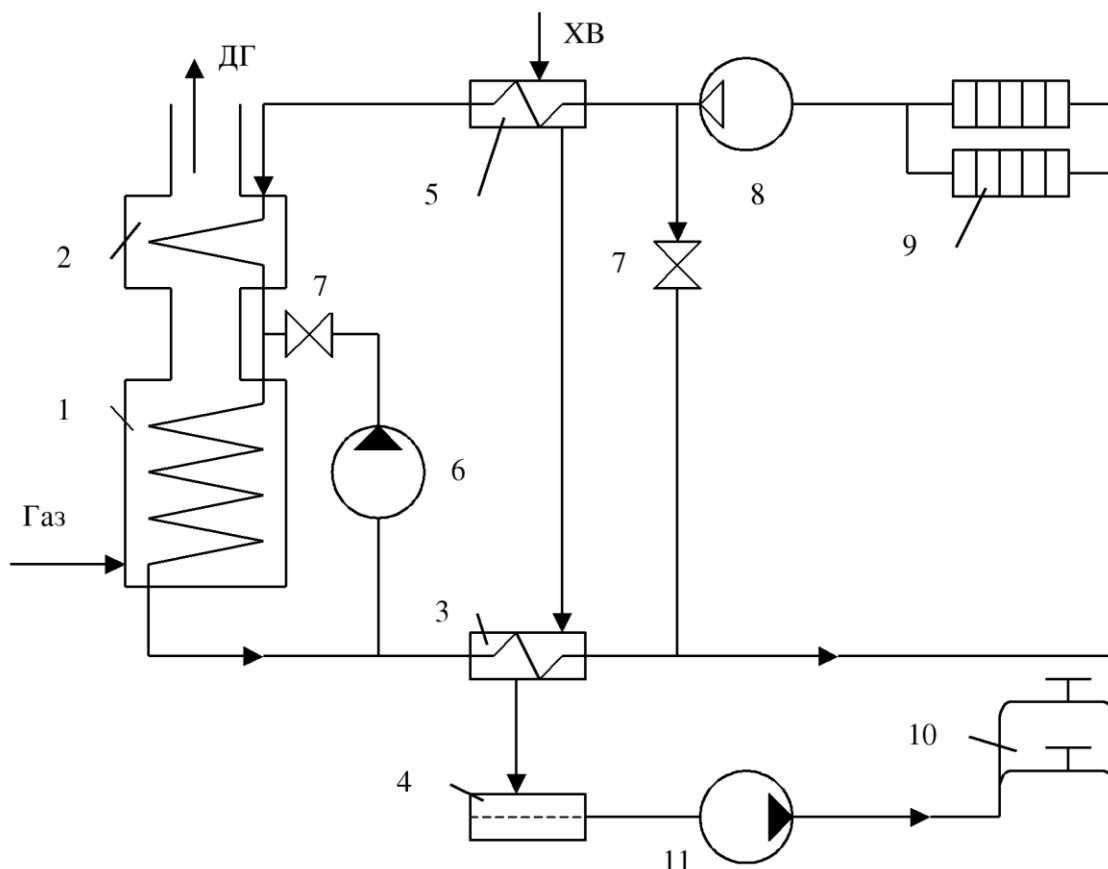


Рис. 3.1. Структурная схема газовой котельной с водогрейными котлами:

1 - котел; 2 - теплоутилизатор; 3 - теплообменник горячей воды; 4 - бак-аккумулятор; 5 - теплообменник системы отопления; 6 - рециркуляционный насос; 7 - регулятор; 8 - сетевой насос; 9 - системы отопления; 10 - системы горячего водоснабжения; 11 - насос горячего водоснабжения; ДГ - дымовые

газы

Для поддержания заданной температуры делается узел рециркуляции с выхода котла на вход. При сжигании высокосернистого мазута расход воды через котел должен быть увеличен вдвое. Водогрейные котлы выпускаются с числом ходов по воде кратным двум и при сжигании высокосернистого мазута, а также при использовании котла в пиковом режиме число ходов воды сокращается вдвое. Для поддержания постоянного расхода воды в котле предусмотрен узел перепуска, то есть часть воды проходит мимо котла. Одновременно перепуском регулируется температура воды в подающем трубопроводе.

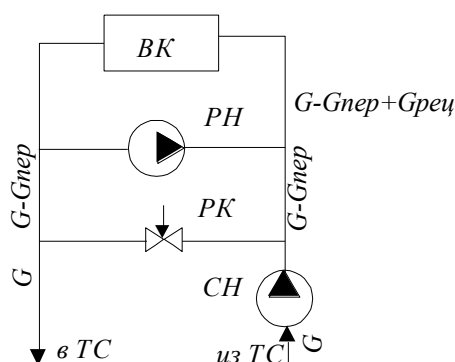


Рис. 3.2. Схема рециркуляции и перепуска

Восполнение потерь воды в сети производится химочищенной деаэрированной водой, поэтому в котельной предусматривается установка химводоочистки и деаэратор.

Деаэратор предусмотрен вакуумного типа. Давление в деаэраторе может быть от 0,07 до 0,6 атм. Обычно деаэратор регулируется на давление 0,3 ата. Он может работать с обогревом и без обогрева. При работе без обогрева температура воды на входе в деаэратор должна быть на $5\div 10$ °С выше температуры насыщения по давлению в деаэраторе. При работе с обогревом температура воды на входе в деаэратор на $5\div 7$ °С ниже температуры насыщения по давлению в деаэраторе. Нагрев производится водой из котла.

Температура исходной воды зависит от места забора воды. Для нормальной работы водоочистки температура перед ней должна быть $25 \div 40$ °С (зависит от схемы химводоочистки). Поэтому перед химводоочисткой вода должна быть нагрета горячей водой из котла в водоводяном теплообменнике. После ХВО температура воды на $0 \div 5$ °С ниже температуры воды перед ней. Для нормальной работы деаэратора после ХВО устанавливают водоводяной теплообменник.

При использовании в котельной мазута в качестве основного или резервного топлива, температура воды на выходе из котла должна быть не ниже 100 °С (если мазут поступает по трубопроводам разогретым). При поступлении мазута в цистернах для разогрева при его сливе и перед форсунками котла используется только пар. В этом случае в водогрейной котельной устанавливаются служебные паровые котлы. Схема котельной – по варианту паро-водогрейной.

Для нормальной работы ВПУ требуется большое количество реагентов. При работе водоочистки большое количество агрессивных растворов выбрасывается в окружающую среду. Поэтому при работе системы при температуре не выше $95 \div 105$ °С для обработки воды применяются ИОМСы. Они вводятся через дозатор в трубопровод. При этом ионный состав воды не меняется, но сдерживается накипеобразование.

Вместо вакуумных деаэраторов в котельных небольшой производительности можно устанавливать центробежные деаэраторы (труба длиной 1,5 – 2 метра, завихритель. Вода внутри трубы движется по спирали. При этом за счет действия центробежных сил газы отделяются от воды и удаляются в окружающую среду через трубку малого диаметра, расположенной по оси). Недостаток: большие потери давления (до $3 \div 4$ атм), вода должна быть нагрета перед деаэратором до температуры не ниже 95 °С.

3.2. Тепловая схема паровой котельной

Принципиальная тепловая схема паровой котельной представлена на рис.

3.3.

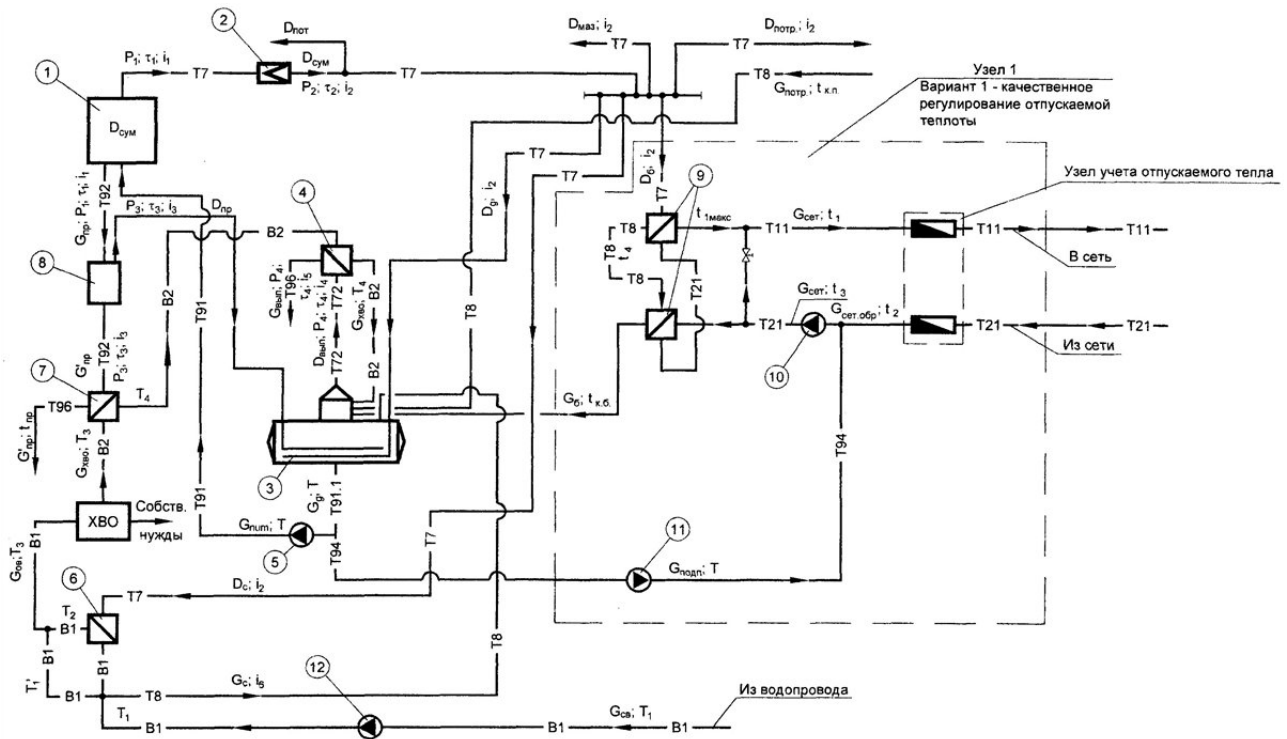


Рис. 3.3. Расчетная тепловая схема отопительно-производственной котельной с паровыми котлами ДЕ для закрытой системы теплоснабжения:

1-паровой котел; 2-редукционная установка; 3-деаэратор питательной воды; 4-охладитель выпара к деаэратору питательной воды; 5-насос питательный; 6-подогреватель сырой воды; 7-охладитель продувочной воды; 8-сепаратор непрерывной продувки; 9-установка подогрева сетевой воды; 10-насос сетевой воды; 11-насос подпиточной; 12-насос сырой воды;

T7 - пар; T8 - конденсат; T11 - трубопровод подающий; T21 - трубопровод обратной воды; T72 - выпар; T91 - питательная вода; T91.1 - деаэрированная вода; T92 - непрерывная продувка; T94 - подпиточная вода; T96 - слив; B1 - водопровод; B2 - химочищенная вода;

B3 - умягченная вода

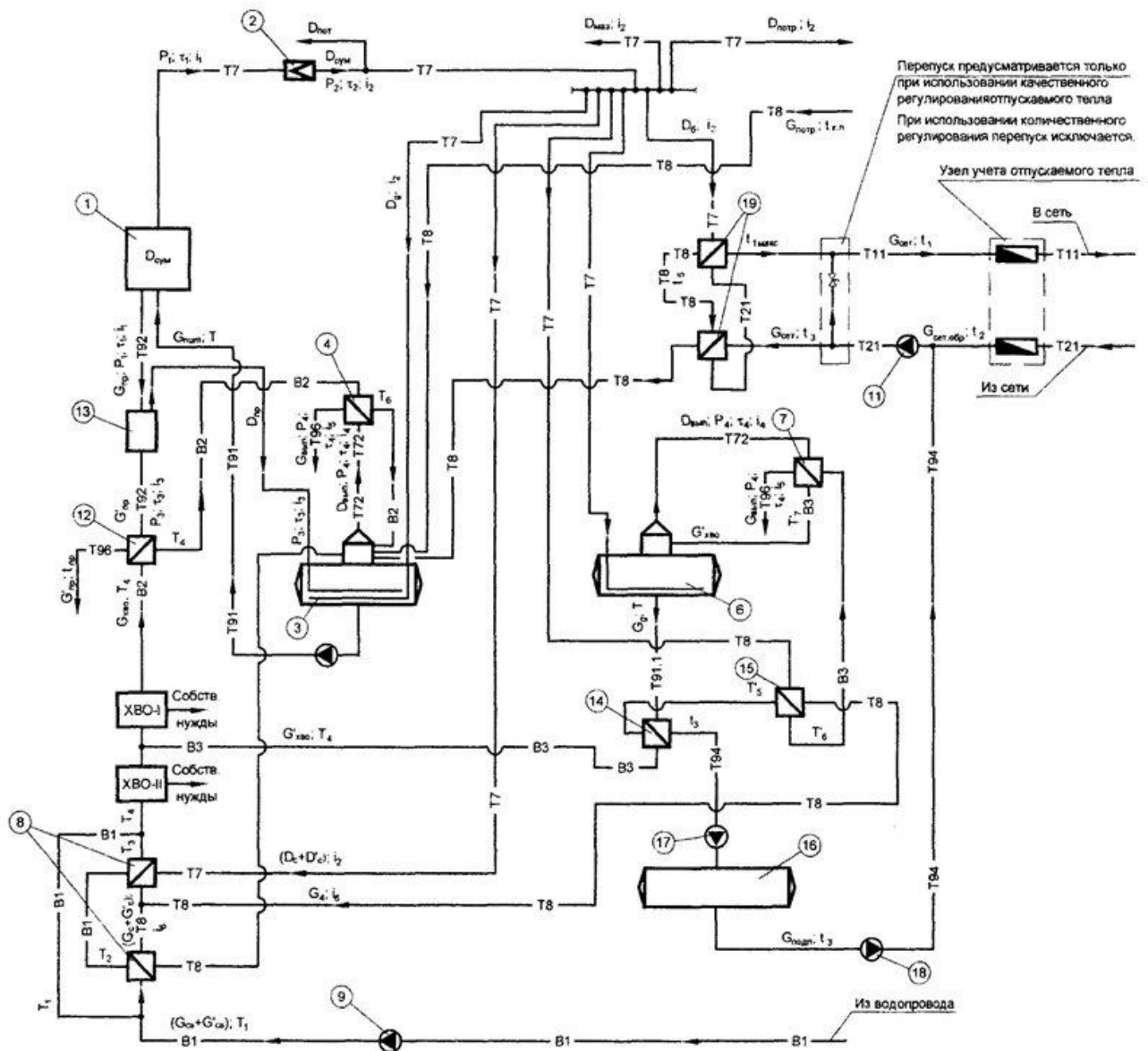


Рис. 3.4 Расчетная тепловая схема отопительно-производственной котельной с паровыми котлами ДЕ для открытой системы теплоснабжения:

- 1-паровой котел; 2-редукционная установка; 3-деаэратор питательной воды; 4-охладитель выпара к деаэратору питательной воды; 5-насос питательный; 6-деаэратор подпиточной воды; 7-охладитель выпара к деаэратору питательной воды; 8-подогреватель сырой воды; 9-насос сырой воды; 10-подогреватели сетевой воды; 11-насос сетевой воды; 12-охладитель продувочной воды; 13-сепаратор непрерывной продувки; 14-охладитель деаэрированной воды; 15-пароводяной подогреватель умягченной воды; 16-бак-аккумулятор; 17-насос перекачивающий; 18-насос подпиточный

При работе котельной на открытые системы в схеме источника тепла обязательно предусматривается установка бака - аккумулятора после деаэратора.

Паровые котельные сооружаются при отпуске тепла с паром и в небольшом количестве - с горячей водой. Промышленные паровые котлы выпускаются на давление 9, 14, 20, 40 атмосфер. Котлы 9 атм имеют производительность 0,2÷2,5 т/ч; котлы 14 атм – 2,5; 4; 6,5; 10; 16; 25; 35; 50; 100 т/ч. Котлы на давление 9, 14, 20 атм вырабатывают либо сухой насыщенный пар, либо слабо перегретый (температура перегретого пара не выше 250 °С).

Маркировки котлов:

ДЕ – 25 – 14 ГМ;

ДЕ – 25 – 14/225 ГМ.

Для поддержания солевого баланса делается продувка котла. Максимально допустимая величина продувки для котлов до 14 атм включительно не более 10%, а для давления 20 и 40 атм – не более 5% паропроизводительности.

При величине продувки более 1 т/ч обязательно использование тепла продувочной воды. Для этого в схеме котельной предусмотрена установка расширителя с сепаратором непрерывной продувки. Вода после сепаратора должна быть охлаждена до температуры порядка 40...50 °С. Для охлаждения предусмотрена установка теплообменников, в которых греется либо сырая вода, либо химочищенная вода перед деаэратором. Пар после сепаратора используется в деаэраторе.

Пар внешним потребителям отпускается либо непосредственно из котла, либо через РОУ или РУ.

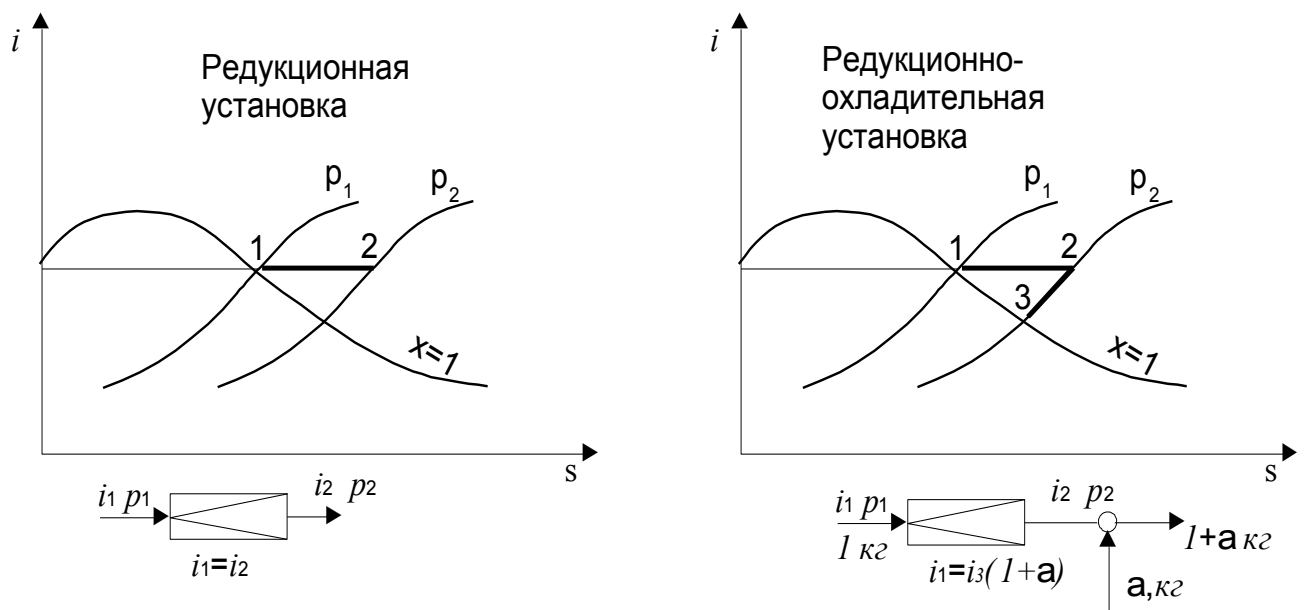


Рис.3.5. Схема редуционных установок

Пар на собственные нужды котельной подается только через РУ. При отпуске тепла с горячей водой в котельной обязательно устанавливаются не менее двух пароводяных сетевых подогревателей и резервные не устанавливаются.

Для снижения температуры конденсата (из условия нормальной работы деаэратора) обязательна установка охладителей конденсата. Температура конденсата после них составляет $90 \div 95$ °С.

При частичном или полном возврате конденсата от потребителей в котельной предусмотрена установка не менее двух конденсатных баков. Отстоявшийся в баке конденсат должен быть охлажден и пропущен через химводоочистку для очистки от масел, окислов железа и др. Так как требования к качеству питательной и подпиточной воде разные (по содержанию солей жесткости), то в котельной предусмотрена установка двух деаэраторов атмосферного типа (давление 1,2 атм, температура 104 °С). Для уменьшения потерь пара через деаэратор подпиточной воды химочищенная вода должна быть нагрета перед ним до температуры $90 \div 95$ °С. Допускается

установка одного совмещенного деаэратора при работе на закрытые системы и мягкой исходной воде.

Если средневзвешенная температура входящих потоков Д-1 недопустимо низка, то после ОСВ ставится дополнительный пароводяной теплообменник.

Температура питательной воды для котлов с давлением до 20 атм включительно должна быть не ниже 100 °С. Если котлы вырабатывают пар с давлением 40 атм, то температура питательной воды должна быть 145 °С. В этом случае питательная вода после атмосферного деаэратора догревается до требуемой температуры в пароводяном теплообменнике.

3.3. Тепловая схема пароводогрейной котельной

Принципиальная тепловая схема пароводогрейной котельной представлена на рис. 3.6.

Паро-водогрейные котельные – это агрегаты, в которых установлена комбинация паровых и водогрейных котлов, на таких котельных установках всегда есть отопительная и производственная нагрузка. Водогрейные котлы эксплуатируются при температуре нагреваемой воды до 115 °С, и в большинстве случаев только для того, чтобы покрыть необходимую нагрузку на вентиляцию, отопление и горячее водоснабжение. В таких котельных паровые котлы имеют функцию выработки пара для его дальнейшего применения для производственных нужд.

Варианты исполнения паро-водогрейной котельной могут быть разными: стационарная и блочно-модульная котельная, пристроенная и отдельно стоящая – в зависимости от пожеланий Клиента и конкретных условий предприятия.

Паро-водогрейная котельная установка может работать на различных типах топлива: на дизтопливе, на газу (сжиженный и природный газ), на мазуте. Котельная установка может иметь основное и резервное, или аварийное топливо (газوماзутные, газодизельные агрегаты). Также для эксплуатации

котельной может использоваться альтернативное и твердое (уголь, древесные отходы) топливо.

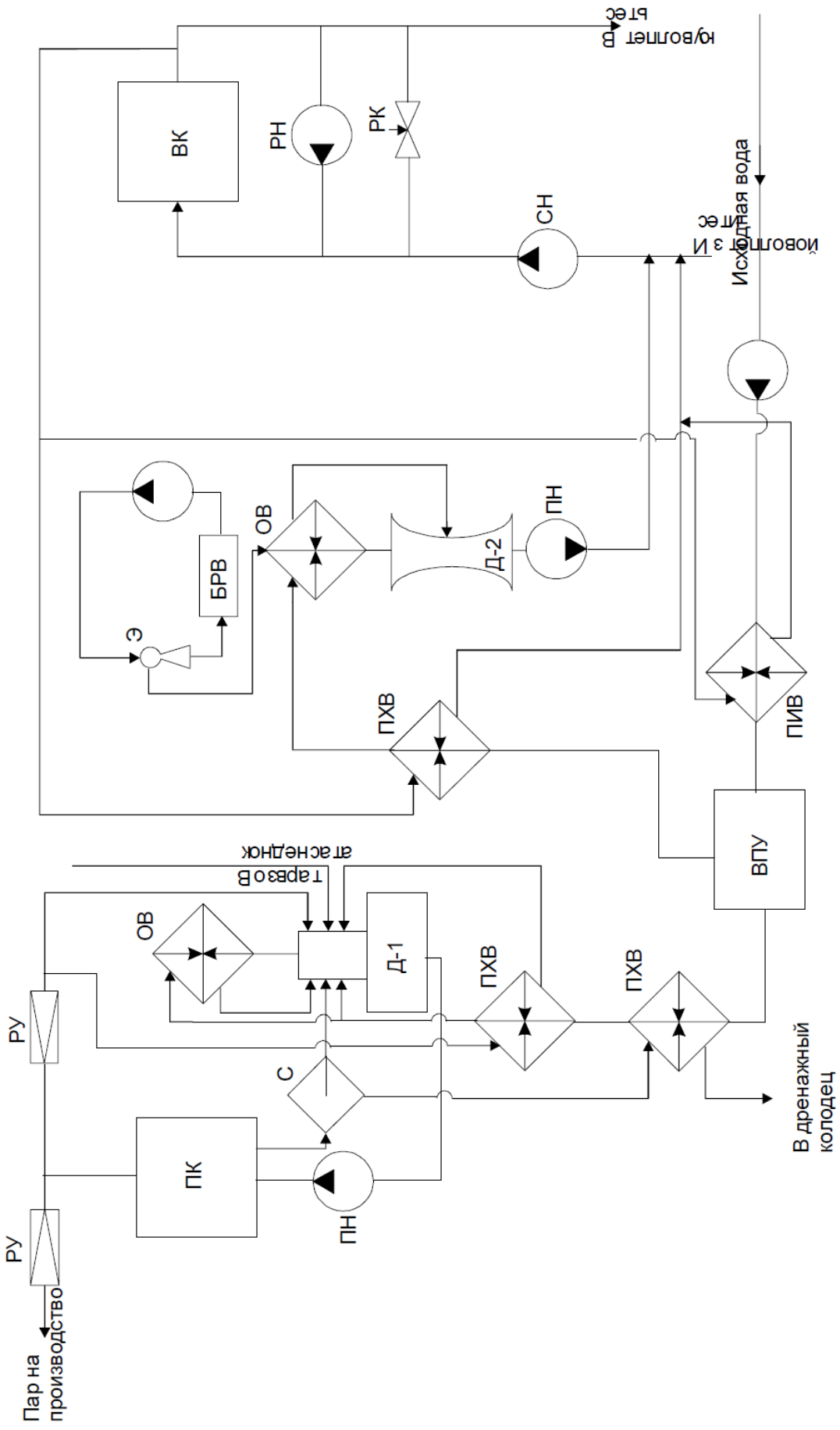


Рис. 3.6. Принципиальная тепловая схема пароводогрейной котельной

При суммарном отпуске тепла с паром и горячей водой более 50 МВт (из них более 50% с горячей водой) целесообразно устанавливать паровые и водогрейные котлы. Окончательный выбор варианта котельной должен определяться технико-экономическим расчетом.

При составлении тепловой схемы пароводогрейной котельной должны учитываться особенности как паровых, так и водогрейных котельных, а именно: в котельной должно быть два деаэратора. Питательный деаэратор должен быть только атмосферного типа. Подпиточный деаэратор может быть как атмосферного, так и вакуумного типа. Обогрев в атмосферных деаэраторах производится только паром, а вакуумные деаэраторы могут работать с паровым, водяным обогревом или без обогрева. Химочищенная вода перед деаэратором нагревается тем же теплоносителем, что и деаэратор. Если деаэратор без обогрева – то по выбору проектировщика.

Наличие в котельной паровых и водогрейных котлов позволяет использовать водогрейные котлы для покрытия части коммунально-бытовой нагрузки. Так, в открытых системах при подогреве сырой, химочищенной воды и подпиточного деаэратора паром, нагрузка ГВС обеспечивается работой паровых котлов, а водогрейные котлы рассчитываются на отпуск отопительно-вентиляционной нагрузки. В закрытых системах возможно применение двухступенчатого подогрева сетевой воды: сначала в пароводяных теплообменниках, а затем в водогрейных котлах.

Фрагмент схемы:

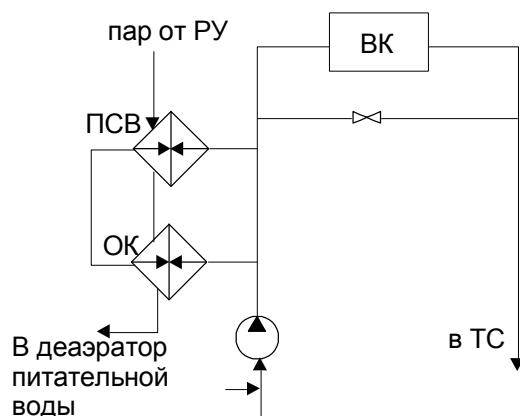


Рис. 3.7.

Такое решение удорожает котельную, но возможности резервирования и надежности теплоснабжения увеличиваются.

С целью уменьшения количества устанавливаемых котлов в пароводогрейной котельной созданы унифицированные пароводогрейные котлы, которые могут вырабатывать либо один вид теплоносителя (пар или горячую воду), либо два вида (и пар, и горячую воду).

На основе котла ПТВМ – 30 разработан котел КВП – 30/8 (30 Гкал/ч – производительность по воде, 8 т/ч – производительность по пару).

При работе в пароводогрейном режиме в котле формируются два самостоятельных контура: паровой и водогрейный. Распределение поверхностей нагрева между этими контурами может быть разным. При различных включениях поверхностей нагрева может меняться тепло- и паропроизводительность при неизменной суммарной мощности котла.

Для разделения пароводяной смеси в паровой контур должен быть включен выносной циклон – сепаратор.

Недостатком пароводяных котлов является невозможность регулирования одновременно нагрузки и по пару, и по горячей воде. Как правило, регулируется работа котла по отпуску тепла с водой. При этом паропроизводительность котла определяется характеристикой. Возможно появление режимов с избытком или недостатком паропроизводительности. Для использования избытков пара на линии сетевой воды обязательна установка пароводяного теплообменника. В остальном схема с комбинированными котлами аналогична схеме водогрейной котельной с разнотипными котлами.

4. Расчет тепловых схем котельных

4.1. Общие положения расчета тепловых схем котельных

Выбор типа котельной, если он predetermined внешними факторами, проводится на основе технико-экономических расчетов. Количество и единичная мощность оборудования определяется по результатам расчета

тепловых схем котельных. При выборе оборудования следует стремиться к укрупнению единичной производительности.

В котельных отопительного назначения резервных котлов не устанавливают. В котельных промышленного и промышленно – отопительного назначения вопрос о резервировании паровых котлов определяется требованиями внешних потребителей. Если потребитель не допускает перерывов в подаче пара, то в котельной устанавливается минимум один резервный паровой котел и максимум два. Во всех остальных котельных резервных котлов не устанавливают.

Для расчета тепловой схемы должно быть задано:

1. Часовой отпуск тепла с горячей водой $Q_{отп}$:

$$Q_{отп} = Q_o + Q_v + Q_{гвс} + Q_{техн} + Q_{пот} ;$$

$Q_{техн}$ – технологическая нагрузка, покрываемая горячей водой;

$Q_{пот}$ – потери тепла в системах теплоснабжения.

По нормам годовые потери не должны превышать 5%. Принимать можно:

$$Q_{пот} = (0,03...0,05)Q_{\Sigma}$$

$$Q_{отп} = (1,03...1,05)(Q_o + Q_v + Q_{гвс} + Q_{техн})$$

2. Часовой расход воды на выходе из теплоснабжающей станции $G_{пр}$:

В общем случае:

$$G_{пр} = G_o + G_v + G_{гвс}^{np} + G_{тех} + G_{ут} ;$$

$G_{ут}$ – потери теплоносителя в сети. Они должны составлять не более 5% объема воды в тепловых сетях, включая местные системы. При расчете тепловых схем можно принимать:

$G_{ут} = (1,5 \div 2,0) \%$ от расхода воды в подающем трубопроводе, то есть

$$G_{ут} = (0,015...0,02)(G_o + G_v + G_{гвс}^{np} + G_{техн}) .$$

3. Часовой расход воды на входе теплоотдающей станции $G_{об}$:

$$G_{подп} = G_{пр} - G_{об};$$

$G_{\text{подп}} = G_{\text{ут}} + G_{\text{ГВС}}$ – для открытых систем;

$G_{\text{подп}} = G_{\text{ут}}$ - для закрытых систем.

4. Температура сетевой воды на входе и выходе теплоснабжающей станции. Зависит от метода регулирования.

5. При отпуске тепла с паром задается часовой расход пара на выходе из теплоснабжающей станции $D_{\text{отп}}$:

$$D_{\text{отп}} = D_{\text{техн}} + D_{\text{о}} + D_{\text{в}} + D_{\text{ГВС}} + D_{\text{пот}};$$

$D_{\text{о}} + D_{\text{в}} + D_{\text{ГВС}}$ – если паром покрываются нагрузки отопления, вентиляции и ГВС.

$D_{\text{пот}}$ принимают 3% от технологической нагрузки $D_{\text{техн}}$.

6. Давление и состояние пара (степень сухости или температура) на выходе.

7. Гарантированный возврат конденсата и его температура.

Расчет тепловых схем ведется для четырех режимов:

- максимально зимний режим (соответствует расчетной температуре $t_{\text{но}}$).

По результатам расчета определяется максимальная мощность источника тепла и составляются варианты котельной по составу оборудования.

- контрольный (соответствует средней температуре наиболее холодного месяца $t_{\text{н}}^{x.M}$). Расчет ведется из условия выхода из строя наиболее крупного агрегата. Оставшееся оборудование должно обеспечить расчетную нагрузку на технологию, отопительно-вентиляционную при $t_{\text{н}}^{x.M}$ и средненедельную на ГВС.

По результатам расчета определяется единичная мощность оборудования.

- среднеотопительный (соответствует средней температуре за отопительный период $t_{\text{н}}^{c.p.o}$).

- летний (при отсутствии нагрузки на отопление и вентиляцию и при сниженной нагрузке на ГВС). По результатам расчетов 3 и 4 режимов определяются технико-экономические показатели источника тепла. Иногда

появляется необходимо сть расчета 5 режима, соответствующего t''_H . По результатам расчета определяются перекачивающие установки.

4.2. Особенности расчета тепловых схем водогрейных котельных

При расчете необходимо помнить, что расход воды через котел во всех режимах должен быть постоянным. Отпуск тепла можно изменять только количеством работающих котлов.

$$t_x = 5 \text{ }^{\circ}\text{C} - \text{зимой};$$

$$t_x = 15 \text{ }^{\circ}\text{C} - \text{летом}.$$

Температура воды t'_x зависит от схемы обработки воды. При наличии предочистки:

$$30 \text{ }^{\circ}\text{C} - \text{при коагуляции};$$

$$40 \text{ }^{\circ}\text{C} - \text{при коагуляции с известкованием}.$$

$$\text{Без предочистки: } 25 \div 35 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

$$\text{В общем случае } t''_x = t'_x - (0 \dots 5), \text{ лучше } (0 \div 2) \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Если деаэратор работает с обогревом, то:

$$t'_d = t_{\text{нас}} - (5 \dots 10)$$

Если деаэратор работает без обогрева, то:

$$t'_d = t_{\text{нас}} + (5 \dots 10),$$

где $t_{\text{нас}}$ – по давлению в деаэраторе (0,3 атм).

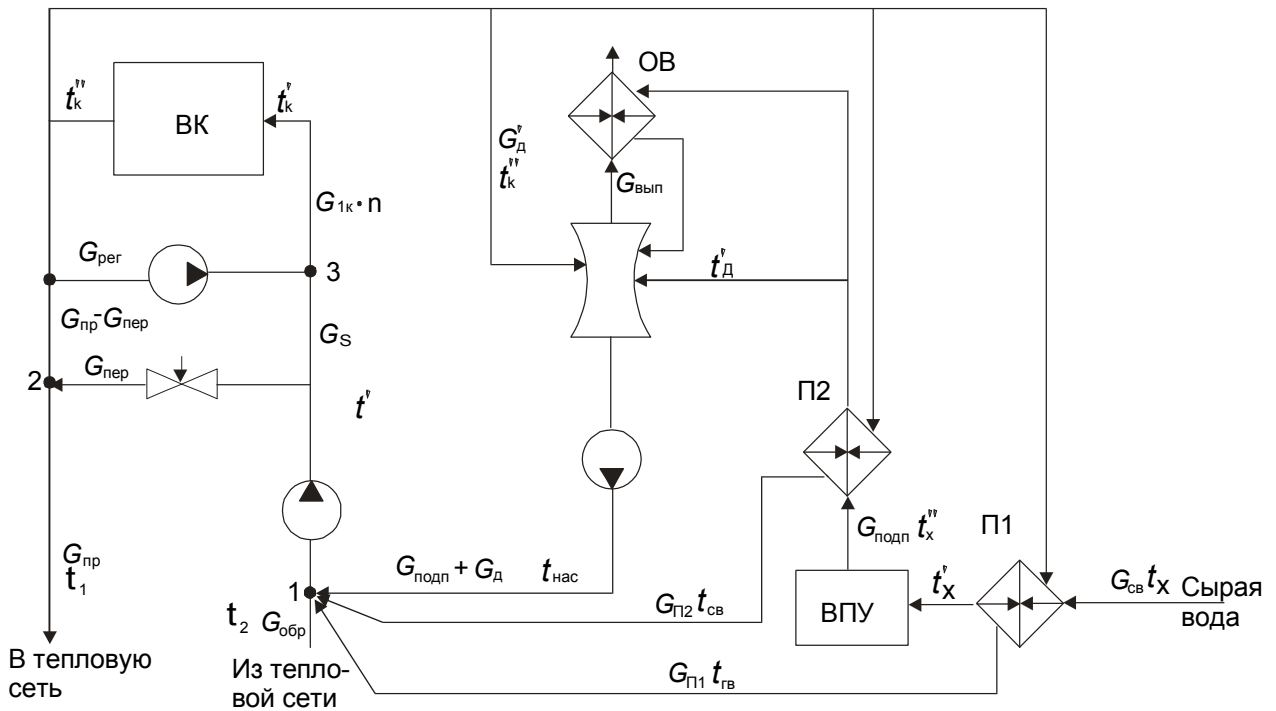


Рис. 4.1. Расчетная тепловая схема водогрейной котельной

Температура t'_k - температура на входе в котел. Зависит от вида сжигаемого топлива. При сжигании газа или низкосернистого мазута – не ниже 70°C . При сжигании высокосернистого мазута - не ниже 110°C . При сжигании твердых топлив первоначально определяют температуру точки росы и температуру на входе в котел принимают не ниже:

$$t'_k = t_{\text{росы}} + (10...15)$$

$t_{\text{гр}} = 60 \div 70^{\circ}\text{C}$. При работе на открытые системы лучше принимать $t_{\text{гр}} = 60^{\circ}\text{C}$.

Порядок расчета:

- 1) Определяется количество работающих (для максимально зимнего режима – установленных) котлов. Для максимально зимнего режима минимально допустимое количество установленных котлов – 2, оптимальное – 2.
2. Исходя из этого оценивается единичная производительность котла:

$$Q_{1к}^{**} = \frac{Q'_{\text{отп}}}{3} ;$$

$$Q_{1к}^* = \frac{Q'_{\text{отп}}}{2} .$$

По найденным значениям Q_{1k}^* и Q_{1k}^{**} выбирается котел с производительностью из номенклатурного ряда. По выбранной производительности котла Q_{1k} определяется количество установленных котлов:

$$n' = \frac{Q'_{отп}}{Q_{1k}}$$

n' округляется до ближайшего большего целого числа.

Для всех остальных режимов определяется количество работающих котлов по уже выбранной единичной мощности.

2) Определяется температура воды на выходе из котла.

$$t''_k = t'_k + \frac{Q_{отп}}{CG_{1k}n}$$

G_{1k} – расход воды через котел по технической характеристике выбранного котла.

Если для какого-либо режима (обычно для максимально зимнего) получится $t''_k < \tau_1$, то принимают $t''_k = \tau_1$ и пересчитывают t'_k :

$$t'_k = t''_k - \frac{Q_{отп}}{CG_{1k}n}$$

3) Определяются расходы греющей среды деаэрата, и подогревателей сырой и химочищенной воды.

- для деаэрата:

$$G'_d t''_k + G_{подп} t'_d = (G_{подп} + G_d) t_{нас}$$

Отсюда определяют G_d .

$G'_d = G_d + G_{вып}$ - действительный расход воды через деаэрат.

$$G_{вып} = 0,002 G_{подп}$$

- для подогревателя химочищенной воды:

$$G_{подп} C(t'_d - t''_x) = \eta [G_{вып} r + G_{П2} C(t''_k - t_{гр})],$$

где r – теплота парообразования по давлению в деаэрате;

η - коэффициент сохранения тепла (0,98÷0,99).

Отсюда определяют $G_{П2}$.

- для подогревателя сырой воды:

$$G_{св} = G_{подп} + G_{хво}^{сн},$$

где $G_{хво}^{сн} = (0.1 \dots 0.15) G_{нодп}$ - расход на собственные нужды ХВО.

4) Расчет температуры воды после сетевых насосов (по тепловому балансу точки 1).

5) Расчет количества перепускаемой воды (по тепловому балансу точки 2).

б) Расчет узла рециркуляции. По уравнению материального баланса узла 3 определяется расход рециркулируемой воды, а из теплового баланса этого же узла – температура воды на входе в котел. Если найденное значение t'_k не совпадает с ранее принятым значением (п. 2 расчета), то следует искать ошибку в расчетах.

$$G_{\Sigma} = G_{пр} + G_{д} + G_{П1} + G_{П2} - G_{пер}$$

Допустимое расхождение при определении t'_k не более 3%.

4.3. Расчет тепловой схемы паровой котельной

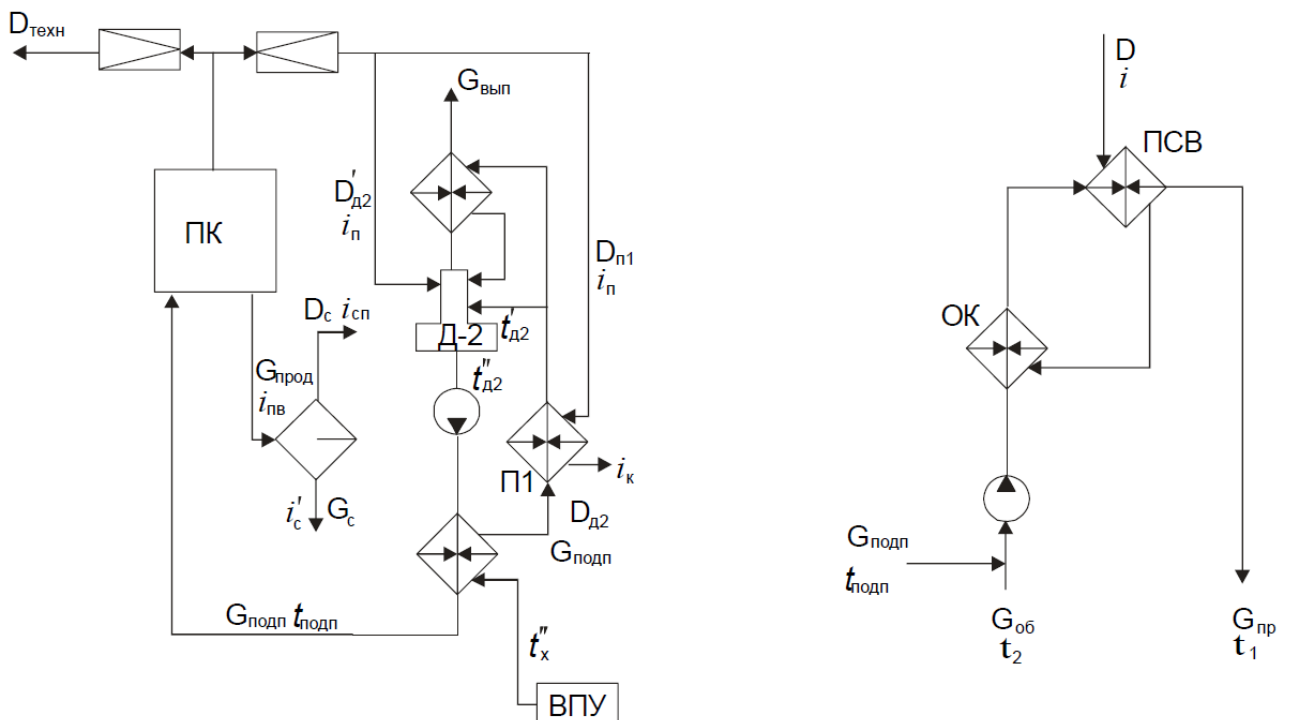


Рис. 4.2. Расчетная схема паровой котельной

1) Расход пара на деаэратор подпиточной воды

i_n - энтальпия пара на выходе из котла;

i_k - энтальпия конденсата. $i_k = c(t_{нас} - 10 \div 15 \text{ } ^\circ\text{C})$.

$t_{нас}$ - температура конденсата при давлении греющего пара. При наличии подрегулировки перед подогревателем $t_{нас}$ определяется при давлении 2÷2.5 атм., без регулировки - 6 атм.

$$G_{вып} = 0.002 G_{подп}.$$

$t_{под} = t''_{\partial 2}$ - если нет охладителя деаэрированной воды;

$t''_{\partial 2}$ - температура насыщения по давлению в деаэраторе;

$t_{н о с} = 65 \text{ } ^\circ\text{C}$ для работы на открытые системы (с охлаждением деаэрированной воды) и $60 \div 70 \text{ } ^\circ\text{C}$ при работе на закрытые системы. Из уравнения теплового баланса деаэратора

$$c t''_{\partial 2} G_{подп} = D_{\partial 2} i_n + (G_{подп} - D_{\partial 2}) c t'_{\partial 2}.$$

Действительный расход пара это:

$$D'_{\partial 2} = D_{\partial 2} + G_{вып}.$$

2) Расчет расхода пара на подогреватель подпиточной воды перед деаэратором Д-2:

$$(G_{подп} - D_{\partial 2}) c (t''_{\partial 2} - t''_x) = \eta [G_{вып} r + D_{П1} (i_n - i_k) + G_{подп} c (t''_{\partial 2} - t_{подп})]$$

3) Расчет расхода пара на подогрев сетевой воды:

$$D_{св} (i_n - i_{ок}) \eta = G_{np} c \tau_1 - G_{об} c \tau_2 - G_{подп} c t_{подп}.$$

Отсюда находят $D_{св}$.

4) Оценивают паропроизводительность котельной:

$$D_n = D_{мехн} + D_{св} + D'_{\partial 2} + D_{П1} + D_{П2} + D_{П3} + D'_{\partial 1} + D_{ном}.$$

$D_{П2}, D_{П3}, D'_{\delta 1}$ - расходы пара на подогрев сырой, химически очищенной воды перед питательным деаэратором и питательным деаэратором.

$$D_n = 1.1 \dots 1.3 (D_{техн} + D_{псв} + D'_{\delta 2} + D_{П1} + D_{ном}) .$$

5) Оценивается величина продувки котла:

$$P = \frac{I}{S_{кв} / S_{пв} - 1} .$$

Здесь $S_{кв}$ - солесодержание котловой воды, зависит от типа котла и сепарационных устройств в барабане. Для промышленных котлов $S_{кв} = 3000 \div 7000$ мг/л;

$S_{пв}$ - солесодержание питательной воды.

$$S_{пв} = \alpha S_{ов} + (1 - \alpha) S_{к\delta} \approx \alpha S_{ов} ,$$

$S_{ов}$ - солесодержание воды после химводоочистки;

$S_{к\delta}$ - солесодержание конденсата;

$S_{к\delta} = 4 \dots 8$ мг/л; α - доля химически очищенной воды в питательной воде котла. Расход продувки есть $G_{прод} = PD_k$.

б) Расчет расширителя с сепаратором продувочной воды:

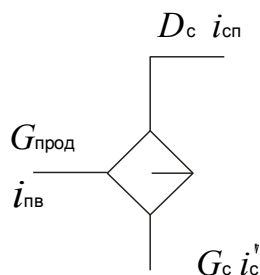


Рис. 4.3. Схема сепаратора

i'_c - энтальпия воды при давлении в сепараторе. Давление в сепараторе зависит от схемы использования потоков после сепаратора. В котельных промышленного назначения при использовании пара после сепаратора в питательном деаэраторе, давление в сепараторе $2 \div 4$ атм.

$$i_{сп} = i_c + r_x ,$$

$x=0.98\div 0.99$. Из уравнений материального и теплового балансов находят D_c и G_c .

7) Расчет расхода пара на подогрев сырой воды:

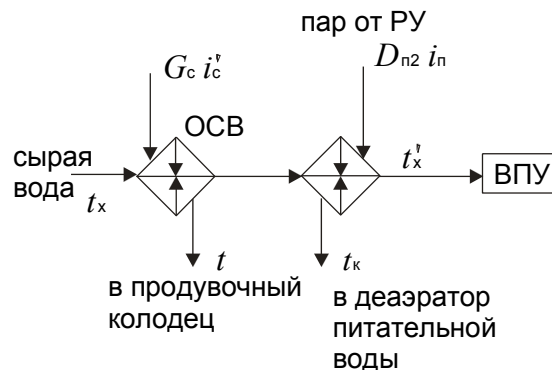


Рис. 4.4. Схема подогрева исходной воды

Охладитель сепарированной воды может быть установлен на линии химически очищенной воды перед питательным деаэрактором. t_x, t'_x - температуры сырой воды до и после подогревателей. $t \leq 40\div 50$ °С. Из уравнения теплового баланса определяется $D_{п2}$:

$$G_{\text{исх. воды}} = G_{\text{подп.}} + D_{\text{пот}} + G_c + G_{\text{нев.к}} + G_{\text{хво.сн}};$$

$G_{\text{нев.к}}$ - невозврат конденсата от технологического потребителя;

$G_{\text{хво.сн.}} = (20\div 30)\%$ от мощности водоподготовки ($G_{\text{подп.}} + D_{\text{пот}} + G_c + G_{\text{нев.к}}$).

8) Расчет расхода пара на подогрев химически очищенной воды выполняется, если перед питательным деаэрактором есть пароводяной теплообменник. В противном случае рассчитывается температура воды перед питательным деаэрактором.

$t'_{\partial 1} = 90\div 95$ °С если есть пароводяной теплообменник. Если теплообменника нет, то эта температура рассчитывается из уравнения теплового баланса.

$$G_{\text{хов}} = G_c + D_{\text{под}} + G_{\text{невк}} + D'_{\partial 1};$$

$$G_{\text{вып}} = 0.002(D_{\text{П1}} + D_{\text{П2}} + D_{\text{нс}} + D_{\text{невк}} + D_{\text{хов}});$$

$$G_{\text{нв}} = G_{\text{вып}} + D_{\text{нсв}} + D_{\text{П1}} + D_{\text{П2}} + D_{\text{П3}} + D_{\partial 1} + D_c + G_{\text{хов}}.$$

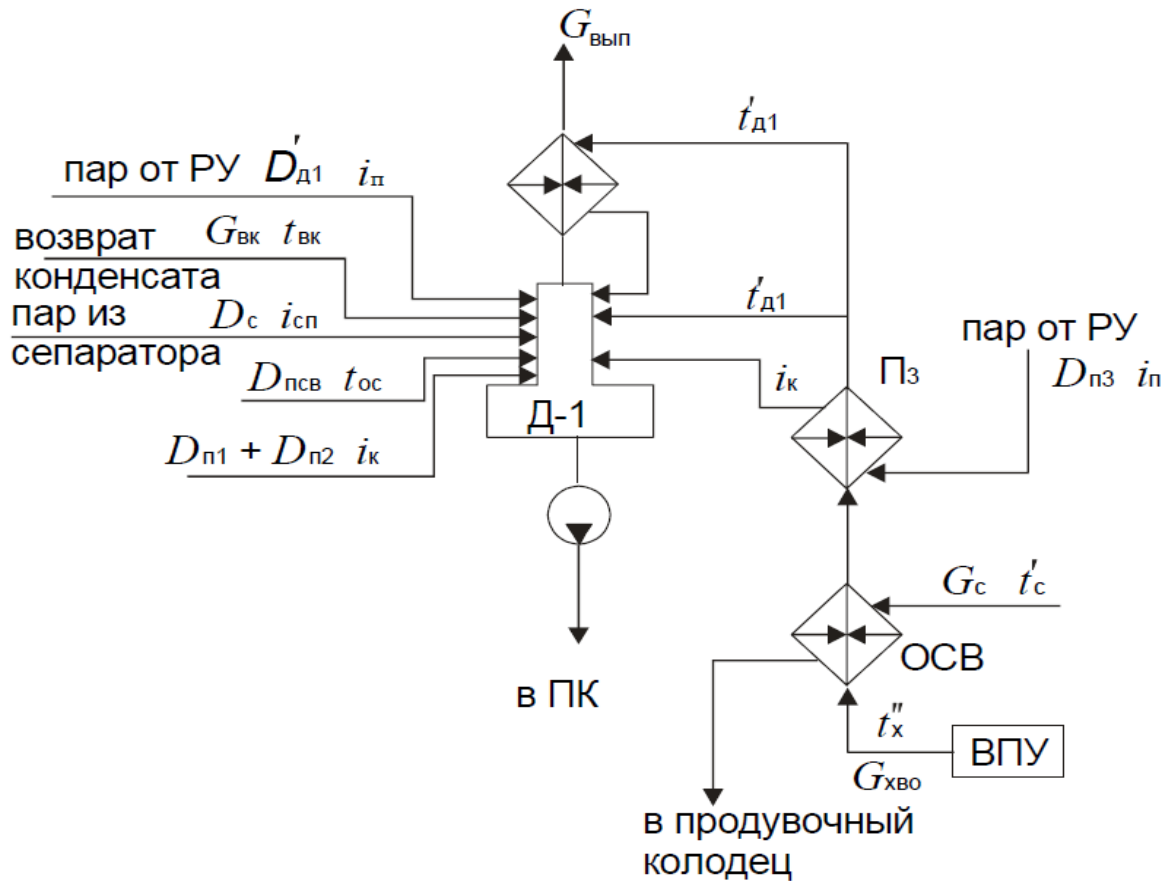


Рис. 4.5. Схема расчета деаэратора

Уравнение теплового баланса:

$$G_{x_{осв}} c (t'_{д1} - t''_x) = \eta [G_{вып} r + D_{пз} (i_n - i_k) + D_{осв} (i_c - ct)]$$

Если отсутствует подогреватель ПЗ, то расход пара на него $D_{пз}=0$, и из уравнения теплового баланса находят $t'_{д1}$. Если теплообменник ПЗ есть, то $t'_{д1}=90\div 95$ °С. Из уравнения находят $D_{п2}$.

9) Определение расхода пара на деаэратор питательной воды.

Расход пара $D_{д1}$ определяется из уравнения материального баланса деаэратора. Действительный расход пара определяется с учетом выпара.

$$D'_{д1} = D_{д1} + G_{вып}$$

10) Уточняется паропроизводительность котельной и сравнивается с предварительно заданной величиной:

$$D_k = D_{техн} + D_{псв} + D_{п1} + D_{п2} + D_{пз} + D'_{д1} + D'_{д2} + D_{ном}$$

Если расхождение больше 3%, то расчет повторяют, начиная с п. 5.

Доля химически очищенной воды в питательной воде:

$$\alpha = \frac{G_{хов}}{G_{пит}} = \frac{D'_{\partial 2} + G_{невк} + G_c + D_{ном}}{D'_{\partial 1} + G_{невк} + G_c + D_{ном} + D_{n1} + D_{n2} + D_{n3} + D_{нсв} + D_{\partial 1} + D_c + G_{вк}}.$$

При первом приближении:

$$\alpha = \frac{D'_{\partial 2} + G_{невк} + D_{ном}}{D_{мехн} + D_{нсв} + D_{n1} + D_{ном} + D'_{\partial 2}}.$$

В последующих приближениях α принимается по результату предыдущего приближения.

4.4. Схемы отпуска тепла от ТЭЦ

Особенности отпуска тепла от турбин типа Р

При использовании этих турбин вся электроэнергия вырабатывается в теплофикационном режиме, но так как существует жесткая связь между отпусками тепла и выработкой электроэнергии, то станции только турбинами типа Р не оснащаются.

1. Пар после турбин с давлением 1.2÷4 атм. используется для подогрева сетевой воды. В этом случае сетевую воду можно подогреть до температуры 115÷120 °С, т.е. турбины рассчитываются на покрытие основной нагрузки, а пиковая нагрузка покрывается пиковыми водогрейными котлами. Но лучше покрывать паром из турбин типа Р только нагрузку ГВС.

2. Пар используется для покрытия технологической нагрузки низкого давления и базисной части коммунально-бытовой нагрузки, Р=4÷9 атм.

3. Покрывается технологическая нагрузка повышенного давления Р=10÷15 атм.

Особенности схем отпуска тепла от турбин с отборами

Максимальное давление в теплофикационном отборе определяется по температуре сетевой воды, соответствующей средней за отопительный период температуре наружного воздуха. С переходом на повышенный температурный график должно расти давление в теплофикационном отборе, а с ростом

давления снижается выработка электроэнергии в теплофикационном режиме. Чтобы не ухудшать экономические показатели теплофикационных турбин, теплофикационные отборы делают сдвоенными с одним регулятором давления. Пределы регулирования давления в нижнем теплофикационном отборе $0.6 \div 2.0$ атм., в верхнем – $0.6 \div 2.5$, 2.0 атм. Давление регулируется либо в нижнем отборе, либо в верхнем. Если регулирование происходит в верхнем отборе, то нижний становится нерегулируемым с $P=0.85$ атм. Теплофикационные турбины имеют в конденсаторах встроенные конденсационные пучки в которых можно подогревать сетевую воду не меняя давления в конденсаторе. При работе встроенных конденсационных пучков можно получить до 10 Гкал/ч тепла. Сегодня во встроенных пучках можно греть сырую воду перед химводоочисткой в открытых системах теплоснабжения.

Схема подогрева сетевой воды на станциях как правило двухступенчатая. Первая ступень – основной подогреватель (бойлер), в котором сетевая вода грееется паром теплофикационного отбора. Пиковая часть нагрузки может обеспечиваться работой пиковых водогрейных котлов, либо паром производственного отбора.

Для деаэрации подпиточной воды могут использоваться вакуумные или атмосферные деаэраторы. Обогрев деаэратора осуществляется как правило паром регулируемого или нерегулируемого отбора.

Перевод турбин в режим ухудшенного вакуума

В этом случае конденсатор используется для подогрева сетевой воды. Конденсатор нормально работает при давлении $< 0.8 \div 0.9$ ата. Поэтому сетевую воду можно нагреть максимум до $80-90$ °С. Схема нагрева сетевой воды становится трехступенчатой – конденсатор-основной подогреватель-пиковый котел. Так как допустимое давление по воде в конденсаторе не более $2 \div 2.5$ атм., то конденсатор включают в схему подогрева до сетевых насосов.

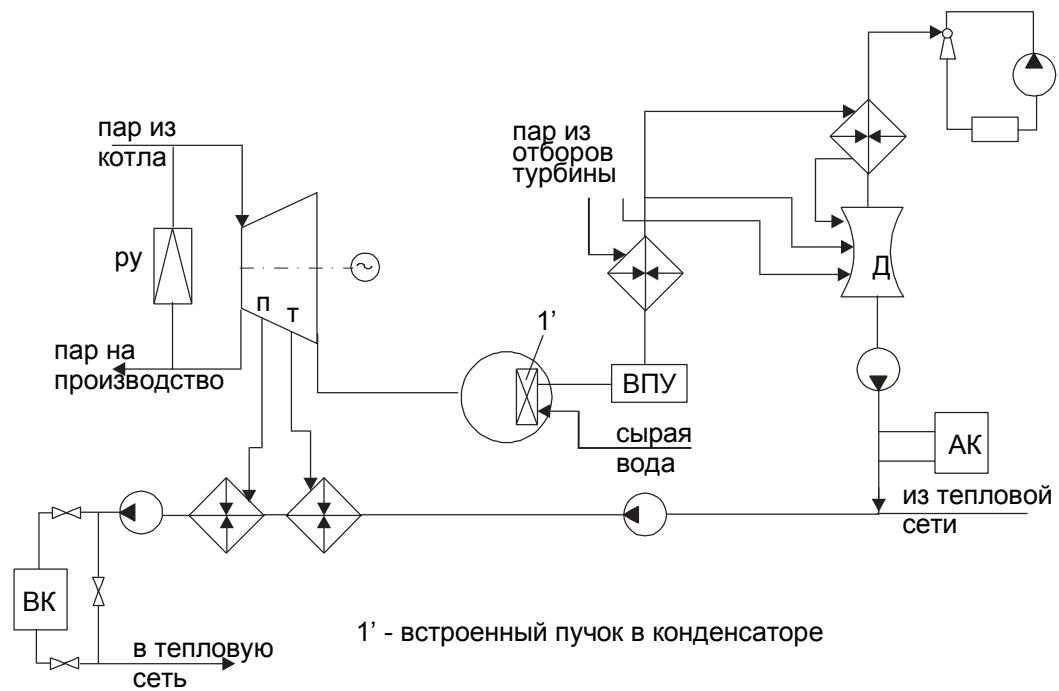


Рис. 4.6. Схема отпуска тепла от ТЭЦ

Режимы работы ступеней нагрева ТЭЦ

Одной из характеристик работы ТЭЦ является коэффициент теплофикации α - отношение количества тепла из отборов турбины к общему количеству тепла, отпускаемого от ТЭЦ.

$$\alpha_{T(П)} = \frac{Q'_{отб}}{Q'_{отб} + Q'_{пик}},$$

$$\alpha_T = 0.4 \div 0.6,$$

$$\alpha_{П} = 0.8 \div 1.0.$$

Различают следующие режимы работы ступеней нагрева сетевой воды:

1. Режим с использованием максимальных параметров в отборе. Пиковая нагрузка покрывается паром производственного отбора;
2. Режим с постоянным перепадом температур по сетевой воде. Пиковая нагрузка обеспечивается работой водяного котла;
3. Режим, сочетающий особенности первых двух (тоже с пиковым водяным котлом).

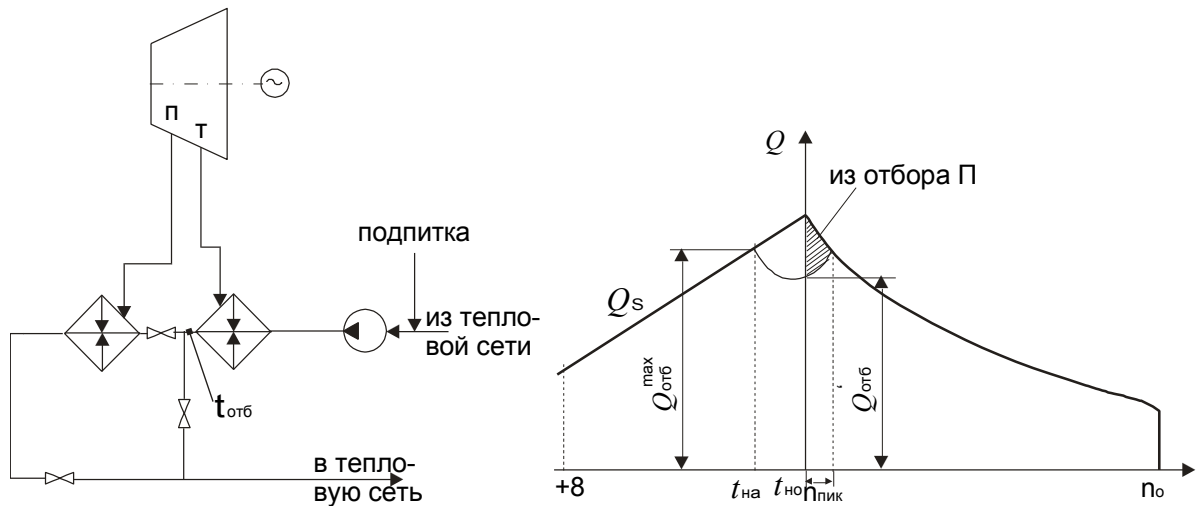


Рис. 4.7.

Технико-экономическим расчетом определяется оптимальное значение a . По известному $P_{отб}^{max}$ определяется максимально возможная температура сетевой воды на выходе из основного подогревателя ($t_{отб}$). $\delta P = 0.2 \div 0.3$ ата.

$$P_{кон}^{max} = P_{отб}^{max} - \delta P,$$

где δP - потери по пути от турбины до подогревателя.

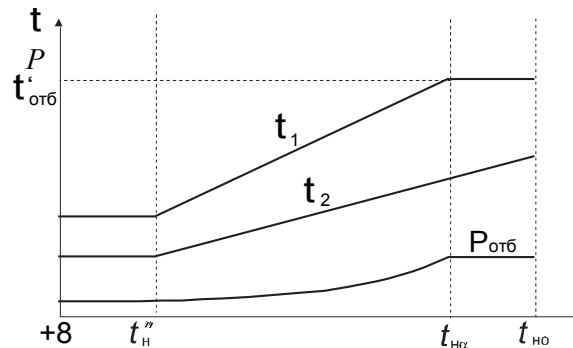


Рис. 4.8.

По $P_{кон}^{max}$ определяют $\tau_{конд}^{max}$. Расчетное значение $\tau'_{отб} = \tau_{конд}^{max} - \Delta t_{нед}$, $\Delta t_{нед} = 10 \div 15$ °С. По $\tau'_{отб}$ на графике температур проводят горизонтальную линию. Сплошная линия t_1 есть график температуры на выходе из основного подогревателя. При $t_н > t_на$ отпуск тепла обеспечивается только работой основного подогревателя. При $t_н < t_на$ в работу включается и пиковый подогреватель. $Q_{отб}^{max}$ соответствует максимальному отбору пара в отборе Т при

отключенном отборе П. С введением в работу пикового подогревателя расход пара в отборе Т уменьшается до номинального.

Рассмотрим случай, когда установлен пиковый водяной котел.

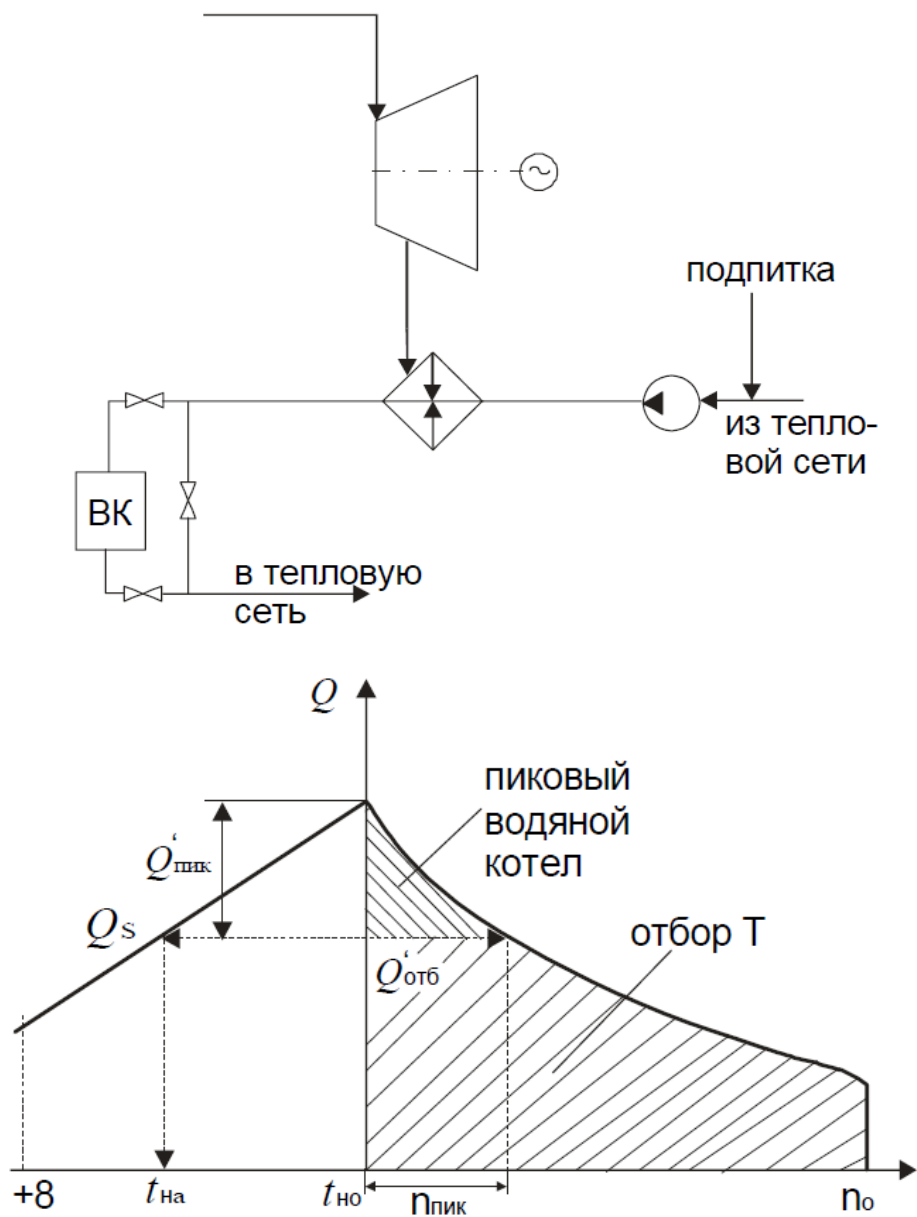


Рис.4.9.

Технико-экономическим расчетом определяется оптимальное значение a и $Q'_{отб}$. При $t_n > t_{на}$ работает только основной подогреватель.

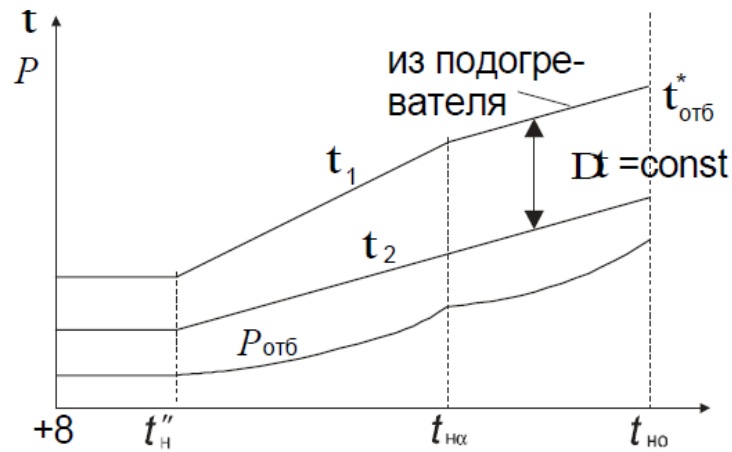


Рис. 4.10.

При $t_n < t_{на}$ включаются основной подогреватель и пиковый водяной котел.

При включении в работу водяного котла загрузка теплофикационного отбора не меняется, что можно обеспечить при постоянном расходе в сети выдерживая постоянный перепад давления по сетевой воде на основном подогревателе.

При работе по режиму 2 $\tau_{отб}^* < \tau'_{отб}$, определенному в п.1. При работе по режиму 3 определяются $\tau'_{отб} = \tau_{отб}^*$. По найденному $\tau_{отб}^*$ находят $t_{на}$ и $Q'_{отб}$.

5. Водоподготовка

Надежность работы поверхностей нагрева котельных агрегатов и систем теплоснабжения зависит от качества питательной и подпиточной воды. Показателями качества воды являются прозрачность, т.е. содержание взвешенных веществ, удаляемых при механическом фильтровании; сухой остаток – содержание минеральных и органических примесей после выпаривания; жесткость – содержание солей кальция и магния; щелочность – содержание в воде анионов $НСО_3^-$ (бикарбонатов), $СО_3^{2-}$ (карбонатов), $ОН^-$ (гидратов); содержание агрессивных газов (O_2 и CO_2).

Основной задачей подготовки воды является борьба с коррозией и накипью. Требования к качеству воды в паровых и водогрейных котельных различные, т.к. в паровых котельных вода испаряется, а в водогрейных- только нагревается.

Наиболее важным показателем качества воды является ее жесткость. Различают жесткость постоянную (некарбонатную), обусловленную наличием в воде хлоридов, сульфатов и других некарбонатных солей кальция и магния, и временную (карбонатную), обусловленную присутствием в воде бикарбонатов кальция и магния $Ca(HCO_3)_2, Mg(HCO_3)_2$.

Общая жесткость равна сумме концентраций катионов кальция и магния:

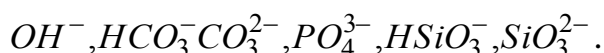
$$Ж_0 = Ж_{Ca} + Ж_{Mg} \text{ мг-экв/кг.}$$

Для пересчета концентраций кальция и магния, выраженных в мг/кг, в мг-экв/кг их делят на эквивалентные массы этих катионов:

$$Ж_{Ca} = C a^{2+} / 20.04,$$

$$Ж_{Mg} = M g^{2+} / 12.16.$$

Общей щелочностью воды $Щ_0$ называется выраженная в мг-экв/кг суммарная концентрация содержащихся в воде анионов:



Сухим остатком, или солесодержанием называют количество солей, оставшееся после выпаривания воды, мг/кг.

Нормы качества питательной воды для паровых котлов зависят от типа котла и вида топлива. Общая щелочность и сухой остаток питательной воды не нормируются, а обуславливаются выбранными методами обработки воды. Щелочность питательной воды определяется по формуле :

$$Щ_{н.в.} = \alpha_{о.в.} Щ_{о.в.} + (1 - \alpha_{о.в.}) Щ_{к.},$$

Где $\alpha_{о.в.}$ -доля химически обработанной воды;

$Щ_{о.в.}$ - щелочность очищенной воды;

$Щ_{к.}$ - щелочность конденсата.

При отсутствии сведений о качестве конденсата можно принимать 0.05 мг-экв/кг. Сухой остаток питательной воды определяется по формуле :

$$S_{н.в.} = \alpha_{о.в.} S_{о.в.} + (1 - \alpha_{о.в.}) S_k$$

Для конденсата можно принимать $S_k = 5$ мг/кг.

Источниками водоснабжения для котельных могут служить поверхностные воды рек, озер и искусственных водохранилищ, а также подземные воды из артезианских скважин. Поверхностные воды всегда содержат растворенные вещества и нерастворенные примеси. Подземные воды прозрачны, но солей содержат больше. Чаще всего для водоснабжения используется воды рек и озер. Выбор схемы очистки производится согласно табл. 5.1:

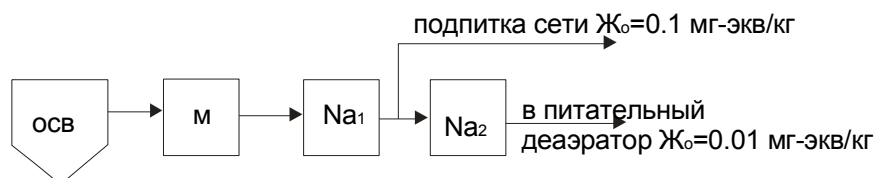
Таблица 5.1

Качество исходной воды	Метод обработки	Основное оборудование
Взвешенных веществ до 50 мг/кг, окисляемость менее 15 мг/кг O ₂	Фильтрация (удаление взвешенных веществ)	Механические фильтры с загрузкой антрацитом или кварцем. Высота слоя ≤ 1 м, d=0.5-1.2 мм
Взвешенных веществ до 100 мг/кг	Фильтрация (удаление взвешенных веществ)	Механические фильтры с двухслойной загрузкой. Первый слой – кварцевый песок d=0.5-1.2 мм, высота слоя 0.7-0.8 м. Второй слой – дробленый антрацит d=0.8-1.8 мм, высота слоя 0.7-0.5 м
Взвешенных веществ более 100 мг/кг, окисляемость больше 15 мг/кг O ₂ , жесткость < 2 мг-экв/кг	Коагуляция в осветлительном фильтре и фильтрация в механических фильтрах. Уменьшается количество взвешенных веществ и снижается окисляемость	Осветление с последующим фильтрованием
Взвешенных веществ более 100 мг/кг, окисляемость более 15 мг/кг O ₂ , жесткость более 2 мг-экв/кг	Известкование с коагуляцией с последующим фильтрованием, снижается окисляемость, частично снижается щелочность	Осветление с последующим фильтрованием

Осветленная исходная вода или вода из хозяйственно-питьевого трубопровода обрабатывается в ионно-обменных фильтрах, что позволяет

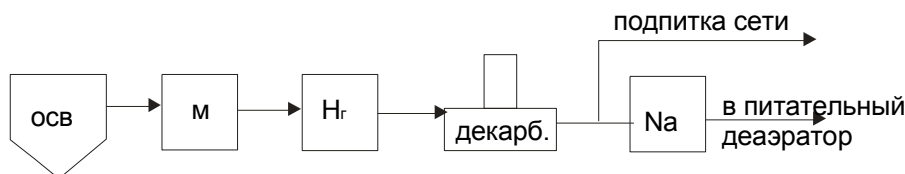
уменьшить щелочность и жесткость. При этом возможны следующие методы обработки: Na-катионирование, Na-NH₄-катионирование, H-катионирование с последующим удалением углекислоты (декарбонизацией), NaCl-ионирование, известкование с коагуляцией.

1. Na-катионирование:

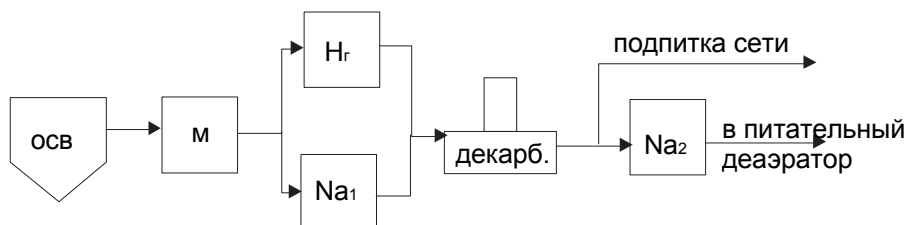


Паровые котлы требуют воду с Ж₀ не более 0.01 мг-экв/кг, поэтому Na-катионирование как правило двухступенчатое.

2. H-катионирование с "голодной" регенерацией фильтров применяется для снижения щелочности, углекислоты, умягчения, частичного снижения содержания железа.



3. Параллельное H-Na – катионирование, декарбонизация.



По этой схеме вода двумя параллельными потоками направляется на H- и Na – катионитовые фильтры. Затем оба потока направляются на декарбонизацию для удаления свободной углекислоты и на Na-катионитовый фильтр второй ступени. Такая схема применяется для получения умягченной воды с щелочностью не более 0.35 мг-экв/кг и когда суммарное содержание сульфатных и хлоридных ионов в исходной воде не превышает 5-7 мг-экв/кг, карбонатная жесткость исходной воды составляет более 50 % общей жесткости.

4. Параллельное или совместное $\text{NH}_4\text{-Na}$ – катионирование. Уменьшается жесткость, щелочность и солесодержание котловой воды.

5. Na-Cl – катионирование. Одновременно с умягчением снижается щелочность воды. Вода после 1-й ступени Na -катионирования проходит через фильтр с анионитом и катионитом. Этим методом можно получить жесткость до 0.01 мг-экв/кг и щелочность до 0.2-0.6 мг-экв/кг.

Метод известкования с коагуляцией применяется для обработки вод поверхностных источников. Он относится к методам осаждения. При этом удаляются связанная и свободная углекислота, снижается содержание железа, сухого остатка, щелочности, органических веществ. Известкование основано на связывании ионов в малорастворимые соединения. Они осаждаются в виде шлама. Перед известкованием воду нужно нагревать до 40 °С.

В случае высокоминерализованной исходной воды и больших потерях конденсата можно пользоваться не химической, а термической обработкой воды в испарителях. При использовании артезианских вод перед ионнообменными фильтрами воду нужно очищать от железа. Как правило, двухвалентное железо Fe^{2+} содержится в виде $\text{Fe}(\text{HCO}_3)_2$. Трехвалентное железо Fe^{3+} содержится в коллоидном состоянии в виде $\text{Fe}(\text{OH})_3$. Если содержание Fe^{2+} до 10 мг/кг, то окисление Fe^{2+} до Fe^{3+} производится путем подачи сжатого воздуха в трубопровод исходной воды. Затем воду фильтруют в напорных фильтрах. Если Fe^{2+} больше 10 мг/кг, то для подачи сжатого воздуха используются специальные устройства.

Правильность выбора схемы водоподготовки проверяется по трем параметрам – величина продувки котла, относительная щелочность котловой воды, содержание углекислоты в паре. Несмотря на подготовку питательной воды, для поддержания концентрации солей на нужном уровне воду нужно частично или постоянно обновлять. Эта операция называется непрерывной или периодической продувкой. Непрерывная продувка производится из участков котла, где ожидается максимальная концентрация растворенных веществ.

Периодическая продувка - из мест скопления шлама. Продувка котла по сухому остатку определяется по формуле

$$P_n = \frac{S_x P_k}{S_{к.в.} - S_x P_k},$$

где P_k – суммарные потери пара и конденсата в долях паропроизводительности котельной;

S_x – сухой остаток химически очищенной воды, мг/кг;

$S_{к.в.}$ – сухой остаток котловой воды, мг/кг принимают по паспортным или эксплуатационным данным.

Для котлов с давлением $p < 14$ ата допустимая продувка не более 10 %, солесодержание не более 500 мг/кг. При давлении $p = 40$ ата продувка не более 5 %, солесодержание чистой воды не более 250 мг/кг.

Допустимое содержание углекислоты в паре не более 20 мг/кг. Концентрация CO_2 рассчитывается для безбарботажных деаэраторов или при отсутствии деаэрации воды по формуле:

$$C_{CO_2} = 22 \text{Щ}_x \alpha_x (1 + \sigma),$$

для барботажных деаэраторов по формуле:

$$C_{CO_2} = 22 \text{Щ}_x \alpha_x (\sigma_1 + \sigma),$$

где α_x - доля химически очищенной воды в питательной воде;

σ - доля разложения Na_2CO_3 в котле (при давлении до 14 ата – 0.72);

σ_1 – доля разложения $NaHCO_3$ в котле, равная 0.4.

Относительная щелочность воды во избежание межкристаллитной коррозии должна быть не более 20 % при наличии заклепочных соединений и не более 50 % при наличии вальцовочных соединений:

$$\text{Щ}_{от} = \frac{40 \text{Щ} 100}{S_x},$$

Щ для паровых котлов не более 20 %. При отклонении одного из указанных параметров от допустимого, схему водоподготовки следует пересмотреть с целью снижения данного параметра.

Использование конденсата

Производственный конденсат, как правило, содержит загрязнения в виде механических примесей, соединений железа и меди, кислорода, углекислого газа, аммиака и др. Если загрязнений не более: взвешенных веществ (300 мг/кг), соединений железа 70 мг/кг, масел 20 мг/кг, смол 2 мг/кг то рекомендуется обработку конденсата осуществить в котельной. Для очистки конденсата фильтрацией применяются активированный уголь, сульфоуголь, антрацит, целлюлоза и др. Обработка в Na-катионитовых фильтрах – удаление аммиака и уменьшение общей жесткости; осветление в фильтрах – уменьшение содержания взвешенных веществ, соединений железа и масла.

При содержании железа от 50 до 70 мг/кг, масел от 15 до 20 мг/кг и смол не более 2 мг/кг необходимо предусмотреть отстаивание конденсата с последующим осветлением.

6. Гидравлический расчет тепловых сетей

В задачу гидравлического расчета входят:

- определение диаметра трубопроводов;
- определение падения давления (напора);
- определение давлений (напоров) в различных точках сети;
- увязка всех точек сети при статическом и динамическом режимах с целью обеспечения допустимых давлений и требуемых напоров в сети и абонентских системах.

По результатам гидравлического расчета можно решить следующие задачи:

1. Определение капитальных затрат, расхода металла (труб) и основного объема работ по прокладке тепловой сети.
2. Определение характеристик циркуляционных и подпиточных насосов.
3. Определение условий работы тепловой сети и выбора схем присоединения абонентов.

4. Выбор автоматики для тепловой сети и абонентов.
5. Разработка режимов эксплуатации.

6.1. Схемы и конфигурации тепловых сетей

Схема тепловой сети определяется размещением источников тепла по отношению к району потребления, характером тепловой нагрузки и видом теплоносителя.

Удельная протяженность паровых сетей на единицу расчетной тепловой нагрузки невелика, поскольку потребители пара – как правило, промышленные потребители – находятся на небольшом расстоянии от источника тепла.

Более сложной задачей является выбор схемы водяных тепловых сетей вследствие большой протяженности, большого количества абонентов. Водяные ТС менее долговечны, чем паровые вследствие большей коррозии, больше чувствительны к авариям из-за большой плотности воды.

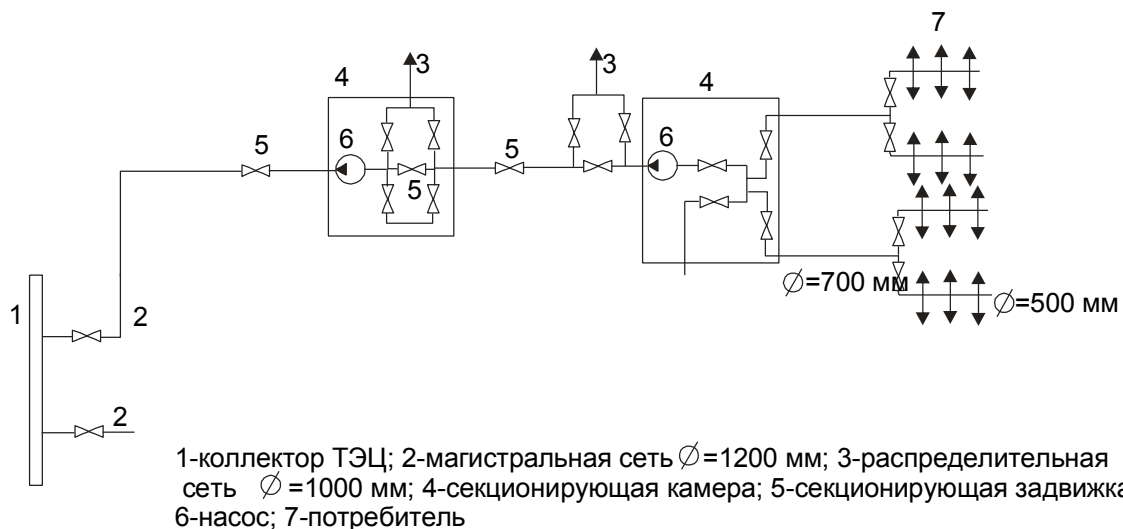


Рис. 6.1. Однолинейная коммуникационная сеть двухтрубной тепловой сети

Водяные сети разделяют на магистральные и распределительные. По магистральным сетям теплоноситель подается от источников тепла в районы потребления. По распределительным сетям вода подается на ГТП и МТП и к абонентам. Непосредственно к магистральным сетям абоненты присоединяются очень редко. В узлах присоединения распределительных сетей

к магистральным устанавливаются секционирующие камеры с задвижками. Секционирующие задвижки на магистральных сетях обычно устанавливаются через 2-3 км. Благодаря установке секционирующих задвижек уменьшаются потери воды при авариях ТС. Распределительные и магистральные ТС с диаметром меньше 700 мм делаются обычно тупиковыми. В случае аварий для большей части территории страны допустим перерыв в теплоснабжении зданий до 24 часов. Если же перерыв в теплоснабжении недопустим, необходимо предусматривать дублирование или закольцовку ТС.

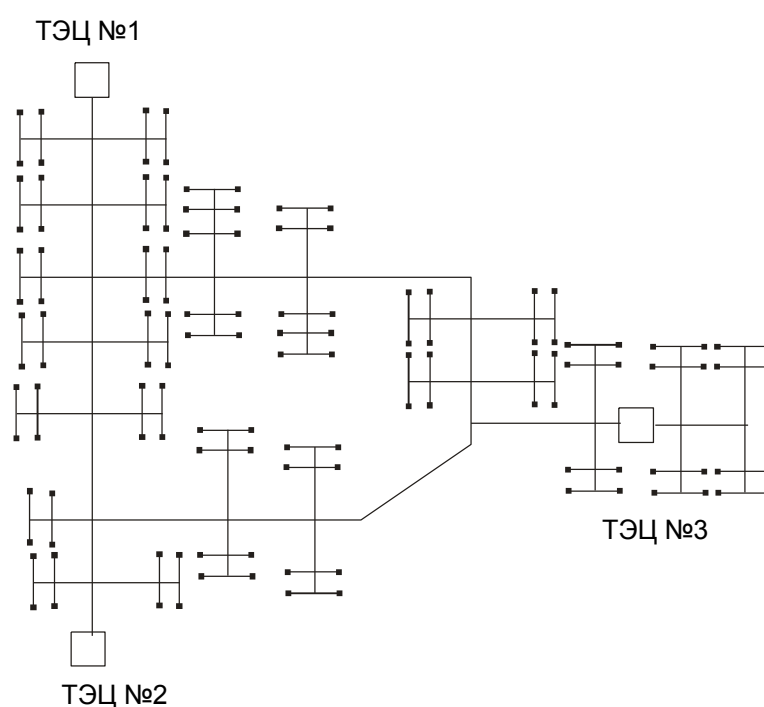


Рис. 6.2. Кольцевая тепловая сеть от трех ТЭЦ

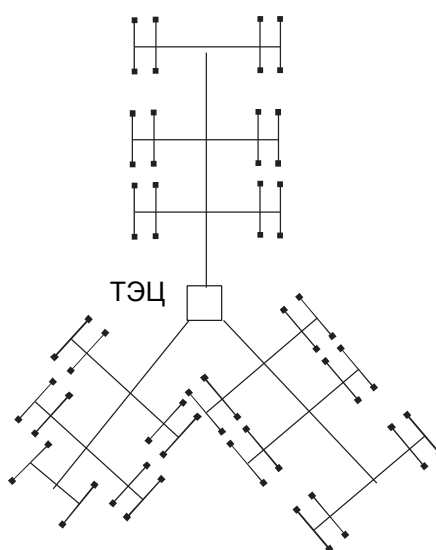


Рис. 6.3. Радиальная тепловая сеть

При теплоснабжении крупных городов от нескольких ТЭЦ целесообразно предусмотреть взаимную блокировку ТЭЦ путем соединения их магистралей блокировочными связями. В этом случае получается кольцевая тепловая сеть с несколькими источниками питания. Подобная схема имеет более высокую надежность, обеспечивает передачу резервирующих потоков воды при аварии на каком-либо участке сети. При диаметрах магистралей, отходящих от источника тепла 700 мм и менее, обычно применяют радиальную схему тепловой сети с постепенным уменьшением диаметра трубы по мере удаления от источника и снижения присоединенной нагрузки. Такая сеть наиболее дешевая, но при аварии теплоснабжение абонентов прекращается.

6.2. Основные расчетные зависимости

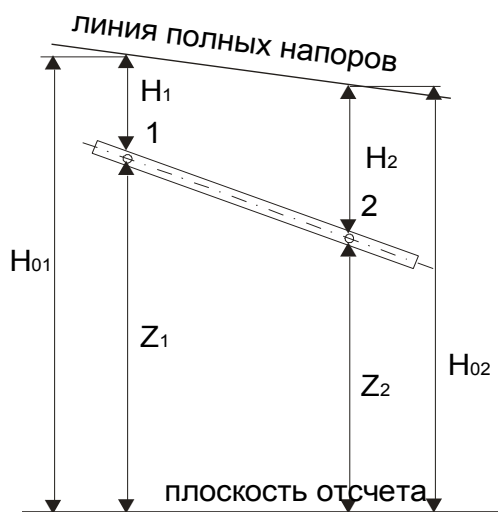


Рис. 6.1. Схема движения жидкости в трубе

Одномерное установившееся движение жидкости в трубе описывается уравнением Бернулли:

$$Z_1 g + \frac{w_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} = Z_2 g + \frac{w_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + \frac{\Delta p}{\rho},$$

где Z_1, Z_2 – геометрическая высота оси трубы в сечениях 1 и 2;

w_1 и w_2 – скорости движения жидкости в сечениях 1 и 2;

p_1 и p_2 – давление жидкости на оси трубы в сечениях 1 и 2;

Δp – падение давления на отрезке 1-2;

g – ускорение свободного падения.

Уравнение Бернулли можно записать относительно напоров, разделив обе части на g .

Скорость жидкости в трубопроводах невелика, поэтому кинетической энергией потока можно пренебречь. Выражение $H=p/rg$ называется пьезометрическим напором, а сумма высоты Z и пьезометрического напора называют полным напором:

$$H_0=Z + p/rg = Z + H. \quad (6.1)$$

Падение давления в трубе представляет собой сумму линейных потерь давления и потерь давления на местных гидравлических сопротивлениях.

$$\Delta p = \Delta p_{\text{л}} + \Delta p_{\text{м}}. \quad (6.2)$$

В трубопроводах:

$$\Delta p_{\text{л}}=R_{\text{л}} L,$$

где $R_{\text{л}}$ – удельное падение давления, т.е. падение давление единицы длины трубы, определяемое по формуле д'Арсси:

$$R_{\text{л}} = \lambda \frac{\rho w^2}{2d} = 0.812 \lambda \frac{G^2}{d^5 \rho}. \quad (6.3)$$

Коэффициент гидравлического сопротивления λ зависит от режима течения жидкости и абсолютной эквивалентной шероховатости стенок трубы κ_s . Можно в расчетах принимать следующие значения κ_s :

– в паропроводах $\kappa_s = 0.2$ мм;

- в водяных сетях $\kappa_s = 0.5$ мм;

- в конденсатопроводах и системах ГВС $\kappa_s = 1$ мм.

При ламинарном течении жидкости в трубе ($Re < 2300$):

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (6.4)$$

В переходной области $2300 < Re < 4000$:

$$\lambda = 0.11 \left(\frac{k_{\text{э}}}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0.25}. \quad (6.5)$$

При $\text{Re} > \frac{568d}{k_{\text{э}}} = \text{Re}_{\text{нр}}$:

$$\lambda = 0.11 \left(\frac{k_{\text{э}}}{d} \right)^{0.25}. \quad (6.6)$$

Обычно в тепловых сетях $\text{Re} > \text{Re}_{\text{нр}}$, поэтому (6.3) можно привести к виду:

$$R_{\text{л}} = A_R \frac{G^2}{(\rho d^{5.25})}, \text{ где } A_R = 0.812 * 0.11 * k_{\text{э}}^{0.25}. \quad (6.7)$$

Потери давления на местных сопротивлениях определяются по формуле:

$$\Delta p_{\text{м}} = \xi \frac{\rho w^2}{2} = 0.812 \xi \frac{G^2}{\rho d^4}. \quad (6.8)$$

Значения коэффициента местного гидравлического сопротивления ξ приводятся в справочниках. При гидравлических расчетах можно учитывать потери давления на местных сопротивлениях через эквивалентную длину:

$$l_{\text{эк}} = \frac{1}{\lambda} \xi d.$$

Тогда:

$$\Delta p = R_{\text{л}} (l + l_{\text{эк}}) = R_{\text{л}} l (1 + \alpha),$$

где $\alpha = l_{\text{эк}}/l$ – доля местных потерь давления.

6.3. Порядок гидравлического расчета

Обычно при гидравлическом расчете задаются расход теплоносителя и суммарное падение давления на участке. Требуется найти диаметр трубопровода. Расчет состоит из двух этапов – предварительного и поверочного.

Предварительный расчет:

1. Задаются долей местных падений давления $\alpha = 0.3 \div 0.6$.

2. Оценивают удельные потери давления:

$$R_{л} = \frac{\Delta p}{2l(1+\alpha)} .$$

Если падение давления на участке неизвестно, то задаются величиной $R_{л} < 20 \div 30$ Па/м.

3. Рассчитывают диаметр трубопровода из условия работы в турбулентном режиме. Для водяных тепловых сетей плотность принимают равной 975 кг/м^3 .

Из (6.7) найдем:

$$d = \left(\frac{A_R G^2}{\rho R_{л}} \right)^{0.19} , \quad (6.9)$$

где r – средняя плотность воды на данном участке.

По найденному значению диаметру выбирают по ГОСТ трубу с ближайшим внутренним диаметром. При выборе трубы указывают либо d_y и d , либо d_n и d .

Поверочный расчет:

Для концевых участков следует проверить режим движения. Если окажется, что режим движения переходный, то, если есть возможность, нужно уменьшить диаметр трубы. Если это невозможно, то нужно вести расчет по формулам переходного режима:

1. Уточняются значения $R_{л}$;

2. Уточняются типы местных сопротивлений и их эквивалентные длины.

Задвижки устанавливаются на выходе и входе коллектора, в местах присоединения распределительных сетей к магистральным, ответвлений к потребителю и у потребителей. Если длина ответвления менее 25 м, то допускается устанавливать задвижку только у потребителя. Секционирующие задвижки устанавливаются через 1 – 3 км. Кроме задвижек возможны и другие местные сопротивления – повороты, изменения сечения, тройники, слияние и разветвление потока и т.д.

3. Для определения количества температурных компенсаторов длины участков делятся на допустимое расстояние между неподвижными опорами. Результат округляется до ближайшего целого числа. Если на участке есть повороты, то они могут быть использованы для самокомпенсации температурных удлинений. При этом количество компенсаторов уменьшается на число поворотов.

4. Определяются потери давления на участке. Для закрытых систем:

$$\Delta p_{yч} = 2R_l(l+l_э).$$

Для открытых систем предварительный расчет ведется по эквивалентному расходу:

$$G_{эк \bar{в}} = \sqrt{G_{об}^2 + (G_{2 \text{ в с}}^{np})^2} - 0.5G_{об}G_{2 \text{ в с}}^{np}.$$

При поверочном расчете удельные линейные потери давления рассчитываются отдельно для подающего и обратного трубопроводов для действительных расходов:

$$\Delta p_y^{np} = R_l^{np}(l+l_m),$$

$$\Delta p_y^{об} = R_l^{об}(l+l_m).$$

По окончании гидравлического расчета строится пьезометрический график.

6.4. Пьезометрический график тепловой сети

На пьезометрическом графике в масштабе нанесены рельеф местности, высота присоединенных зданий, напор в сети. По этому графику легко определить напор и располагаемый напор в любой точке сети и абонентских системах.

За горизонтальную плоскость отсчета напоров принят уровень 1 – 1. Линия П1 – П4 – график напоров подающей линии. Линия О1 – О4 – график напоров обратной линии. $H_{о1}$ – полный напор на обратном коллекторе источника; $H_{сн}$ – напор сетевого насоса; $H_{ст}$ – полный напор подпиточного

насоса, или полный статический напор в тепловой сети; H_K – полный напор в т. К на нагнетательном патрубке сетевого насоса; ΔH_T – потеря напора в теплоприготовительной установке; $H_{п1}$ – полный напор на подающем коллекторе, $H_{п1} = H_K - \Delta H_T$. Располагаемый напор сетевой воды на коллекторе ТЭЦ $H_1 = H_{п1} - H_{o1}$. Напор в любой точке сети i обозначается как $H_{пi}$, H_{oi} – полные напоры в прямом и обратном трубопроводе. Если геодезическая высота в точке i есть Z_i , то пьезометрический напор в этой точке есть $H_{пi} - Z_i$, $H_{oi} - Z_i$ в прямом и обратном трубопроводах, соответственно. Располагаемый напор в точке i есть разность пьезометрических напоров в прямом и обратном трубопроводах – $H_{пi} - H_{oi}$. Располагаемый напор в ТС в узле присоединения абонента Д есть $H_4 = H_{п4} - H_{o4}$.

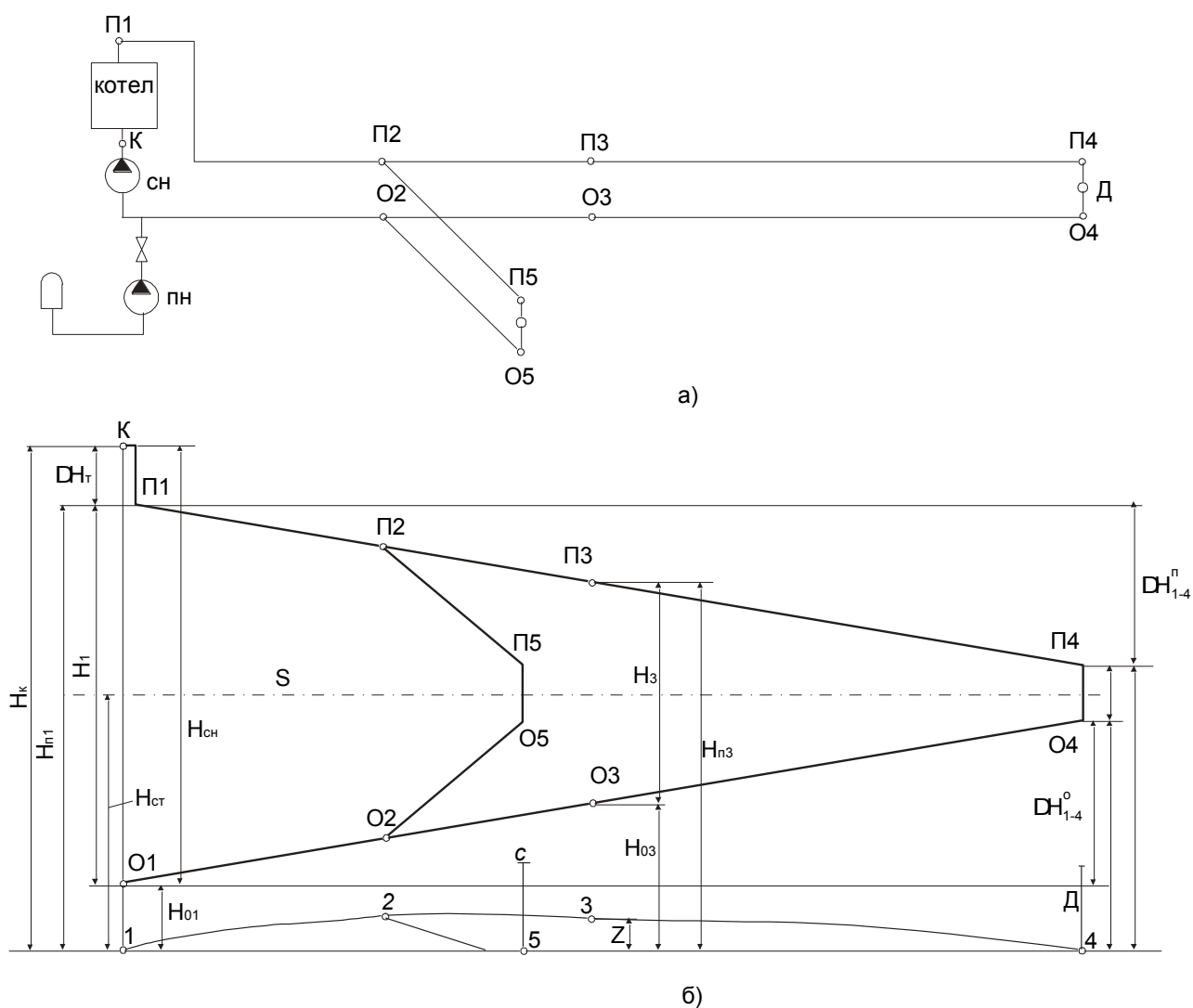


Рис. 6.2. Схема (а) и пьезометрический график (б) двухтрубной тепловой сети

Потеря напора в подающей линии на участке 1 – 4 есть $\Delta H_{1-4}^n = H_{n1} - H_{n4}$. Потеря напора в обратной линии на участке 1 – 4 есть $\Delta H_{1-4}^o = H_{o4} - H_{o1}$. При работе сетевого насоса напор $H_{ст}$ подпиточного насоса регулируется регулятором давления до H_{o1} . При остановке сетевого насоса в сети устанавливается статический напор $H_{ст}$, развиваемый подпиточным насосом. При гидравлическом расчете паропровода можно не учитывать профиль паропровода из-за малой плотности пара. Потери напора у абонентов, например $\Delta H_5 = H_{n5} - H_{o5}$ зависит от схемы присоединения абонента. При элеваторном смешении $\Delta H_э = 10 \div 15$ м, при безэлеваторном вводе – $\Delta H_{бэ} = 2 \div 5$ м, при наличии поверхностных подогревателей $\Delta H_{п} = 5 \div 10$ м, при насосном смешении $\Delta H_{нс} = 2 \div 4$ м.

Требования к режиму давления в тепловой сети:

а) в любой точке системы давление не должно превышать максимально допустимой величины. Трубопроводы системы теплоснабжения рассчитаны на 16 ата, трубопроводы местных систем – на давление 6-7 ата;

б) во избежание подсосов воздуха в любой точке системы давление должно быть не менее 1.5 ата. Кроме того это условие необходимо для предупреждения кавитации насосов;

в) в любой точке системы давление должно быть не меньше давления насыщения при данной температуре во избежание вскипания воды;

6.5. Особенности гидравлического расчета паропроводов

Диаметр паропровода рассчитывают исходя либо из допустимых потерь давления, либо из допустимой скорости пара. Предварительно задается плотность пара на расчетном участке.

- расчет по допустимым потерям давления.

Оценивают $R_{л} = \frac{P_{н} - P_{к}}{l(1 + \alpha)}$, $a = 0.3 \div 0.6$. По (6.9) рассчитывают диаметр

трубы.

- задаются скоростью пара в трубе. Из уравнения для расхода пара – $G = w r F$ находят диаметр трубы.

По ГОСТу подбирается труба с ближайшим внутренним диаметром. Уточняются удельные линейные потери и виды местных сопротивлений, рассчитываются эквивалентные длины. Определяется давление на конце трубопровода. Рассчитываются потери тепла на расчетном участке по нормируемым потерям тепла:

$$Q_{\text{пот}} = q_l l,$$

где q_l – потери тепла на единицу длины при заданной разности температур пара и окружающей среды с учетом потерь тепла на опорах, задвижках и т.п. Если q_l определено без учета потерь тепла на опорах, задвижках и т.п., то

$$Q_{\text{пот}} = q_l (t_{\text{ср}} - t^{\circ})(1 + b),$$

где $t_{\text{ср}}$ - средняя температура пара на участке,

t° – температура окружающей среды, зависящая от способа прокладки.

При наземной прокладке $t^{\circ} = t_{\text{но}}$, при подземной бесканальной прокладке $t^{\circ} = t_{\text{гр}}$ (температура грунта на глубине укладки), при прокладке в проходных и полупроходных каналах $t^{\circ} = 40 \div 50$ °С. При прокладке в непроходных каналах $t^{\circ} = 5$ °С. По найденным потерям тепла определяют изменение энтальпии пара на участке и значение энтальпии пара в конце участка.

$$\Delta i_{\text{уч}} = Q_{\text{пот}} / D,$$

$$i_{\text{к}} = i_{\text{н}} - \Delta i_{\text{уч}}.$$

По найденным значениям давления и энтальпии пара в начале и конце участка определяется новое значение средней плотности пара $r_{\text{ср}} = (r_{\text{н}} + r_{\text{к}}) / 2$. Если новое значение плотности отличается от ранее заданного более чем на 3 %, то поверочный расчет повторяют с уточнением одновременно и $R_{л}$.

6.6. Особенности расчета конденсатопроводов

При расчете конденсатопровода необходимо учитывать возможное парообразование при понижении давления ниже давления насыщения (вторичный пар), конденсацию пара за счет тепловых потерь и пролетный пар после конденсатоотводчиков. Количество пролетного пара определяется по характеристике конденсатоотводчика. Количество сконденсировавшегося пара определяется по потере тепла и теплоте парообразования. Количество вторичного пара определяется по средним параметрам на расчетном участке.

Если конденсат близок к состоянию насыщения, то расчет нужно вести как для паропровода. При транспорте переохлажденного конденсата расчет выполняется так же, как и для водяных сетей.

6.7. Режим давления в сети и выбор схемы абонентского ввода

1. Для нормальной работы потребителей тепла напор в обратной линии должен быть достаточен для заполнения системы, $H_o > \Delta H_{мс}$.
2. Давление в обратной линии должно быть ниже допустимого, $p_o > p_{доп}$.
3. Действительный располагаемый напор на абонентском вводе должен быть не меньше расчетного, $\Delta H_{аб} \geq \Delta H_{расч}$.
4. Напор в подающей линии должен быть достаточен для заполнения местной системы, $H_{п} - \Delta H_{аб} > H_{мс}$.
5. В статическом режиме, т.е. при выключении циркуляционных насосов, не должно быть опорожнения местной системы.
6. Статическое давление не должно превышать допустимое.

Статическое давление это давление, которое устанавливается после отключения циркуляционных насосов. Уровень статического давления (напора) обязательно указывается на пьезометрическом графике. Величина этого давления (напора) устанавливается исходя из ограничения величины давления для отопительных приборов и не должна превышать 6 ати (60 м). При спокойном рельефе местности уровень статического давления может быть

одним и тем же для всех потребителей. При больших колебания рельефа местности может быть два, но не более трех статических уровней.

На рис. 6.3 изображен график статических напоров и схема системы теплоснабжения. Высота зданий А, В и С одинакова и равна 35 м. Если провести линию статического напора на 5 метров выше здания С, то здания В и А окажутся в зоне напора в 60 и 80 м. Возможны следующие решения.

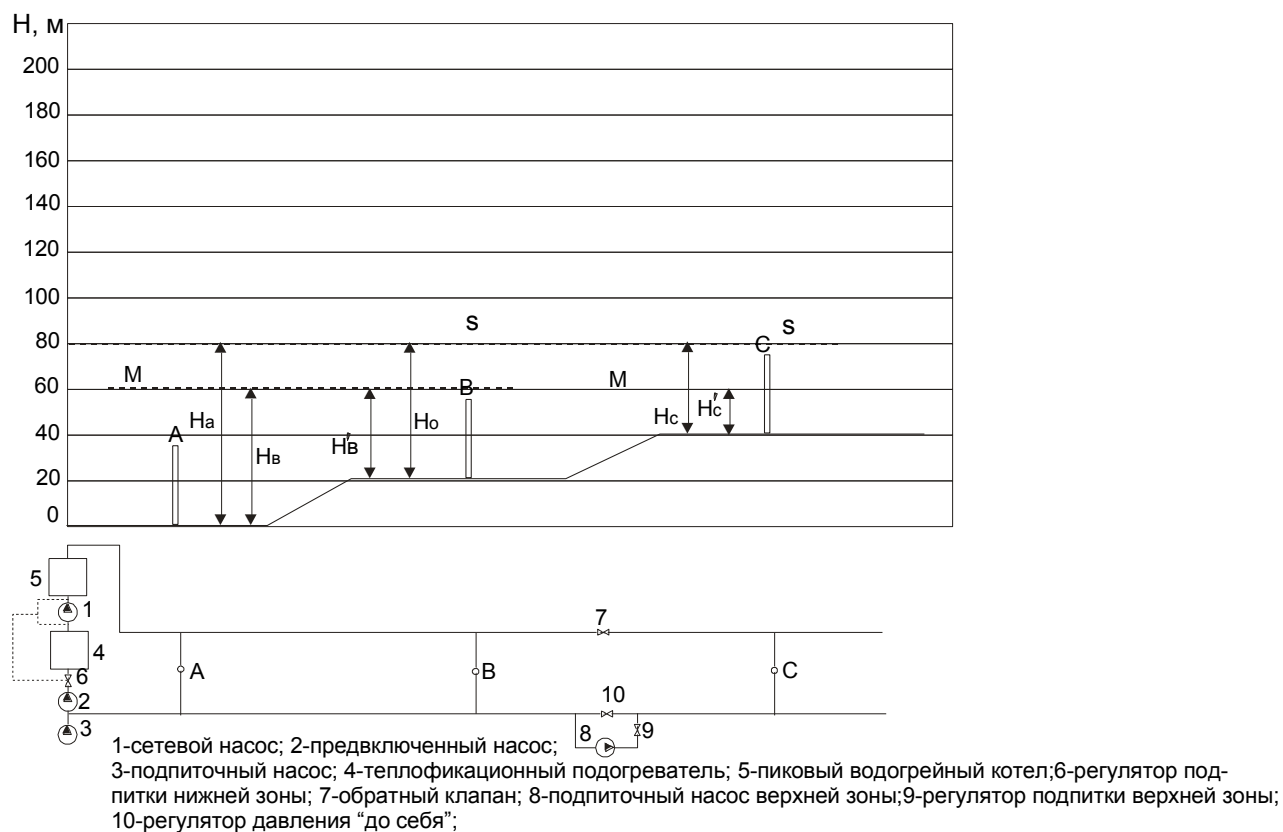


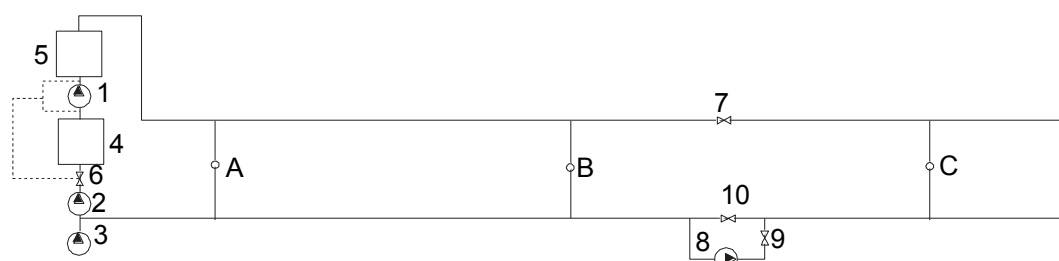
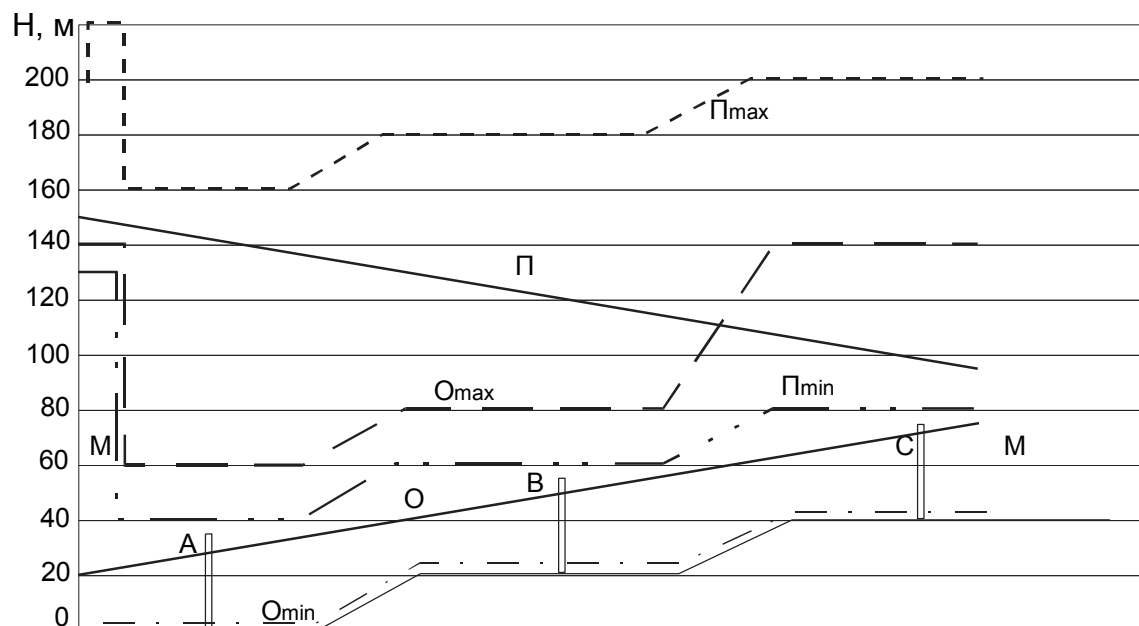
Рис. 6.3. График статических напоров системы теплоснабжения

7. Отопительные установки зданий А присоединяются по независимой схеме, а в зданиях В и С – по зависимой. В этом случае для всех зданий устанавливается общая статическая зона. Водоводяные подогреватели будут находиться под напором в 80 м, что допустимо с точки зрения прочности. Линия статических напоров – S - S.

8. Отопительные установки здания С присоединяются по независимой схеме. В этом случае полный статический напор можно выбрать по условиям прочности установок зданий А и В – 60 м. Этот уровень обозначен линией М – М.

9. Отопительные установки всех зданий присоединены по зависимой схеме, но зона теплоснабжения разделена на две части – одна на уровне М-М для зданий А и В, другая на уровне S-S для здания С. Для этого между зданиями В и С устанавливается обратный клапан 7 на прямой линии и подпиточный насос верхней зоны 8 и регулятор давления 10 на обратной линии. Поддержание заданного статического напора в зоне С осуществляется подпиточным насосом верхней зоны 8 и регулятором подпитки 9. Поддержание заданного статического напора в нижней зоне осуществляется насосом 2 и регулятором 6.

При гидродинамическом режиме работы сети вышеперечисленные требования тоже должны соблюдаться в любой точке сети при любой температуре воды.



1-сетевой насос; 2-предвключенный насос;
3-подпиточный насос; 4-теплофикационный подогреватель; 5-пиковый водогрейный котел;
6-регулятор подпитки нижней зоны; 7-обратный клапан; 8-подпиточный насос верхней зоны;
9-регулятор подпитки верхней зоны; 10-регулятор давления "до себя";

Рис. 6.4. Построение графика гидродинамических напоров системы теплоснабжения

10. Построение линий максимальных и минимальных пьезометрических напоров.

Линии допустимых напоров следуют за рельефом местности, т.к. принято, что трубопроводы прокладываются в соответствии с рельефом. Отсчет – от оси трубы. Если оборудование имеет существенные размеры по высоте, то минимальный напор отсчитывают от верхней точки, а максимальный – от нижней.

11. Линия P_{\max} – линия максимально допустимых напоров в подающей линии.

Для пиковых водогрейных котлов максимально допустимый напор отсчитывают от нижней точки котла (принимают, что она находится на уровне земли), а минимально допустимый напор – от верхнего коллектора котла. Допустимое давление для стальных водогрейных котлов 2.5 МПа. С учетом потерь принято на выходе из котла $H_{\max}=220$ м. Максимально допустимый напор в подающей линии ограничен прочностью трубопровода ($p_{\max}=1.6$ МПа). Поэтому на входе в подающую линию $H_{\max}=160$ м.

12. Линия O_{\max} – линия максимально допустимых напоров в обратной линии.

По условию прочности водоводяных подогревателей максимальное давление не должно быть выше 1.2 МПа. Поэтому максимальное значение напора равно 140 м. Величина напора для отопительных установок не может превышать 60 м.

Минимально допустимый пьезометрический напор определяют по температуре кипения, превышающую на 30 °С расчетную температуру на выходе из котла.

13. Линия P_{\min} – линия минимально допустимого напора в прямой линии

Минимально допустимый напор на выходе из котла определяется из условия нескипания в верхней точке – для температуры 180 °С.

Устанавливается 107 м. Из условия не вскипания воды при температуре 150 °С минимальный напор должен быть 40 м.

1.4. Линия O_{\min} – линия минимально допустимого напора в обратной линии. Из условия недопустимости подсосов воздуха и кавитации насосов принят минимальный напор в 5 м.

Действительные линии напоров в прямой и обратной линиях ни при каких режимах не могут выходить за пределы линий максимальных и минимальных напоров.

Пьезометрический график дает полное представление о действующих напорах при статическом и гидродинамическом режимах. В соответствии с этой информацией выбирается тот или иной метод присоединения абонентов.

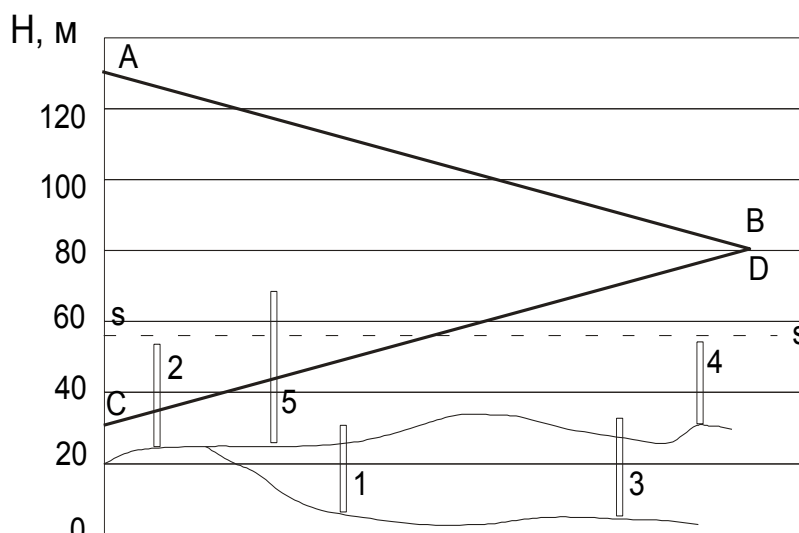


Рис. 6.5. Пьезометрический график

Здание 1. Располагаемый напор больше 15 м, пьезометрический – меньше 60 м. Можно отопительную установку присоединить по зависимой схеме с элеваторным узлом.

Здание 2. В этом случае также можно применить зависимую схему, но т.к. напор в обратной линии меньше высоты здания в узле присоединения нужно установить регулятор давления "до себя". Перепад давления на регуляторе должен быть больше разницы между высотой установки и пьезометрическим напором в обратной линии.

Здание 3. Статический напор в этом месте больше 60 м. Лучше всего применить независимую схему.

Здание 4. Располагаемый напор в этом месте меньше 10 м. Поэтому элеватор работать не будет. Нужно устанавливать насос. Его напор должен быть равен потерям напора в системе.

Здание 5. Нужно использовать независимую схему – статический напор в этом месте больше 60 м.

6.8. Гидравлический режим тепловых сетей

Потери давления в сети пропорциональны квадрату расхода:

$$\Delta p = S V^2.$$

Пользуясь формулой для расчета потерь давления, найдем S:

$$S = A_R \frac{\rho(l+l_0)}{d^{5.25}}.$$

Потери напора в сети определяются как:

$$\Delta H = S_n V^2,$$

$$\text{где } S_n = A_R \frac{l+l_0}{g d^{5.25}}.$$

При определении сопротивления всей сети действуют следующие правила:

1. При последовательном соединении элементов сети суммируются их сопротивления S:

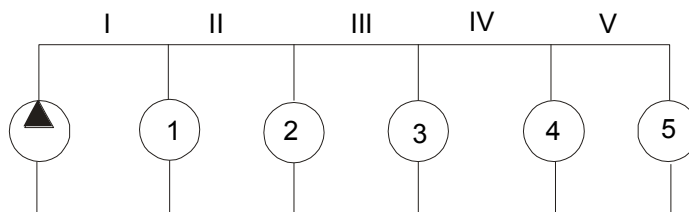
$$S_S = S_{Si}.$$

2. При параллельном соединении элементов сети суммируются их проводимости:

$$a = \frac{1}{\sqrt{S}} = \frac{G}{\sqrt{\Delta p}}.$$

$$a_{\Sigma} = a_1 + a_2 + \dots + a_n.$$

Одна из задач гидравлического расчета ТС – определение расхода воды у каждого абонента и в сети в целом. Обычно известны: схема сети, сопротивление участков и абонентов, располагаемый напор на коллекторе ТЭЦ или котельной.



1-5 - абонентские установки с ответвлениями;
I-V - участки магистрали

Рис. 6.6. Схема тепловой сети

Обозначим $S_I - S_V$ – сопротивления участков магистрали; $S_1 - S_5$ – сопротивления абонентов вместе с ответвлениями;

V – суммарный расход воды в сети, м³/с;

V_m – расход воды через абонентскую установку m ;

S_{I-5} – сопротивление элементов сети от участка I до ответвления 5;

$$S_{I-5} = S_I + S_{1-5},$$

где S_{1-5} – суммарное сопротивление абонентов 1-5 с соответствующими ответвлениями.

Расход воды через установку 1 найдем из уравнения:

$$S_1 V_1^2 = S_{1-5} V^2,$$

Отсюда:

$$\bar{V}_1 = \frac{V_1}{V} = \sqrt{\frac{S_{1-5}}{S_1}}.$$

Для абонентской установки 2:

$$S_2 V_2^2 = S_{2-5} (V - V_1)^2.$$

Разность расходов $V - V_1$ найдем из уравнения:

$$S_{II-5} (V - V_1)^2 = S_{1-5} V^2, \text{ где } S_{II-5} = S_{II} + S_{2-5}.$$

Отсюда:

$$\bar{V}_2 = \frac{V_2}{V} = \sqrt{\frac{S_{1-5}}{1} \frac{S_{2-5}}{S_{II-5}} \frac{1}{S_2}}.$$

Для установки 3 получим:

$$\bar{V}_3 = \sqrt{\frac{S_{1-5}}{1} \frac{S_{2-5}}{S_{II-5}} \frac{S_{3-5}}{S_{III-5}} \frac{1}{S_3}}.$$

S_{3-5} - сопротивление тепловой сети со всеми ответвлениями от абонента 3 до последнего абонента 5 включительно;

$S_{III-5} = S_{III} + S_{3-5}$, S_{III} - сопротивление участка III магистрали.

Для некоторого m -го потребителя из n относительный расход воды находится по формуле:

$$\bar{V}_m = \sqrt{\frac{S_{1-n}}{1} \frac{S_{2-n}}{S_{II-n}} \frac{S_{3-n}}{S_{III-n}} \dots \frac{S_{m-n}}{S_{M-n}} \frac{1}{S_m}}.$$

По этой формуле можно найти расход воды через любую абонентскую установку, если известен суммарный расход в сети и сопротивления участков сети.

Относительный расход воды через абонентскую установку зависит от сопротивления сети и абонентских установок и не зависит от абсолютного значения расхода воды.

Если к сети присоединены n абонентов, то отношение расходов воды через установки d и m , где $d < m$, зависит только от сопротивления системы, начиная от узла d до конца сети, и не зависит от сопротивления сети до узла d .

Если на каком-либо участке сети изменится сопротивление, то у всех абонентов, расположенных между этим участком и концевой точкой сети, расход воды изменится пропорционально. В этой части сети достаточно определить степень изменения расхода только у одного абонента. При изменении сопротивления любого элемента сети изменится расход как в сети, так и у всех потребителей, что приводит к разрегулировке. Разрегулировки в сети бывают соответственные и пропорциональные. При соответственной

разрегуливке совпадает знак изменения расходов. При пропорциональной разрегуливке совпадает степень изменения расходов.

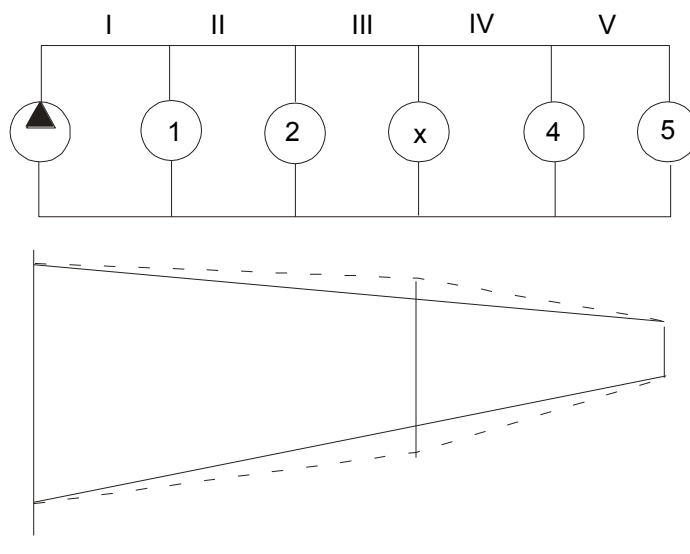


Рис. 6.7. Изменение напоров сети при отключении одного из потребителей

Если от тепловой сети отключится абонент X, то суммарное сопротивление сети увеличится (параллельное соединение). Расход воды в сети уменьшится, потери напора между станцией и абонентом X уменьшатся. Поэтому график напора (пунктир) пойдет выше. Располагаемый напор в точке X увеличится, поэтому расход в сети от абонента X до конечной точки сети увеличится. У всех абонентов от точки X до конечной точки степень изменения расхода будет одинакова – пропорциональная разрегуливка:

$$\varphi = \frac{V_{n \text{ о с л е } i d e m}}{V_{\partial o}}$$

У абонентов между станцией и точкой X степень изменения расхода будет разной. Минимальная степень изменения расхода будет у первого абонента непосредственно у станции – $f=1$. По мере удаления от станции $f > 1$ и увеличивается. Если на станции изменится располагаемый напор, то суммарный расход воды в сети, а также расходы воды у всех абонентов изменятся пропорционально корню квадратному из располагаемого напора на станции.

6.9. Сопротивление сети

Суммарная проводимость сети:

$$\frac{1}{\sqrt{S_{1-n}}} = \frac{1}{\sqrt{S_I}} + \frac{1}{\sqrt{S_{II-n}}}, \text{ отсюда:}$$

$$S_{1-n} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\sqrt{S_I}} + \frac{1}{\sqrt{S_{II-n}}}\right)^2} = S_I \frac{1}{\left(1 + \sqrt{\frac{S_I}{S_{II-n}}}\right)^2}.$$

По аналогии:

$$S_{2-n} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\sqrt{S_2}} + \frac{1}{\sqrt{S_{III-n}}}\right)^2} = S_2 \frac{1}{\left(1 + \sqrt{\frac{S_2}{S_{III-n}}}\right)^2} \text{ и}$$

$$S_{m-n} = S_m \frac{1}{\left(1 + \sqrt{\frac{S_m}{S_N + S_n}}\right)^2}.$$

Расчет сопротивления сети ведется от наиболее удаленного абонента.

6.10. Включение насосных подстанций

Насосные подстанции могут устанавливаться на подающем, обратном трубопроводах, а также на перемычке между ними. Сооружение подстанций вызывается неблагоприятным рельефом, большой дальностью передачи, необходимостью увеличения пропускной способностью и т.д.

Установка насоса на подающей или обратной линиях

При установке насосной подстанции (НП) на подающей или обратной линиях расходы воды у потребителей, расположенных между станцией и НП уменьшаются, а у потребителей после НП – возрастают. В расчетах насос учитывается как некоторое гидравлическое сопротивление.

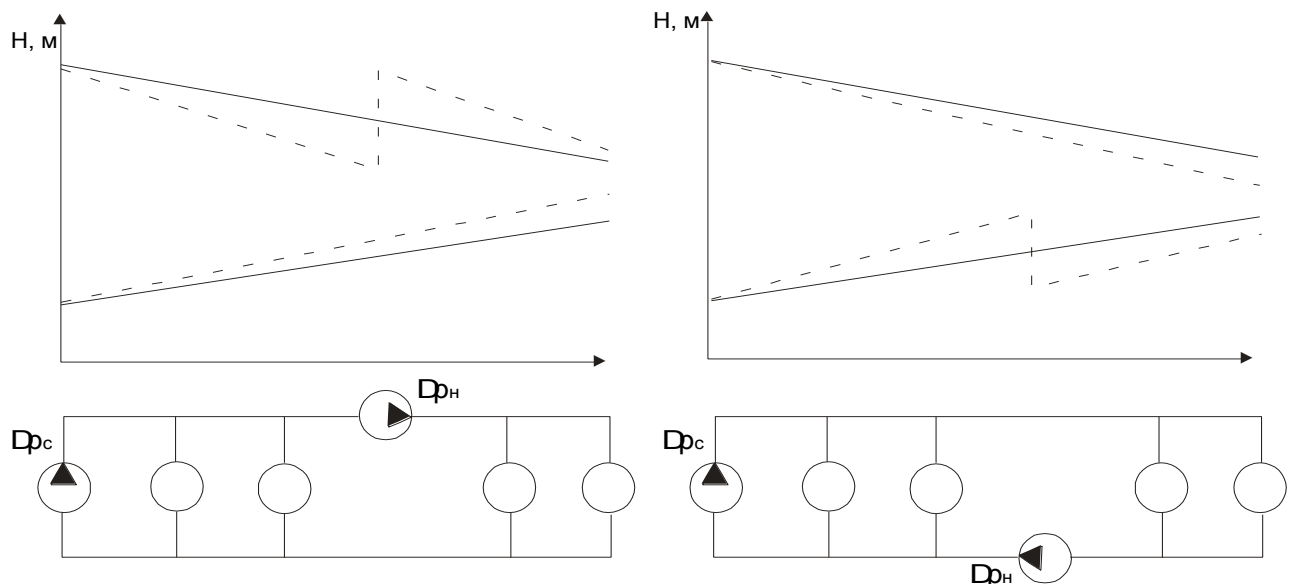


Рис. 6.8. Установка насоса на подающей или последовательной линиях (последовательная работа)

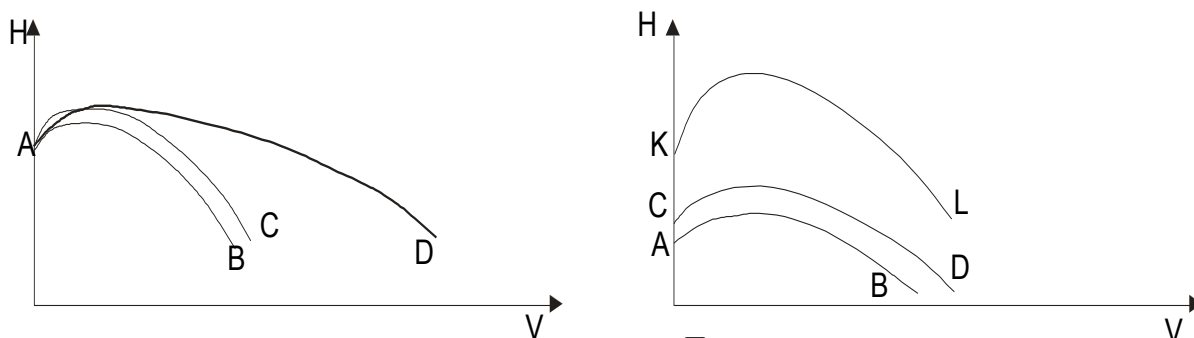
Расчет гидравлического режима сети с НП ведут методом последовательных приближений:

- Задаются отрицательным значением гидравлического сопротивления насоса

$$S_H = -\frac{\Delta p_H}{V_H^2} \quad (6.10)$$

- Рассчитывают сопротивление в сети, расходы воды в сети и у потребителей

- Уточняются расход воды и напор насоса и его сопротивление по (6.10).



Параллельная работа насосов

Последовательное включение насосов

Рис. 6.10. Суммарные характеристики последовательно и параллельно включенных насосов

При параллельном включении насосов суммарная характеристика получается путем суммирования абсцисс характеристик. При последовательном включении насосов суммарная характеристика получается суммированием ординат характеристик. Степень изменения подачи при параллельном включении насосов зависит от вида характеристики сети. Чем меньше сопротивление сети, тем эффективнее параллельное включение и наоборот.

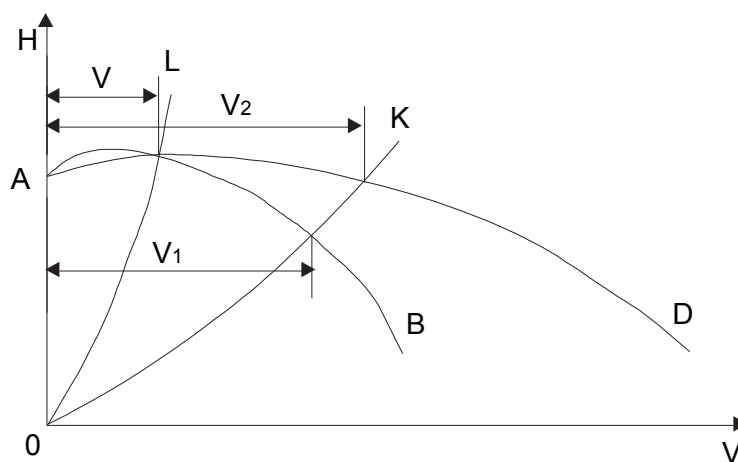


Рис. 6.11. Параллельное включение насосов

AB — характеристика одного насоса; AD — суммарная характеристика двух насосов. Если характеристика сети OK , то при работе одного насоса в сеть подается расход воды V_1 , а при работе двух насосов — V_2 . То есть, два насоса подают воды больше, чем один. Если характеристика сети имеет вид OL , то подача воды остается одной и той же при работе и одного насоса, и двух.

При последовательном включении насосов суммарная подача воды всегда больше, чем подача воды каждым из насосов в отдельности. Чем больше сопротивление сети, тем эффективнее последовательное включение насосов.

Установка насоса на перемычке между подающей и обратной линиях

При установке насоса на перемычке температурный режим до и после НП неодинаков.

Для построения суммарной характеристики двух насосов предварительно характеристику насоса A переносят в узел 2, где установлен насос B (рис. 6.12).

На приведенной характеристике насоса А2 - 2 напоры при любом расходе равны разности действительного напора этого насоса и потери напора в сети С для этого же расхода:

$$H_{A2} = H_{A1} - \Delta H_c.$$

После приведения характеристик насосов А и Б к одному и тому же общему узлу они складываются по правилу сложения параллельно работающих насосов. При работе одного насоса Б напор в узле 2 равен H'_B , расход воды V'_B . При подключении второго насоса А напор в узле 2 возрастает до $H > H'_B$, а суммарный расход воды увеличивается до $V > V'_B$. Однако непосредственная подача насоса Б при этом уменьшается до $V''_B < V'_B$.

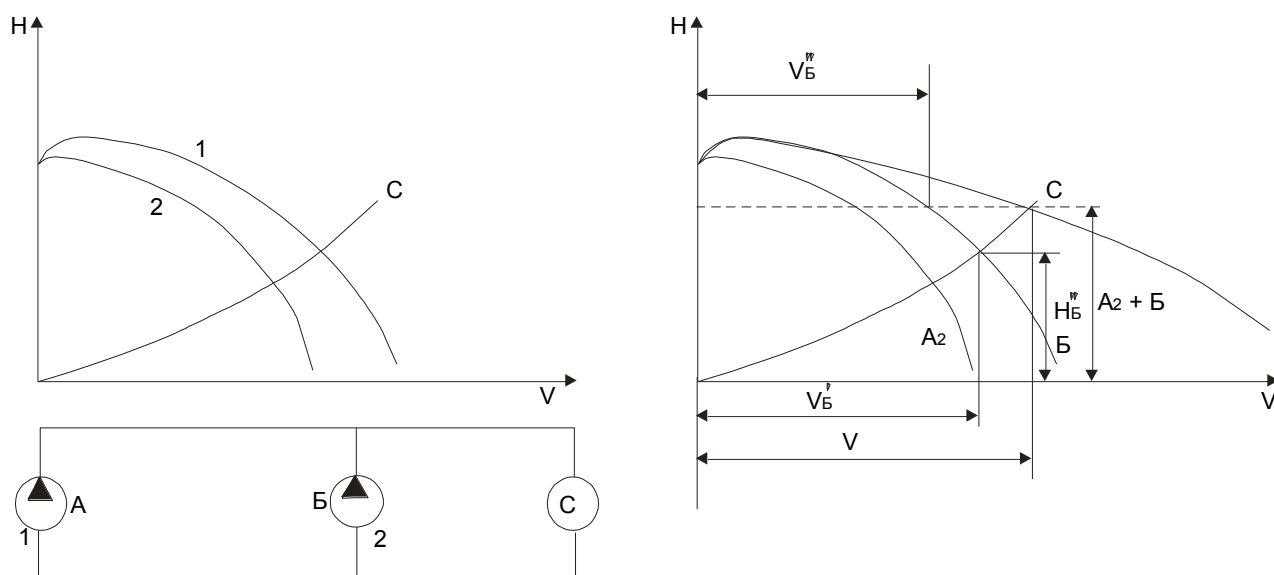


Рис.6.12. Построение гидравлической характеристики системы с двумя насосами в разных узлах

6.11. Работа сети с двумя источниками питания

Если ТС питается от нескольких источников тепла, то в магистральных линиях возникают точки встречи потоков воды от разных источников. Положение этих точек зависит от сопротивления ТС, распределения нагрузки вдоль магистрали, располагаемых напоров на коллекторах ТЭЦ. Суммарный расход воды в таких сетях, как правило, задан.

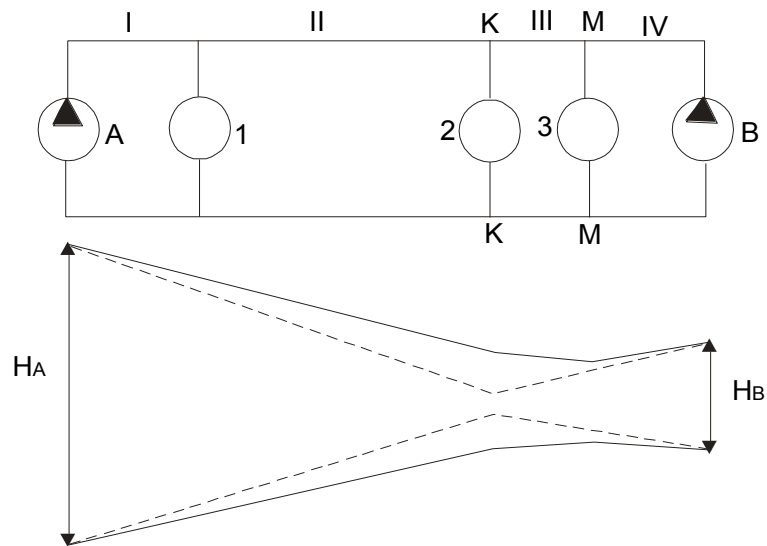


Рис. 6.13. Схема ТС, питаемой от двух источников

Точка водораздела находится следующим образом. Задаются произвольными значениями расхода воды на участках магистрали исходя из 1-го закона Кирхгофа. Определяют невязки напора на основе 2-го закона Кирхгофа. Если при предварительно выбранном распределении расхода водораздел выбран в т.К, то второе уравнение Кирхгофа запишется в виде:

$$S_I V_I^2 + S_{II} V_{II}^2 - S_{III} V_{III}^2 - S_{IV} V_{IV}^2 - \Delta H \rho g = \Delta p,$$

$$\Delta H = H_A - H_B.$$

По 2-му закону Кирхгофа определяется невязка потерь давления Δp . Чтобы сделать невязку давления равной нулю, нужно ввести в расчет поправку расхода – увязочный расход. Для этого в уравнении полагают $\Delta p = 0$ и вместо V вводят $V + dV$ или $V - dV$. Получим:

$$\delta V = \frac{\Delta p}{2 \sum_{i=1}^N S_i V_i}.$$

Знак Δp равен знаку dV . Далее уточняется распределение расхода на участках сети. Для поиска точки водораздела проверяются два расположенных рядом потребителя.

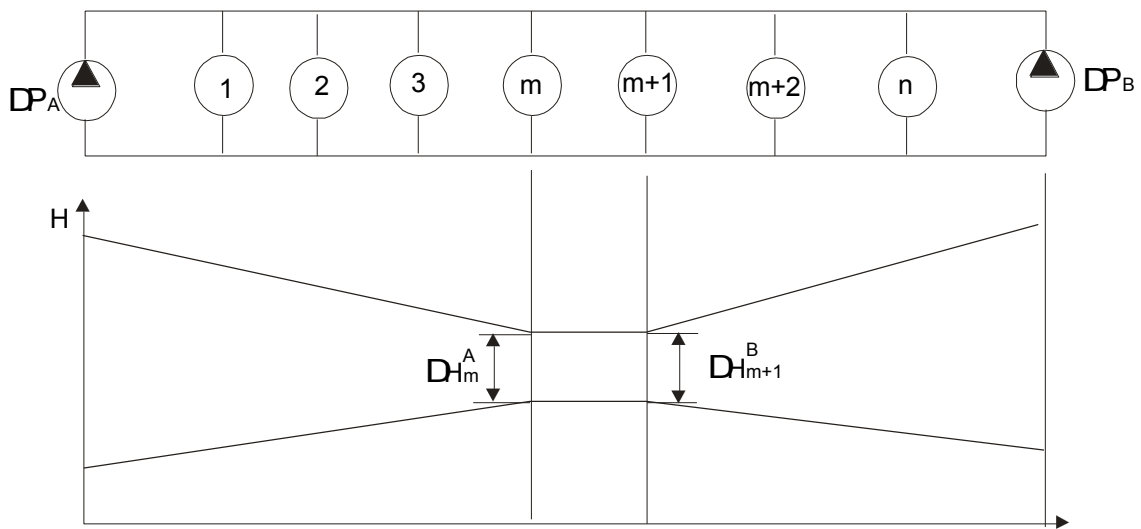


Рис. 6.14. Определение положения точки водораздела

а) Точка водораздела находится между потребителями m и $m+1$. В этом случае $\Delta P_m^A = \Delta P_{m+1}^B$. Здесь ΔP_m^A - перепад давления у потребителя m при питании от станции А. ΔP_{m+1}^B - перепад давления у потребителя $m+1$ при питании от станции В.

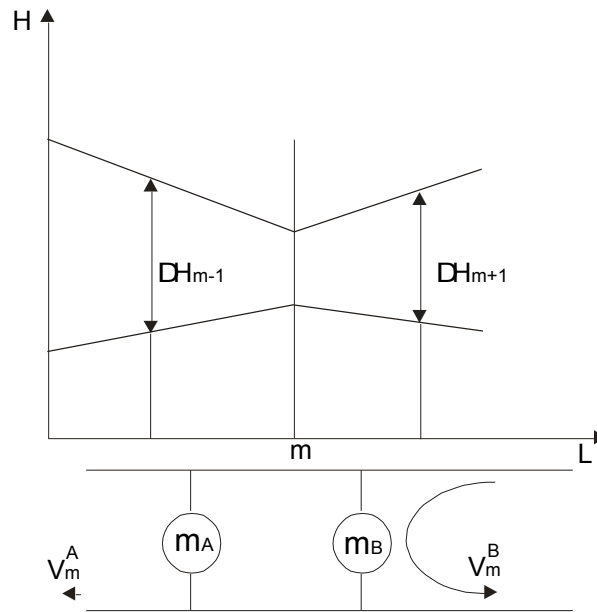
Пусть точка водораздела находится между потребителями 1 и 2. Тогда:

$$\Delta P_1^A = \Delta P_A \frac{S_1}{S_I + S_1};$$

$$\Delta P_2^B = \Delta P_B \frac{S_{n-2}}{S_{N+1-2}} \frac{S_{n-1,2}}{S_{N,2}} \dots \frac{S_2}{S_{II}}.$$

Если эти два перепада давления равны, то точка водораздела находится между потребителями 1 и 2. Если нет, то проверяется следующая пара потребителей, и т.д. Если ни для одной пары потребителей не обнаружено равенство располагаемых напоров, это означает, что точка водораздела находится у одного из потребителей.

б) Точка водораздела находится у потребителя m , у которого $\Delta P_{m-1}^A > \Delta P_m^B$, $\Delta P_m^A < \Delta P_{m+1}^B$.



$$\frac{1}{\sqrt{S}} = \frac{1}{\sqrt{S_{mA}}} + \frac{1}{\sqrt{S_{mB}}}, \quad (6.11)$$

Расчет ведется в следующем порядке.

1. Задаются одним из сопротивлений S_{mA} или S_{mB} .
2. По уравнению (6.11) рассчитывают второе.
3. Рассчитывают сопротивление сети и расходы воды, питаемой от станций А и В.
4. Рассчитывают расходы воды у потребителя - V_m^A и V_m^B .
5. Проверяется выполнение условия:

$$\Delta P_{mA}^A = \Delta P_{mB}^B,$$

$$S_{mA} (V_m^A)^2 = S_{mB} (V_m^B)^2.$$

6.12. Кольцевая сеть

Кольцевую сеть можно рассматривать как сеть с двумя источниками питания с равными напорами сетевых насосов. Положение точки водораздела в подающей и обратной магистралях совпадает, если сопротивления подающей и обратной линий одинаковы и нет подкачивающих насосов. В противном случае положения точки водораздела в подающей и обратной линиях нужно

определять отдельно. Установка подкачивающего насоса приводит к смещению точки водораздела только в той линии, на которой он установлен.

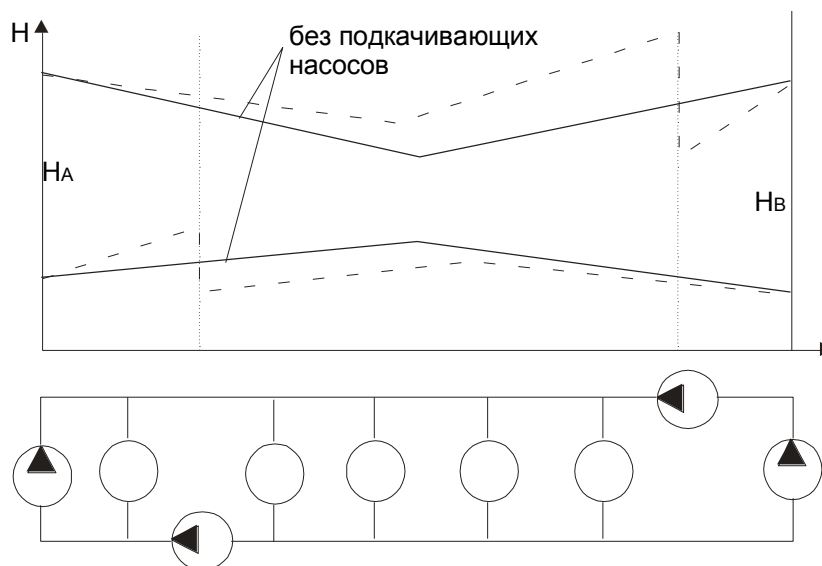


Рис. 6.15. График напоров в кольцевой сети

В этом случае $H_A = H_B$.

6.13. Включение насосных подстанций в сети с двумя источниками питания

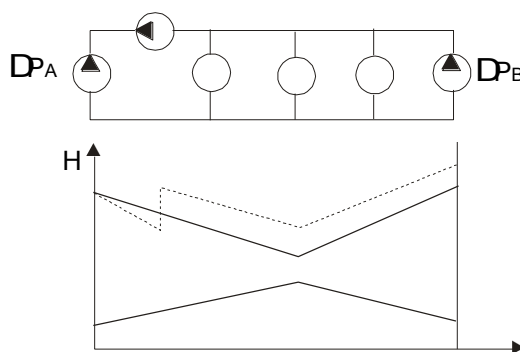


Рис. 6.16.

При установке подкачивающих насосов на подающей или обратной линии положение точки водораздела смещается в направлении подкачивающего насоса (по подающей линии). Новое положение точки водораздела может быть определено так же, как и ранее, принимая напор на станции равным:

$$\Delta P_A + \Delta P_{n.н.}$$

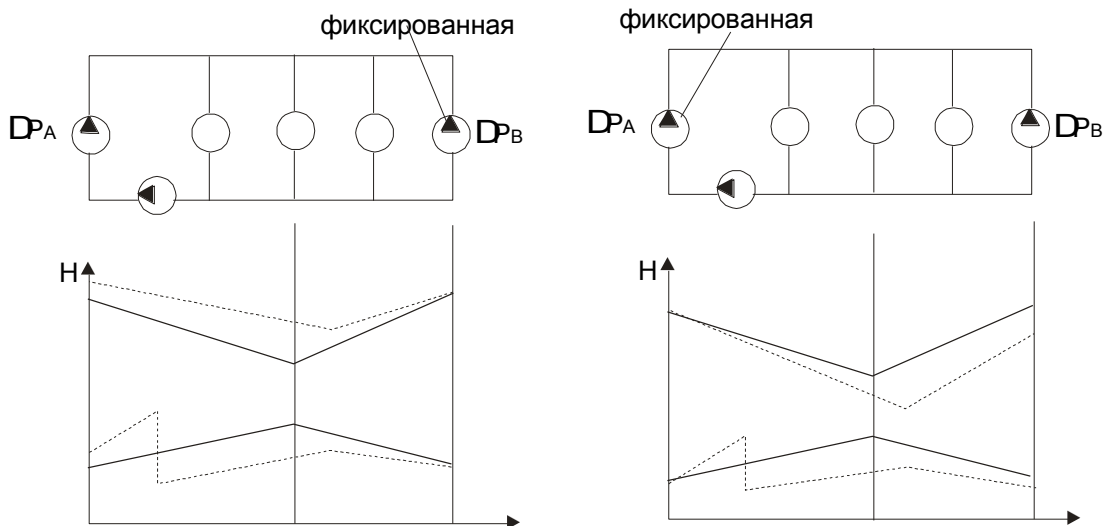


Рис. 6.17.

Для стабилизации режима давления при наличии подкачивающего насоса на одной из станций напор на входном коллекторе поддерживается постоянным. Эту станцию называют фиксированной, другие станции – свободными. При установке подкачивающего насоса напор во входном коллекторе свободной станции меняется на величину $\pm \Delta H_{nH}/2$.

6.14. Гидравлический режим открытых систем теплоснабжения

Основная особенность гидравлического режима открытых систем теплоснабжения заключается в том, что при наличии водоразбора расход воды в обратной линии меньше, чем в подающей. Практически эта разность равна водоразбору.

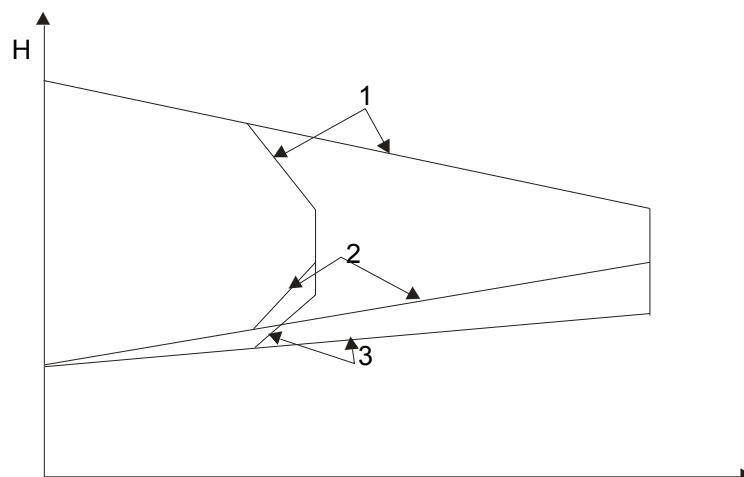


Рис. 6.18. Пьезометрический график открытой системы:
 1-подающая линия; 2-обратная линия при отсутствии водоразбора; 3-обратная линия при наличии водоразбора

Пьезометрический график подающей линии остается постоянным при любом водоразборе из обратной линии, так как расход в подающей линии поддерживается постоянным с помощью регуляторов расхода на абонентских вводах. С увеличением водоразбора уменьшается расход в обратной линии и пьезометрический график обратной линии становится более пологим. Когда водоразбор равен расходу в подающей линии, расход в обратной равен нулю и пьезометрический график обратной линии становится горизонтальным. При одинаковых диаметрах прямой и обратной линий и отсутствии водоразбора графики напора в прямой и обратной линиях симметричны. При отсутствии водоразбора на ГВС расход воды равен расчетному расходу на отопление – V_o – в прямом и обратном трубопроводах. При водоразборе полностью из прямой линии расход воды в обратной линии равен расходу на отопление, а в подающей линии – сумме расходов на отопление и ГВС. При этом снижается располагаемый напор на системе отопления и расход воды V_o меньше расчетного. При водоразборе только из обратной линии располагаемый напор на систему отопления выше расчетного. Потери давления складываются из потерь давления в подающей линии, системе отопления и обратной линии.

$$\Delta P_c = \Delta P_n + \Delta P_o + \Delta P_{o\delta},$$

где:

- При отсутствии нагрузки ГВС:

$$\Delta P_c = S_n (V_o^p)^2 + S_o (V_o^p)^2 + S_{o\delta} (V_o^p)^2 = (S_n + S_o + S_{o\delta}) (V_o^p)^2 \quad (6.12)$$

- При наличии водоразбора на ГВС:

$$\Delta P_c = S_n (V_o + \beta V_{z\delta})^2 + S_o V_o^2 + S_{o\delta} [V_o - (1 - \beta) V_{z\delta}]^2 \quad (6.13)$$

Делим (6.13) на (6.12). Обозначим:

$$\alpha = \frac{\Delta P_c}{\Delta P_c^p};$$

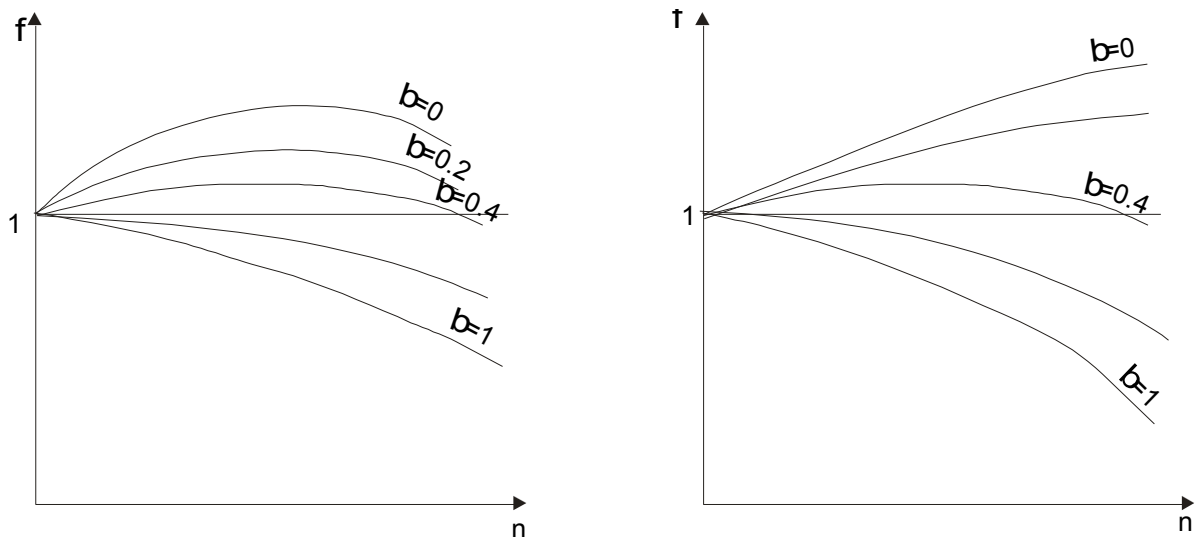
$$\bar{S}_i = \frac{S_i}{S_n + S_o + S_{o\bar{o}}};$$

$$\varphi = \frac{V_o}{V_o^p};$$

$$n = \frac{V_{z\text{ в с}}}{V_o^p}.$$

$$\alpha = \bar{S}_n(\varphi + \beta n)^2 + \bar{S}_o\varphi^2 + \bar{S}_{o\bar{o}}[\varphi - (1 - \beta)n]^2 \quad (6.14)$$

Из уравнения (6.14) можно найти f .



$\bar{S}_{o1} > \bar{S}_{o2}$
Рис. 6.19.

1. При разборе воды на ГВС из подающей линии расход через систему отопления падает. При разборе из обратной линии – растет. При $b=0.4$ расход воды через систему отопления равен расчетному.

2. Степень изменения расхода воды через систему отопления – n - тем выше, чем выше нагрузка ГВС.

3. Степень изменения расхода воды через систему отопления тем больше, чем меньше сопротивление системы.

Увеличение водоразбора на ГВС может привести к ситуации, когда вся вода после системы отопления будет поступать на водоразбор ГВС. При этом расход воды в обратном трубопроводе будет равен нулю.

$$\Delta P_{o\delta} = 0.$$

Из (6.14):

$$\bar{S}_o \delta \left[\varphi - (1 - \beta) n_{кр}^{o\delta} \right]^2 = 0,$$

Откуда:

$$\varphi = (1 - \beta) n_{кр}^{o\delta} \quad (6.15)$$

Подставим (6.15) в (6.14) и найдем $n_{кр}^{o\delta}$:

$$n_{кр}^{o\delta} = \sqrt{\frac{\alpha}{\bar{S}_n + \bar{S}_o (1 - \beta)^2}}.$$

При $n > n_{кр}^{o\delta}$ вода на ГВС начинает поступать из обратной линии и после системы отопления. При этом давление в системе отопления падает и при некотором значении нагрузки ГВС избыточное давление станет равным 0. В этом случае вода в систему отопления поступать не будет, а на ГВС вода будет поступать из подающей и обратной линий. Это – критический режим для системы отопления – $f=0$. Из (6.14):

$$\alpha = \bar{S}_n \left(\beta n_{кр}^{om} \right)^2 - \bar{S}_o \delta (1 - \beta)^2 \left(n_{кр}^{om} \right)^2. \quad \text{Знак "-" означает, что направление}$$

движения в обратной линии изменилось на противоположное. Отсюда найдем

$$n_{кр}^{om} = \sqrt{\frac{\alpha}{\bar{S}_n \beta^2 - \bar{S}_o \delta (1 - \beta)^2}}.$$

Условие выравнивания режима - $\bar{S}_n \beta^2 > \bar{S}_o \delta (1 - \beta)^2$. Для поддержания V_o на расчетном уровне целесообразно работать с переменным напором сетевых насосов на станции.

7. Оборудование тепловых сетей

7.1. Прокладка трубопроводов

Прокладка может быть наземной и подземной. Наземные теплопроводы разрешается прокладывать только в малонаселенной местности, либо по территории промышленного предприятия. Трубопроводы прокладываются по низким опорам, либо на мачтах, эстакадах и т.п. Не допускается прокладка по фасаду здания.

Подземная прокладка может быть канальная или бесканальная. Каналы могут быть проходные, полупроходные и непроходные. Проходные – при большом скоплении коммуникаций. Размеры канала - из условия свободного прохода человека. Полупроходные сооружаются когда трубопроводы требуют постоянного наблюдения, а сооружение проходных каналов экономически нецелесообразно. Размеры полупроходных каналов выбираются из условия прохода человека в полусогнутом состоянии ($h_{в\ свету} \geq 1.4\text{м}$).

Проходные и полупроходные каналы должны быть оснащены системой вентиляции, поддерживающей температуру воздуха в канале не выше 50°C , иметь освещение ($u < 30\text{ В}$), иметь устройство для отвода дренажных вод, через каждые 200 метров должны быть люки.

Непроходные каналы – из готовых железобетонных конструкций. Размер канала зависит от диаметра прокладываемого трубопровода. В местах скопления арматуры делаются теплофикационные колодцы, павильоны, камеры.

Прокладка бесканальная может быть в литых, шамотных и засыпных конструкциях.

Трубопроводы, проложенные под землей, находятся в условиях, способствующих коррозии. Для защиты трубопроводов от влаги нужна гидроизоляция трубопровода (на сам трубопровод): покрытие гидрозолом, эмалирование, нанесение пленочных покрытий.

Для защиты от увлажнения на поверхность тепловой изоляции обязательно накладывается покрывной слой.

Для снижения уровня грунтовых вод делается попутный дренаж (с одной или двух сторон трубопровода укладываются керамические трубы $d > 250$ мм через каждые 40 метров сооружают колодцы для прочистки дренажа).

Для защиты от блуждающих токов используют:

1. Катодную защиту. В грунт закладывают электроды и подают напряжение.

2. Электрическое секционирование трубопроводов. В этом случае элементы трубопроводов соединяются с использованием фланцев между которыми закладывают электроизоляционный материал.

3. Увеличение электрического сопротивления. На переходе рельсы – грунт (укладка рельсов на слой гравия), увеличение электросопротивления грунта (спец. добавки в почву), применение электроизоляционных покровных материалов, прокладка труба в трубе.

7.2. Опоры трубопроводов

Опоры делят на свободные и неподвижные. Свободные опоры воспринимают вес трубопровода с тепловой изоляцией, теплоносителем и позволяют трубопроводу свободно перемещаться.

Неподвижные опоры воспринимают усилия внутреннего давления, реакцию компенсаторов и свободных опор. Они фиксируют положение трубопроводов.

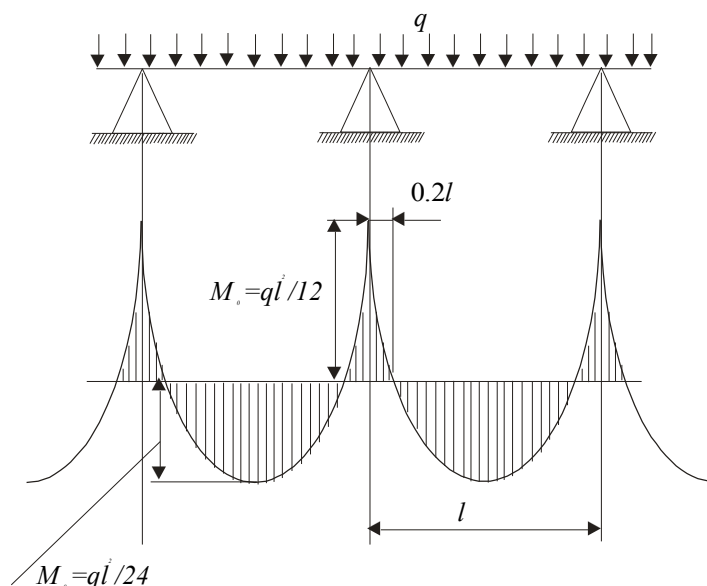


Рис. 7.1.

Удельная нагрузка:

$$q_B = \sqrt{q_2^2 + q_6^2}.$$

q_B – вес трубопровода с изоляцией и снеговым покрытием на 1 м трубы.

q_2 – горизонтальная составляющая (ветровое усилие).

$$q_2 = \kappa \frac{W_B^2}{2} \rho_B d_H;$$

κ – аэродинамический коэффициент (1.4÷1.6);

W_B, ρ_B – скорость и плотность воздуха;

d_H – диаметр тепловой изоляции.

Расстояние между свободными опорами определяется либо по допустимым напряжениям на изгиб, либо по допустимой стреле прогиба y .

Максимальный изгибающий момент на опоре определяется по выражению:

$$M_{\max} = \frac{ql^2}{12}.$$

Стрела прогиба трубопровода определяется по формуле:

$$y = \frac{M_{\max}}{384EJ},$$

где EJ – жёсткость трубы;

E – модуль Юнга;

J - момент инерции.

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W},$$

где W - полярный момент сопротивления трубы.

Отсюда:

$$l = \sqrt{\frac{12\sigma W}{q}} - \text{расстояние между опорами.}$$

Свободные опоры могут быть скользящими, роликовыми и катковыми.

Реакция на скользящей опоре определяется как:

$$N = Q_b \mu,$$

$$Q_b = 1.5 q_b l.$$

Здесь μ – коэффициент трения скольжения;

Q_b - вертикальное усилие на опоре.

Коэффициент 1.5 учитывает возможность провисания одной из опор.

Скользят опоры применяются для трубопроводов с диаметром меньше 400 мм.

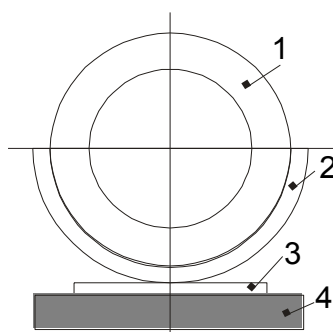


Рис.7.2. Скользящая опора:

1-тепловая изоляция; 2-опорный полуцилиндр; 3-скоба; 4-бетонный камень

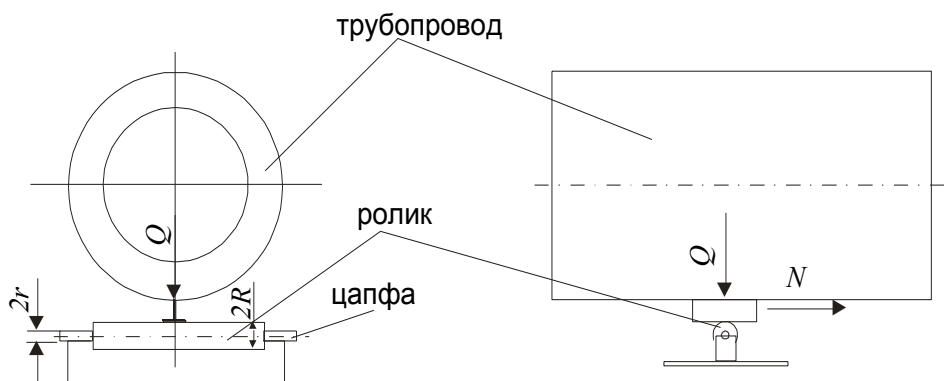


Рис.7.3. Роликовая опора

Горизонтальная реакция на роликовой опоре рассчитывается из условия равенства силовых моментов:

$$NR \geq Q_6 S + Q_6 \mu r,$$

Откуда:

$$N \geq Q_6 \frac{S + \mu r}{R};$$

где S – коэффициент трения качения;

m – коэффициент трения скольжения на поверхности цапфы;

r – радиус цапфы;

R – радиус ролика. Роликовые опоры применяются на трубопроводах среднего диаметра.

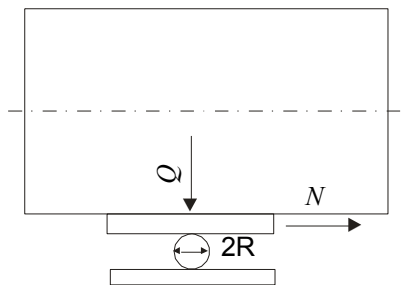


Рис.7.4. Катковая опора

Величина горизонтальной реакции определяется по формуле

$$N = Q_6 \frac{S_1 + S_2}{2R},$$

где S_1 – коэффициент трения качения при перемещении катка по опорной поверхности;

S_2 – коэффициент трения качения при перемещении стальной поверхности трубопровода по поверхности катка. Катковые опоры применяются на трубопроводах большого диаметра.

Из всех свободных опор наименьшее значение горизонтальной реакции имеют роликовые опоры.

В ряде случаев применяются также подвесные опоры.

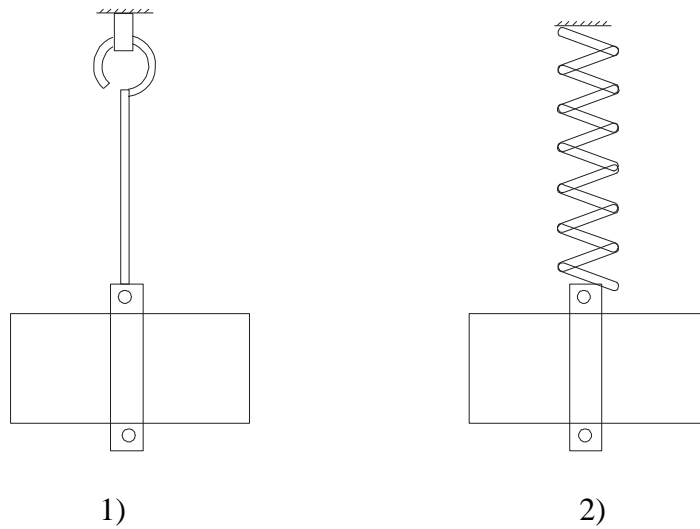


Рис.7.5. Подвесные опоры:
1-простая; 2-пружинная

Неподвижные опоры воспринимают реакцию внутреннего давления, свободных опор и компенсатора.

Результирующее усилие, действующее на неподвижную опору, может быть представлено в виде:

$$N = apF_v + \mu q_s \Delta l + \Delta S ,$$

где a – коэффициент, зависящий от направления действия осевых усилий внутреннего давления с обеих сторон опоры. Если опора разгружена от усилия внутреннего давления, то $a = 0$, иначе $a = 1$;

p – внутреннее давление в трубопроводе;

F_v – площадь внутреннего сечения трубопровода;

m – коэффициент трения на свободных опорах;

Δl – разность длин участков трубопровода с обеих сторон неподвижной опоры;

ΔS – разность сил трения осевых скользящих компенсаторов или сил упругости гибких компенсаторов с обеих сторон неподвижной опоры.

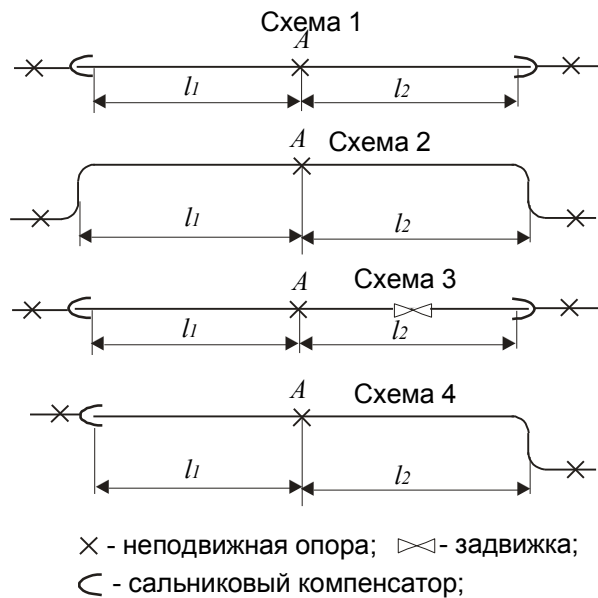


Рис. 7.6. Схемы расположения опор

Схема 1. С обеих сторон неподвижной опоры А расположены сальниковые компенсаторы. Торцевые сечения участков трубопровода с обеих сторон опоры А открыты. Осевое усилие внутреннего давления не передается ($a=0$).

Схема 2. С обеих сторон опоры А расположены участки с естественной компенсацией. Торцевые сечения участка закрыты отводами с обеих сторон опоры А. Усилия внутреннего давления передаются, но они противоположны и равны ($a=0$).

Схема 3. На трубопроводе установлена задвижка. При ее закрытии с обеих сторон может установиться разное давление. Появится осевое усилие ($a=1$).

Схема 4. С одной стороны – сальниковый компенсатор, с другой – гнутый (упругий) компенсатор. Осевое усилие внутреннего давления направлено от неподвижной опоры в сторону упругого компенсатора.

7.3. Компенсация температурных деформаций

Компенсация температурных деформаций стальных трубопроводов имеет исключительно важное значение при транспорте теплоносителя. При

нагреве в стенке трубы возникают большие разрушающие напряжения. Если отсутствует компенсация температурных напряжений, то это может привести к разрушению трубопровода. Удлинение трубы при повышении температуры на Δt можно рассчитать по формуле:

$$\Delta l = \alpha l (\tau - t_m),$$

где l – расстояние между неподвижными опорами;

t_m - температура при монтаже;

τ - коэффициент линейного удлинения;

α - для углеродистой стали $\alpha = 1.2 \cdot 10^{-5}$, 1/град.

Напряжение, возникающее при температурной деформации:

$$s = \frac{\Delta l}{l} E = \alpha \Delta t E ;$$

Усилие сжатия, возникающее при нагреве в прямолинейном трубопроводе без компенсации:

$$P = \sigma f = \alpha \Delta t E \pi d_{cp} \delta .$$

Для компенсации температурных деформаций используют различные пластичные вставки (компенсаторы).

По принципу действия компенсаторы разделяются на радиальные и осевые.

Осевые компенсаторы допускают перемещения трубопровода только по направлению оси. Их нельзя устанавливать близко к поворотам.

Осевые компенсаторы: сальниковые, линзовые (сильфонные).

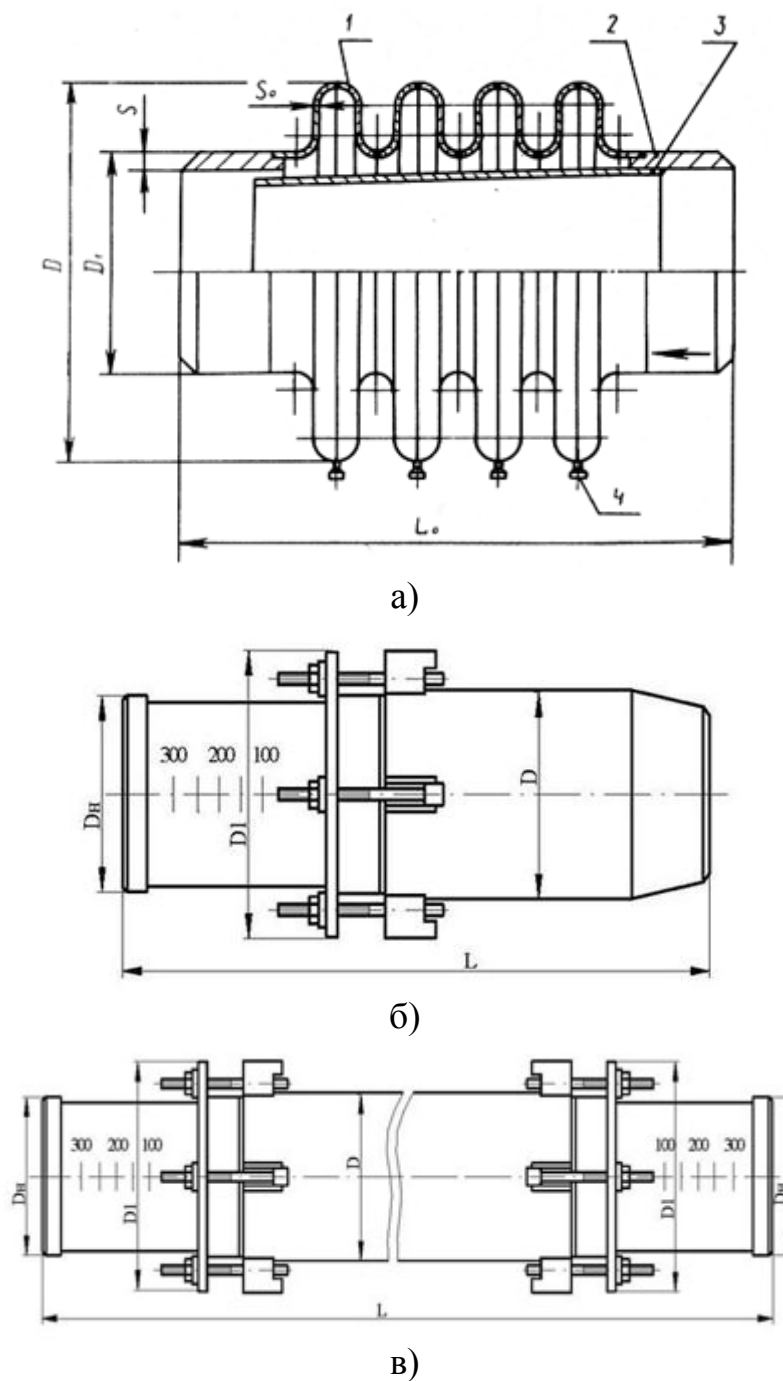


Рис. 7.7. Компенсаторы:

а - линзовый компенсатор (1-полугофра, 2-патрубок, 3-внутренний экран); б - односторонний сальниковый компенсатор; в - двухсторонний сальниковый компенсатор

Сальниковые компенсаторы изготавливают односторонние и двусторонние на давление до 1600 кПа для труб диаметром от 100 до 1000 мм. Односторонние сальниковые компенсаторы применяют в трубопроводах с условным проходом, Ду от 100 мм до 1400 мм. Двухсторонние сальниковые компенсаторы используют в трубопроводах с условным проходом, Ду: от 100

мм до 800 мм. Они имеют малые габариты, большую компенсирующую способность, оказывают незначительное сопротивление протекающей воде и состоят из корпуса с фланцем на уширенной передней части. В корпус компенсатора вставлен подвижный стакан с фланцем для установки компенсатора на трубопроводе.

Чтобы сальниковый компенсатор не пропускал теплоноситель, в промежутке между корпусом и стаканом укладывают сальниковую набивку, которую сжимают фланцевым вкладышем при помощи шпилек, ввинчиваемых в корпус компенсатора. Компенсаторы крепят к неподвижным опорам.

Линзовые компенсаторы предназначены для компенсации температурных линейных расширений за счет перемещения сальфона (сжатия и растяжения) в осевом направлении. Компенсаторы изготавливают из сваренных между собой штампованных полугофров с U-образным профилем, образующих осевую деталь компенсатора – сальфон. К крайним деталям компенсатора приварены патрубки. Линзовые компенсаторы устанавливаются на трубопроводах низкого давления – до 0.5 МПа.

Максимально допустимое температурное удлинение трубопровода Δl , см, которое может быть компенсировано отводом под углом 90° , должно определяться по формуле:

$$\Delta l = \frac{2R}{3Ed_1} \cdot \frac{(l_1 + r)^3 + 0,07r^3}{l_1 + r};$$

где R — расчетное сопротивление разрушению материала труб, МПа;

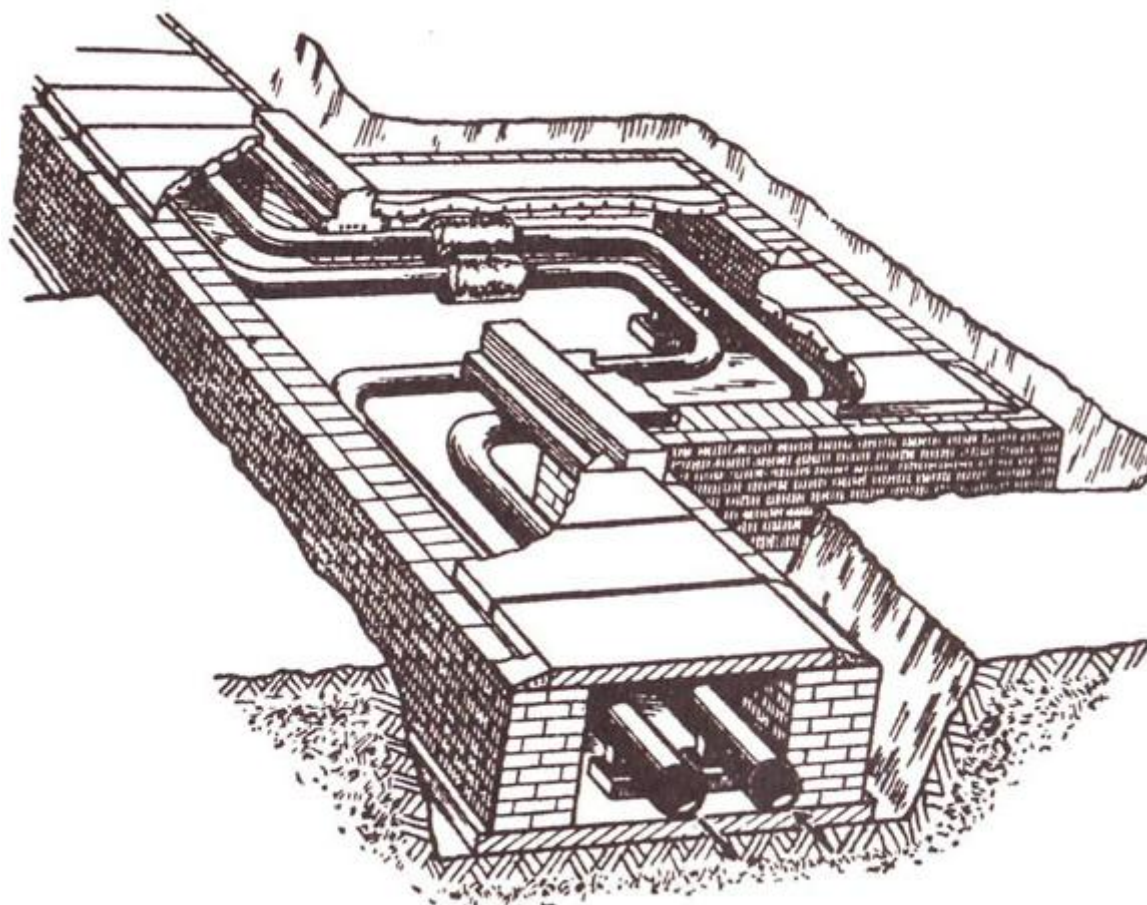
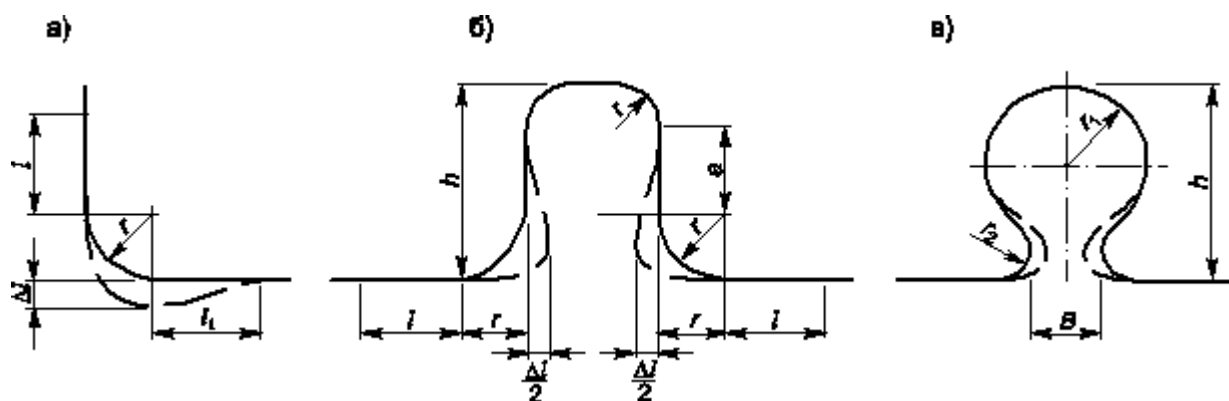
l_1 — длина прилегающего к отводу прямого участка трубопровода, воспринимающего перемещение Δl , см;

r — радиус изгиба отвода, см;

E — модуль ползучести материала труб, МПа;

d_n — наружный диаметр трубы, см.

Наибольшее распространение получили гнутые компенсаторы:



г)

Рис. 7.8. Схемы гнутых компенсаторов:
 а — гнутый отвод; б — гнутый П-образный компенсатор; в — гнутый лирообразный компенсатор; г — установка П-образного гнутого компенсатора

Основные геометрические параметры гнутого отвода показаны на рис. 7.8 а-в.

Максимально допустимое расстояние l_1 , см, от конца отвода до места неподвижного закрепления (рис. 7.8а) следует определять по формуле:

$$l_1 = \frac{\Delta l}{\alpha \Delta t}$$

где Δl — компенсируемое отводом температурное удлинение трубопровода.

Максимально допустимое температурное удлинение трубопровода Δl , см, которое может быть воспринято гнутым П-образным компенсатором, определяется по формуле:

$$\Delta l = \frac{R}{0,25 E h d_1} (9,4r^3 + 14,9r^2 a + 7,8a^2 + 1,3a^3),$$

где r — радиус изгиба компенсатора, см;

a — длина прямого участка компенсатора, см;

h — вылет компенсатора, см.

Гнутые П-образные компенсаторы располагают в нишах высотой, совпадающей с размерами канала; ее размеры в плане определяются размерами компенсатора и зазорами, необходимыми для свободного перемещения компенсатора при температурной деформации. Ниши, где установлены компенсаторы, перекрывают железобетонными плитами. Радиальные компенсаторы позволяют перемещение трубопровода и в осевом, и в радиальном направлениях. При радиальной компенсации термическая деформация трубопровода воспринимается за счет изгиба эластичных вставок или отдельных участков самого трубопровода.

7.4. Особенности температурной компенсации при бесканальной прокладке

При бесканальной прокладке изоляция трубопровода находится в непосредственном контакте с грунтом, а также и под давлением грунта. При изменении температуры трубопровода возникает сила трения. P — усилие возникающее при нагреве металла:

$$P = \sigma \pi d_{cp} \delta = \alpha \Delta t E \pi d_{cp} \delta.$$

Кроме того, на трубопровод действует сила трения на протяжении всего трубопровода:

$$N = q_e \pi d_{mp} l \mu.$$

$d_{mp} = d_{уз}$, если имеет место адгезия изоляции к металлу трубы (трубопровод перемещается вместе с изоляцией). $d_{mp} = d_n$, если адгезия отсутствует и трение действует на поверхности металла. При нагреве трубы перемещение наблюдается только на тех участках, на которых $P > N$. Максимальное напряжение возникает в том сечении, где $P = N$. Участок, на котором $P > N$ - заземлен. Увеличение Δt приводит к смещению сечения с максимальным напряжением ближе к опоре, и при некотором значении Δt это сечение будет размещаться над опорой. Предельное значение длины пролета от компенсатора до опоры можно рассчитать из условия $P = N$.

$$l_{\max} = \frac{\sigma_{до} d_{cp} \delta}{q \mu d_{mp}}.$$

Для трубопровода без адгезии $d_{cp} = d_{mp}$. При изменении температуры теплоносителя компенсация деформации происходит не на всей длине, а на участке l^* от компенсатора в сторону опоры, на котором сила сжатия или растяжения больше силы трения.

$$l^* = \frac{\alpha E \Delta t d_{cp} \delta}{q d_{mp} \mu}.$$

При этом температурном режиме все сечения трубопровода на расстоянии $l > l^*$ находятся в заземленном состоянии, компенсации этих участков нет.

При $\Delta t = \Delta t^*$, перемещение свободного конца составит: $\Delta l = 0.5 \alpha l (\tau - t_0)$, т.е. происходит недокомпенсация трубопровода.

При $\Delta t > \Delta t^*$, напряжения в сечении над опорой меняются, удлинение составляет величину: $\Delta l = \alpha l \Delta t = 0.5 \alpha l \Delta t^*$.

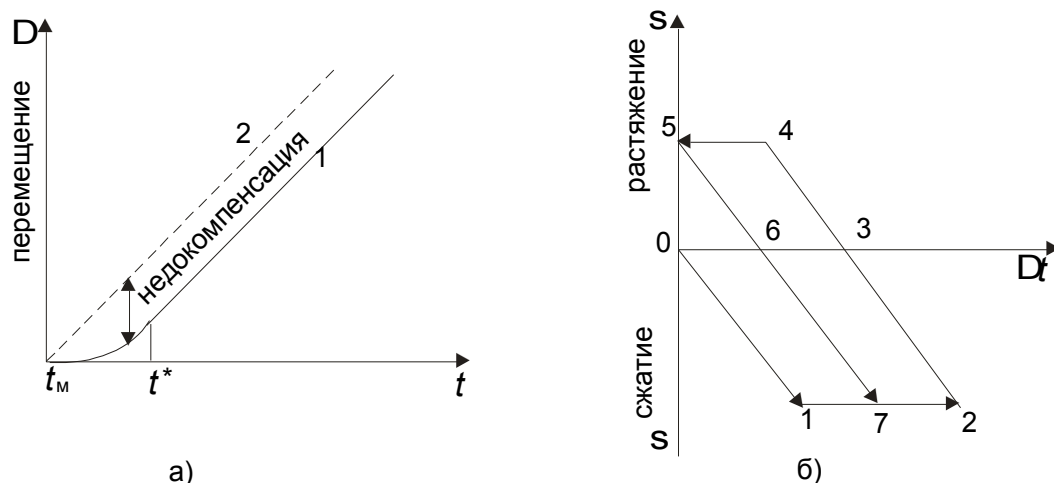


Рис.7.9. Температурные деформации и напряжения в бесканальных теплопроводах:

а - удлинение при начальном нагреве (1 – действительное; 2 – при свободном перемещении); б – изменение напряжений при нагреве и охлаждении

При повышении температуры (от $\Delta t = 0$ до $\Delta t = \Delta t^*$) в данном сечении возникает напряжение сжатия, которое растет от 0 до $-s_1$ (линия 0-1 на рис. 7.9б). При дальнейшем повышении температуры - от Δt_1 до Δt_2 напряжение сжатия не меняется (линия 1-2). Процесс, происходящий при снижении температуры показан линией 2-3-4-5. На участке 2-3 температура снижается на

$$\Delta t_2 - \Delta t_3 = \Delta t_1 - \Delta t_0,$$

а напряжение сжатия уменьшается до 0. При дальнейшем снижении температуры – до Δt_4 – возникает напряжение растяжения, которое растет от 0 до s_1 при Δt_4 . При дальнейшем снижении температуры напряжение не меняется, т.к. сила сжатия больше силы трения. Последующие циклы нагрева и охлаждения характеризуются линией 5-6-7-2-3-4-5. При длине пролета больше l_{max} напряжение у опоры может стать больше допустимого, и трубопровод может быть разрушен.

7.5. Радиальная компенсация

Компенсация напряжений за счет изгиба отдельных участков самого трубопровода называется естественной компенсацией. Преимущества – простота устройства, надежность, разгруженность неподвижных опор от усилий внутреннего давления. Недостаток – поперечное перемещение

деформируемых участков. Это требует увеличения сечения непроходных каналов и затрудняет применение засыпных изоляций и бесканальной прокладки.

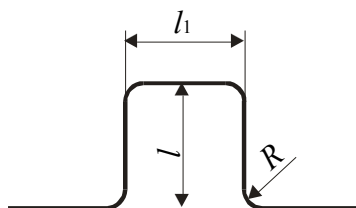


Рис. 7.10. Схема П-образного компенсатора

Максимальное изгибающее напряжение в П-образном компенсаторе определяется по уравнению:

$$\sigma = \Delta E d l m / A ,$$

$$\text{где } A = 2 \{ 1/k [3.14 R l^2 - 2.28 R^2 l + 1.4 R^3] + 0.67 l^3 + l_1 l^2 - 4 R l^2 + 2 l^2 l_1 - 1.33 R^3 \} .$$

Это напряжение возникает в "спинке" компенсатора (верхняя горизонтальная перекладина). При предварительной растяжке компенсатора на половину теплового удлинения трубопровода компенсирующая способность это:

$$\Delta = 2 \sigma A / (E d l m) .$$

8. Тепловой расчет трубопроводов

В задачу теплового расчета трубопроводов входит:

- 1) расчет толщины изоляции;
- 2) расчет снижения температуры теплоносителя;
- 3) расчет температурного поля вокруг теплопроводов;
- 4) расчет потерь тепла.

Количество тепла, проходящее через цепь последовательно соединенных термических сопротивлений в единицу времени это:

$$q = \frac{\tau - t_0}{R} . \tag{8.1}$$

q – линейная плотность теплового потока;

R – термическое сопротивление;

t – температура теплоносителя;

t_0 – температура окружающей среды.

8.1. Наземная прокладка трубопроводов

Способ прокладки трубопроводов следует выбирать в зависимости от мерзлотно-грунтовых, гидрогеологических и топографических условий строительства, а также от величины и плотности застройки населенного пункта и назначения трубопроводов.

Выбор способа прокладки сетей должен производиться с учетом:

- способа предохранения трубопроводов от замерзания при расчетном тепловом режиме, при отклонении теплового режима от нормы и в случаях аварий;

- мер по обеспечению устойчивости трубопроводов и близко расположенных зданий;

- мер по увеличению надежности работы систем водоснабжения и канализации;

- удобства эксплуатации.



Рис. 8.1. Наземная прокладка трубопроводов на общих лежневых опорах

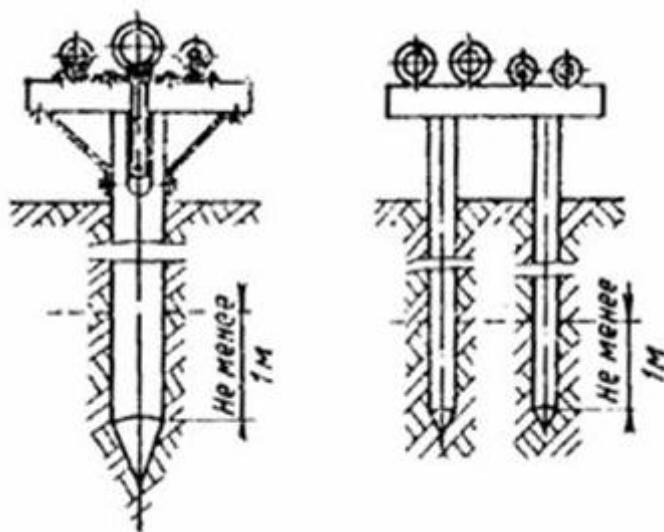


Рис. 8.2. Наземная прокладка трубопроводов на общих свайных опорах

$$R=R_{\text{вн}} + R_{\text{ст}} + R_{\text{из}} + R_{\text{нар}}.$$

При наземной прокладке влияние соседней трубы не учитывается.

Поддержка труб

Трубы соединяются муфтами, которые не ограничивают их линейное расширение или сжатие. Для минимизации нагрузок на трубопровод опоры не должны ограничивать линейное расширение труб. Важно, однако, чтобы движения трубопровода направлялись и контролировались таким образом, чтобы участки трубопровода оставались стабильными, и допустимое продольное движение не превышалось. Свободные муфты гибкие, и очень важно, чтобы опоры обеспечивали устойчивость всех компонентов. Каждая труба должна устанавливаться, как минимум, на двух опорах и закрепляться на одной из них. Остальные опоры (опора) монтируются как направляющие, допускающие линейное расширение трубопровода, но ограничивающие поперечные движения. Для труб, имеющих более двух опор, ближайшая к середине трубы опора используется как анкер. Анкеры должны располагаться на равном расстоянии друг от друга для обеспечения равномерного распределения линейного расширения трубы по соединениям. При этом расстояние между двумя анкерами не должно превышать 12 м. На рис. 8.3 показано типовое укрепление труб.

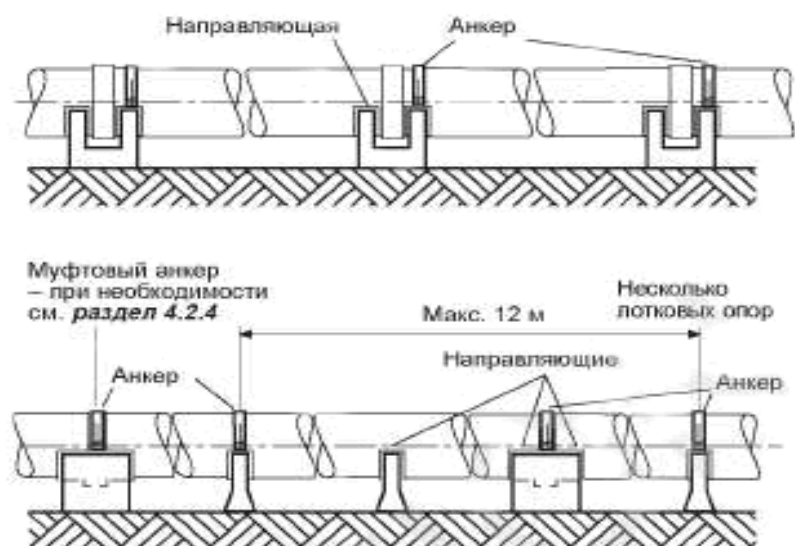


Рис. 8.3. Типовое расположение опор

Трубы должны монтироваться по прямой линии во избежание сил противодействия, вызванных угловым смещением в местах соединений.

При надземной прокладке необходимо избегать чрезмерных точечных или линейных нагрузок. Поэтому надземные трубопроводы должны укрепляться на лотковых опорах. Обычно лотковые опоры изготавливаются из бетона или стали. Лотковые опоры должны иметь угол опоры 150° . Диаметр готовой лотковой опоры с защитным слоем должен быть на 0,5% больше внешнего диаметра трубы без давления. Лотковые опоры должны иметь:

- Минимальную ширину 150 мм для всех труб с $d_N \leq 1000$ мм;
- Минимальную ширину 200 мм для труб с диаметром от 1100 мм до 2000 мм;
- Минимальную ширину 250 мм для труб с $d_N > 2000$ мм.

Внутренняя поверхность лотковых опор должна быть покрыта облицовочным слоем толщиной 5 мм во избежание прямого контакта трубы с лотковой опорой. Облицовка должна быть произведена из материалов, устойчивых к воздействию окружающей среды. Покрытие с высоким коэффициентом трения используется на анкерах, с низким - на направляющих. Опоры для труб представляют собой анкеры или направляющие. Анкеры предназначены для предотвращения движения трубы. Направляющие позволяют линейное расширение трубы, но предотвращают ее боковое смещение.

8.2. Подземная прокладка трубопроводов

8.2.1. Подземная бесканальная однострунная прокладка

При бесканальной прокладке $R=R_{из} + R_{зр}$. Термическое сопротивление грунта определяется по формуле

$$R_{зр} = \frac{1}{2\pi\lambda_{зр}} \ln \left[2 \frac{h}{d} + \sqrt{\frac{4h^2}{d^2} - 1} \right],$$

$\lambda_{гр}$ – коэффициент теплопроводности грунта;

h – глубина залегания оси трубы;

d – диаметр трубы. Если $h/d > 2$, то приближенно:

$$R_{зр} = \frac{\ln(4h/d)}{2\pi\lambda_{зр}}.$$

Подсчет теплотерь проводят не при действительной глубине залегания трубы, а по приведенной:

$$h_n = h + h_\phi,$$

где h_ϕ – толщина фиктивного слоя грунта.

$$h_\phi = \lambda_{гр}/\alpha,$$

где α – коэффициент теплоотдачи на поверхности.

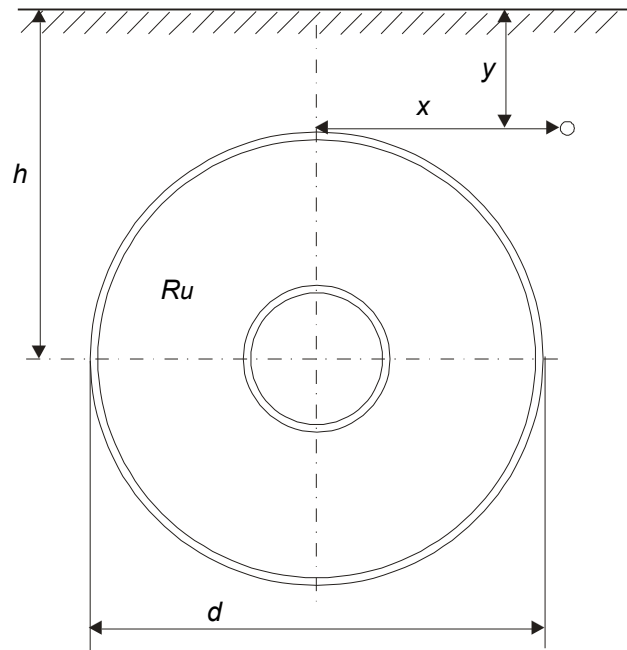


Рис.8.4. Схема однотрубного бесканального теплопровода

8.2.2. Подземная бесканальная двухтрубная прокладка

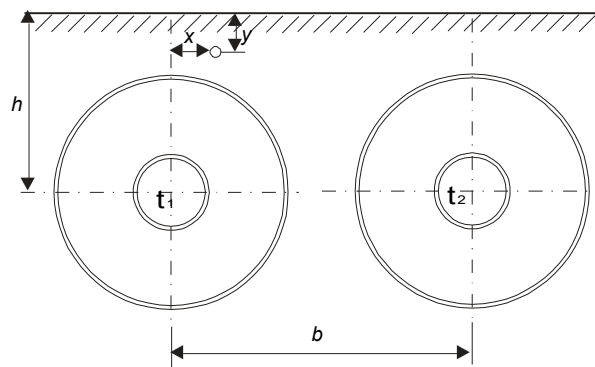


Рис. 8.5. Схема двухтрубного бесканального теплопровода

Взаимное влияние соседних труб учитывается условным дополнительным сопротивлением R_0 . В этом случае:

$$R_0 = \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{зр}}} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2h}{b}\right)^2}.$$

Теплопотери первой трубы:

$$q_1 = \frac{(\tau_1 - t_0)R_2 - (\tau_2 - t_0)R_1}{R_1R_2 - R_0^2}.$$

Теплопотери второй трубы:

$$q_2 = \frac{(\tau_2 - t_0)R_1 - (\tau_1 - t_0)R_2}{R_1R_2 - R_0^2}.$$

Здесь t_0 – естественная температура грунта на глубине оси трубы h . Температурное поле в грунте вокруг двухтрубного бесканального теплопровода определяется по формуле:

$$t = t_0 + \frac{q_1}{2\pi\lambda_{\text{зр}}} \ln \sqrt{\frac{x^2 + (y+h)^2}{x^2 + (y-h)^2}} + \frac{q_2}{2\pi\lambda_{\text{зр}}} \ln \sqrt{\frac{(x-b)^2 + (y+h)^2}{(x-b)^2 + (y-h)^2}}.$$

t – температура любой точки грунта, удаленной на x от вертикальной плоскости, проходящей через ось трубы с более высокой температурой теплоносителя (подающий трубопровод), и на y от поверхности грунта.

8.2.3. Подземная канальная прокладка

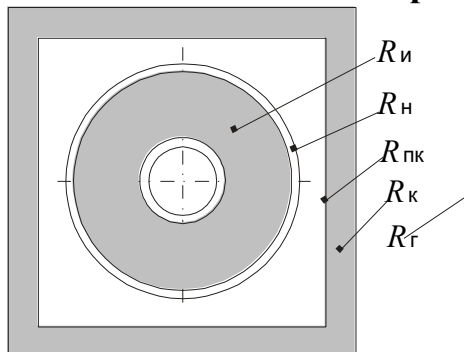


Рис. 8.6. Схема канальной прокладки однотрубного теплопровода

При наличии воздушной прослойки между изолированным трубопроводом и стенкой канала термическое сопротивление определяется как:

$$R = R_u + R_n + R_{нк} + R_k + R_2.$$

Температура воздуха в канале определяется из уравнения теплового баланса:

$$t_k = \frac{\frac{\tau}{R_u + R_n} + \frac{t_0}{R_{нк} + R_k + R_2}}{\frac{1}{R_u + R_n} + \frac{1}{R_{нк} + R_k + R_2}}.$$

При канальной прокладке многотрубного теплопровода уравнение теплового баланса можно записать в виде:

$$\frac{t_k - t_0}{R_{нк} + R_k + R_2} = \sum_{i=1}^N \frac{\tau_i - t_k}{R_{уз,i} + R_{н,i}}.$$

После определения температуры воздуха в канале рассчитываются потери тепла от каждой трубы.

8.3. Тепловые потери трубопровода

Тепловые потери тепловой сети складываются из потерь тепла участков трубопровода без арматуры и фасонных частей – линейных тепловых потерь и теплопотерь фасонных частей, арматуры, опор, фланцев и т.п. – местных потерь тепла.

Линейные потери тепла:

$$Q_l = ql.$$

Потери тепла отводов, колен, гнутых компенсаторов и т.п., периметр поперечного сечения которых близок к периметру трубопровода, рассчитываются по формулам для прямых круглых труб. Тепловые потери фланцев, фасонных частей и арматуры обычно определяются в эквивалентных длинах трубы того же диаметра:

$$Q_m = ql_{экв}.$$

Суммарные потери тепла трубопровода определяются как:

$$Q=q(l+l_{\text{экв}})=ql(1+b),$$

$$b=l_{\text{экв}}/l.$$

Для предварительных расчетов можно принять $b = 0.2-0.3$.

Изменение энтальпии теплоносителя вследствие тепловых потерь можно определить из уравнения баланса:

$$G(i_n - i_k) = ql(1 + \beta).$$

При транспорте насыщенного пара вследствие падения энтальпии выпадает конденсат. При коротких трубопроводах, когда ожидаемое падение температуры не превышает 3-4 % величины температуры в начале участка, расчет можно проводить в предположении постоянства удельных тепловых потерь. При длинных или слабо изолированных участках трубопровода нужно учитывать изменение удельных тепловых потерь по длине трубы. Уравнение баланса тепла для участка dl трубы:

$$\frac{\tau - t_0}{R}(1 + \beta)dl = -Gc_p d\tau.$$

После интегрирования в пределах от t_n до t_k и от 0 до l получим:

$$\tau_k = t_0 + \frac{\tau_n - t_0}{\exp\left(\frac{l(1 + \beta)}{R G c_p}\right)}.$$

Данная формула справедлива, строго говоря, для изобарного течения. Снижение температуры при падении давления можно определить по уравнению:

$$\Delta\tau = \frac{\partial}{\partial p} \Delta p,$$

где $\frac{\partial}{\partial p}$ - дифференциальный дроссель-эффект;

dp - падение давления пара. Действительная температура пара в конце трубопровода есть $\tau_{к,д} = \tau_k - \Delta\tau$. Можно найти длину паропровода, на которой пар теряет перегрев. Для точного расчета длины нужно знать закон изменения температуры и давления по длине трубы. Задача решается графически.

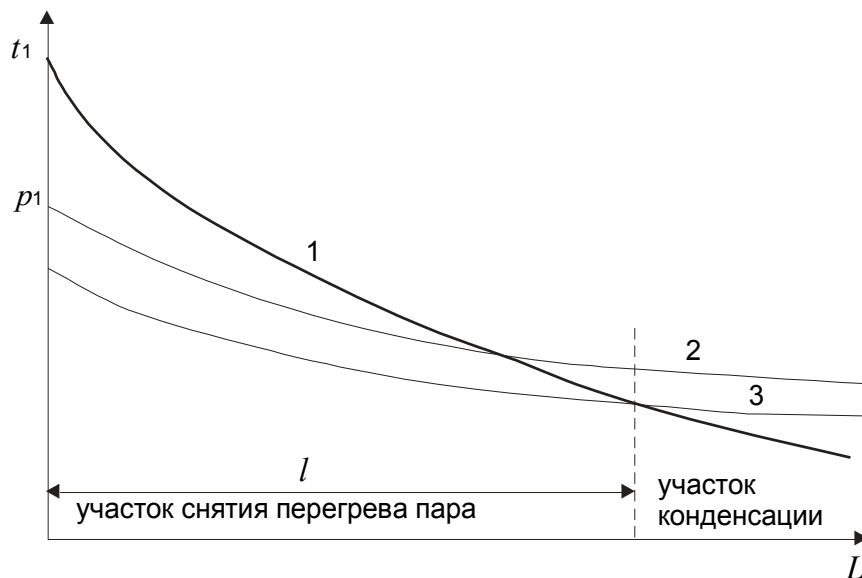


Рис. 8.7. Определение точки выпадения конденсата:
 1 – кривая изменения температуры по длине трубопровода; 2 – кривая изменения давления по длине трубопровода; 3 – кривая температур насыщения по длине трубопровода

Количество конденсата на участке трубопровода:

$$G_k = \frac{ql(1+\beta)}{r}.$$

8.4. Теплоизоляция трубопроводов теплосетей

8.4.1. Требования, предъявляемые к теплоизоляционным материалам и их свойства

Теплоизоляционные материалы и конструкции предназначены для уменьшения потерь тепла трубопроводами и оборудованием тепловых сетей, поддержания заданной температуры теплоносителя, а также недопущения высокой температуры на поверхности теплопроводов и оборудования.

Уменьшение транспортных потерь тепла является главнейшим средством экономии топлива. Учитывая сравнительно небольшие затраты на теплоизоляцию трубопроводов (5...8% от капиталовложений в строительство тепловых сетей), очень важным в вопросах сохранения транспортируемого тепла по трубопроводам является их покрытие высококачественными и эффективными теплоизоляционными материалами.

Теплоизоляционные материалы и конструкции непосредственно контактируют с окружающей средой, характеризующейся колебаниями температуры, влажности, а при подземных прокладках - агрессивными действиями грунтовых вод по отношению к поверхности труб

Теплоизоляционные конструкции изготавливают из специальных материалов, главное свойство которых - малая теплопроводность. Различают три группы материалов в зависимости от теплопроводности: низкой теплопроводности до $0,06 \text{ Вт/(м}\cdot\text{°C)}$ при средней температуре материала в конструкции 25°C и не более $0,08 \text{ Вт/(м}\cdot\text{°C)}$ при 125°C ; средней теплопроводности $0,06.. 0,115 \text{ Вт/(м}\cdot\text{°C)}$ при 25°C и $0,08\div 0,14 \text{ Вт/(м}\cdot\text{°C)}$ при 125°C ; повышенной теплопроводности $0,115\div 0,175 \text{ Вт/(м}\cdot\text{°C)}$ при 25°C и $0,14\div 0,21 \text{ Вт/(м}\cdot\text{°C)}$ при 125°C [1].

В соответствии с [3] для основного слоя теплоизоляционных конструкций для всех видов прокладок кроме бесканальной, следует применять материалы со средней плотностью не более 400 кг/м^3 , и теплопроводностью не более $0,07 \text{ Вт/(м}\cdot\text{°C)}$ при температуре материала 25°C . При бесканальной прокладке - соответственно не более 600 кг/м^3 и $0,13 \text{ Вт/(м}\cdot\text{°C)}$

Другим важным свойством теплоизоляционных материалов является их устойчивость к действию температур до 200°C , при этом они не теряют своих физических свойств и структуры. Материалы не должны разлагаться с выделением вредных веществ, а также веществ, способствующих коррозии поверхности труб и оборудования (кислоты, щелочи, агрессивные газы, сернистые соединения и тп.).

По этой причине для изготовления тепловой изоляции не допускается применение котельных шлаков, содержащих в своем составе сернистые соединения.

Также важным свойством является водопоглощение и гидрофобность (водоотталкивание). Увлажнение тепловой изоляции резко повышает ее коэффициент теплопроводности вследствие вытеснения воздуха водой. Кроме

того, растворенные в воде кислород и углекислота способствуют коррозии наружной поверхности труб и оборудования.

Воздухопроницаемость теплоизоляционного материала также необходимо учитывать при проектировании и изготовлении теплоизоляционной конструкции, которая должна обладать соответствующей герметичностью, не допуская проникновения влажного воздуха.

Теплоизоляционные материалы также должны обладать повышенным электросопротивлением, не допускающим попадания блуждающих токов к поверхности трубопроводов, особенно при бесканальных прокладках, что вызывает электрокоррозию труб.

Теплоизоляционные материалы должны быть достаточно био- стойкими, не подвергаться гниению, действию грызунов и изменениям структуры и свойств во времени.

Индустриальность в изготовлении теплоизоляционных конструкций является одной из главных характеристик теплоизоляционных материалов. Покрытие трубопроводов тепловой изоляцией по возможности должно осуществляться на заводах механизированным способом. Это существенно уменьшает трудозатраты, сроки монтажа и повышает качество теплоизоляционной конструкции. Изоляция стыковых соединений, оборудования, ответвлений и запорной арматуры должна производиться ранее заготовленными частями с механизированной сборкой на месте монтажа.

Теплотехнические свойства теплоизоляционных материалов ухудшаются при увеличении их плотности, поэтому минераловатные изделия не следует подвергать чрезмерному уплотнению. Детали крепления тепловой изоляции (бандажи, сетка, проволока, стяжки) должны применяться из агрессивно стойких материалов или с соответствующим покрытием, противостоящим коррозии.

И, наконец, теплоизоляционные материалы и конструкции должны иметь невысокую стоимость, применение их должно быть экономически оправданным.

8.4.2. Теплоизоляционные материалы, изделия и конструкции при надземной и подземной прокладках тепловых сетей

Теплоизоляционные материалы

Основным теплоизоляционным материалом в настоящее время для тепловой изоляции трубопроводов и оборудования теплосетей является минеральная вата и изделия из нее. Минеральная вата представляет собой тонковолокнистый материал, получаемый из расплава горных пород, металлургических шлаков или их смеси. В частности, широкое применение находит базальтовая вата и изделия из нее.

Из минеральной ваты изготавливают путем уплотнения и добавки синтетических или органических (битум) связующих или прошивки синтетическими нитями различные маты, плиты, полуцилиндры, сегменты и шнуры.

Маты минераловатные прошивные изготавливают без обкладок и с обкладками из асбестовой ткани, стеклоткани, стекловолокнистого холста, гофрированного или кровельного картона; упаковочной или мешочной бумаги.

В зависимости от плотности различают жесткие, полужесткие и мягкие изделия. Из жестких материалов изготавливают цилиндры с разрезом по образующей, полуцилиндры для изоляции труб малых диаметров (до 250 мм) и сегменты - для труб диаметром более 250 мм. Для изоляции труб больших диаметров применяют маты вертикальнослоистые, наклеенные на покровный материал, а также маты прошивные из минеральной ваты на металлической сетке.

Для теплоизоляции на месте монтажа стыков трубопроводов, а также компенсаторов, запорной арматуры изготавливается шнур теплоизоляционный из минеральной ваты, который представляет собой сетчатую трубку, как правило, из стеклоткани, плотно наполненную минеральной ватой. Теплопроводность изделий из минеральной ваты зависит от марки (по

плотности) и колеблется в пределах $0,044 \div 0,049$ Вт/(м·°С) при температуре 25°С и $0,067 \div 0,072$ Вт/(м·°С) при температуре 125°С [4].

Стекловолоконная вата представляет собой тонковолокнистый материал, получаемый из расплавленной стеклотканы путем непрерывного вытягивания стекловолокна, а также центробежно-фильтрово-дутовым способом. Из стеклотканы методом формования и склеивания синтетическими смолами изготавливают плиты и маты жесткие, полужесткие и мягкие. Изготавливаются также маты и плиты без связующего, прошивные стеклотканы или синтетической нитью. [4]

Величина коэффициента теплопроводности изделий из стекловаты также зависит от плотности и колеблется в пределах $0,041 \div 0,074$ Вт/(м·°С)

Находят широкое применение в качестве оберточного и покровного материала холст стекловолоконный (нетканый рулонный материал на синтетическом связующем) и полотно холстопршивное из отходов стекловолокна, представляющее собой многослойный холст, прошитый стеклотканями.

Вулканические изделия получают смешиванием диатомита, негашеной извести и асбеста, формованием и с обработкой в автоклавах. Изготавливают плиты, полуцилиндры и сегменты для изоляции трубопроводов Ду 50÷400. Теплопроводность изделий от $0,077$ Вт/(м·°С) при 25°С до $0,1$ Вт/(м·°С) при 125°С [4]. Известково-кремнистые материалы - тонкоизмельченная смесь негашеной извести, кремнеземистого материала (диатомит, трепел, кварцевый песок) и асбеста. Выпускают изделия также в виде плит, сегментов и полуцилиндров для изоляции трубопроводов Ду 200÷400. Теплопроводность материала от $0,058$ Вт/(м·°С) при 25°С до $0,077$ Вт/(м·°С) при 125°С [4].

Перлит - пористый материал, получаемый при термической обработке вулканического стекла с включениями полевых шпатов, кварца, плагиоклазов. Сырьем для получения вспученного перлита служат и другие силикатные

породы вулканического происхождения (обсидиан, пемза, туфы и пр.). В виде щебня и песка перлит используется как заполнитель для приготовления теплоизоляционных бетонов и других теплоизоляционных изделий, как например, битумоперлит.

Смешивая перлитный песок с цементом и асбестом путем формования получают перлитцементные изделия в виде полуцилиндров, плит и сегментов. Коэффициент теплопроводности от 0,058 Вт/(м·°С) при 25°С до 128 Вт/(м·°С) при 300°С [4].

Все более широкое применение в качестве основного теплоизоляционного слоя находят пенопласты. Пенопласты представляют собой пористый газонаполненный полимерный материал. Технология их изготовления основана на вспенивании полимеров газами, образующимися в результате химических реакций между отдельными смешиваемыми компонентами. К пенопластам, допускаемым к применению для изоляции теплопроводов, следует отнести фенолформальдегидные пенопласты ФРП-1 и резопен, изготавливаемые из резольной смолы ФРВ-1А или резольной смолы и вспенивающего компонента ВАГ-3. Из этого материала изготавливаются цилиндры, полуцилиндры, сегменты, изолированные фасонные части марок ФРП-1 и резопен [4]. Теплопроводность составляет 0,043÷0,046 при 20°С.

Также перспективно применение пенополиуретановых материалов, получаемых в результате смешения различных полиэфиров, изоцианатов и вспенивающих добавок [4].

Нанесение пенопластовой изоляции производится на заводах путем заливки в формы или набрызга на поверхность труб. Изоляция стыков, фасонных частей, арматуры и др. возможна на месте монтажа трубопровода путем заливки в опалубки или в скорлупы жидкой вспененной массы с последующим быстрым твердением пеноизоляции.

Например, разработанная ВНИПИэнергопром пенополиуретановая теплогидроизоляция ППУ 308 Н имеет коэффициент теплопроводности,

равный $0,032 \text{ Вт/(м}\cdot\text{°C)}$ при плотности $40\div 90 \text{ кг/м}^3$, наносится на трубы механизированным способом, при этом не требуется антикоррозийное покрытие. Наружный слой плотностью $150\div 400 \text{ кг/м}^3$ с пределом прочности на сжатие 50 кг/см^2 используется в качестве покровного слоя.

Теплоизоляционные конструкции

Теплоизоляционные конструкции включают в себя защитное покрытие поверхности труб от коррозии, основной слой изоляции (несколько слоев) и защитное покрытие (покровный слой), предохраняющий основной слой теплоизоляции от механических повреждений, воздействия атмосферных осадков и агрессивных сред. К защитному покрытию относятся также средства и детали крепления покровного слоя и изоляции в целом.

Выбор защитного покрытия поверхности труб от коррозии производится в зависимости от способа прокладки, от вида агрессивных воздействий на поверхность и от конструкции тепловой изоляции.

Наиболее распространенным являются масляно-битумные покрытия по грунту, а также покрытия изолом или бризолом по изольной мастике.

Весьма эффективным является стеклоэмальное покрытие, состоящее из смеси кварцевого песка, полевого шпата, глинозема, буры и соды. Для повышения сцепления с металлом в состав вводят оксиды никеля, хрома, меди и другие добавки. Водный густой состав наносится на поверхность трубы, высушивается и оплавляется на поверхности трубы в кольцевом электромагнитном индукторе при температуре около 800°C . Стыковые соединения труб могут покрываться эмалью при помощи передвижных установок. Недорогим антикоррозийным средством является покрытие краской ЭФАЖС на эпоксидной смоле. Находят применение другие эпоксидные эмали. Для теплопроводов, находящихся в жестких температурно-влажностных условиях, весьма эффективна металлизация поверхности алюминием газотермическим способом. Алюминиевое покрытие наносится на поверхность

трубы при помощи газопламенных или электродуговых аппаратов газовой или воздушной струей. Установка по металлизации алюминием может входить в поточно-механизированную линию по теплоизоляции труб.

Перед нанесением антикоррозионного покрытия поверхность труб зачищается от коррозии и окалины механическими щетками или пескоструйными аппаратами и при необходимости обезжиривается органическими растворителями.

Полносборные теплоизоляционные конструкции-наиболее индустриальный вид изоляции - изготавливаются на заводе с противокоррозионной обработкой труб и с креплением покровного слоя поверх основного слоя изоляции. Изоляция стыков, фасонных частей, арматуры, компенсаторов и др. производится после монтажа всех элементов участка теплосети из заготовленных на заводе штучных теплоизоляционных изделий.

Сборные комплектные теплоизоляционные конструкции представляют собой полный комплектный набор теплоизоляционных изделий, элементов покрытия и крепежных деталей по размерам и диаметрам.

Подвесные теплоизоляционные конструкции - основной способ теплоизоляции теплопроводов надземной и подземной канальной прокладок. Выполняется из изделий минеральной ваты, стекловаты, вулканических изделий, известково-кремниевых и других материалов.

В настоящее время изготовление подвесных теплоизоляционных конструкций, как правило, осуществляется сборкой штучных заготовок с закреплением покровным слоем и деталями крепления. Сборка изоляционных конструкций на объекте монтажа из готовых элементов (сегментов, полос, матов, скорлуп и полуцилиндров) связана с большой затратой ручного труда.

При монтаже теплоизоляции из мягких материалов (плит, матов) при нанесении покровного слоя неизбежно уплотнение материала теплоизоляционного слоя. Это должно учитываться при расчете необходимого количества материала коэффициентом уплотнения.

Для изоляции запорной арматуры находят применение съемные конструкции набивной изоляции в виде тюфяков, заполненных минеральной или стеклянной ватой, перлитом и другим теплоизоляционным материалом. Оболочка тюфяков изготавливается из стеклоткани.

Покровный слой при надземной прокладке на открытом воздухе, как правило, выполняет функции защитного покрытия от проникновения атмосферной влаги. Используется фольгоизол, фольгорубероид, армопластмассовые материалы, стеклотекстолит, стеклопластик, сталь листовая углеродистая и листовая оцинкованная, листы, ленты и фольга из алюминиевых сплавов.

При прокладке в непроходных каналах используют более дешевые армопластмассовые материалы, стеклотекстолит, стеклопластик, стеклорубероид, рубероид. В тоннелях допускается также применять фольгоизол, фольгорубероид и алюминиевую фольгу дублированную.

При выборе материала для защитного покрытия в зависимости от способа прокладки теплопроводов следует руководствоваться нормами [3].

Крепление покровного слоя из листового металла производят самонарезающими винтами, планками или бандажами из упаковочной ленты или лентами из алюминисвою сплава, оболочки из стеклопластика, фольги и других материалов, крепят бандажами из алюминиевой или упаковочной ленты, оцинкованной стальной ленты и проволоки. Покрытие из кровельной стали окрашивают атмосферостойкими красками.

На рис. 8.8. приведен пример теплоизоляции трубопровода минераловатными плитами.

Оберточные конструкции выполняют из прошивных матов или из мягких плит на синтетической связке, которые сшивают поперечными и продольными швами. Покровный слой крепится также, как и в подвесной изоляции

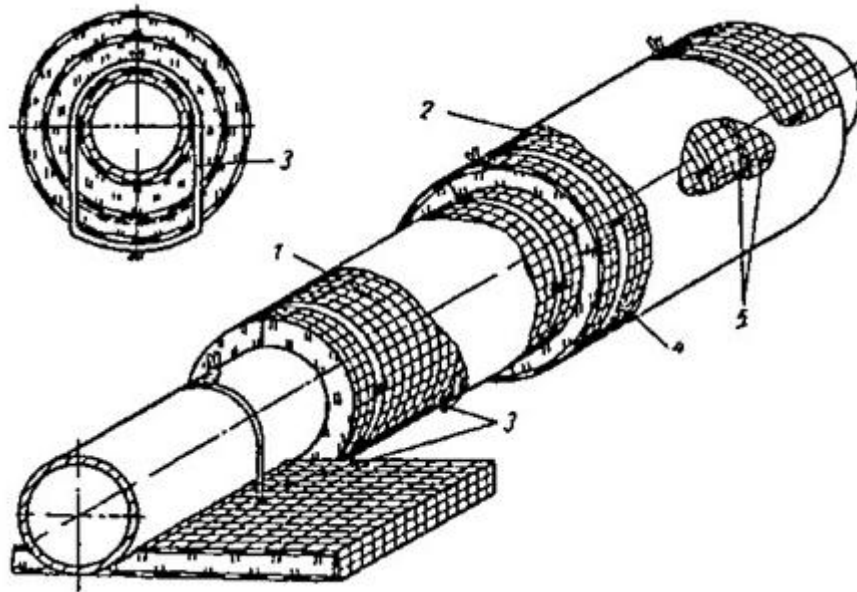


Рис. 8.8. Тепловая изоляция трубопровода минераловатными плитами:
1, 2 – маты; 3- подвеска; 4-бандаж; 5-сшивка

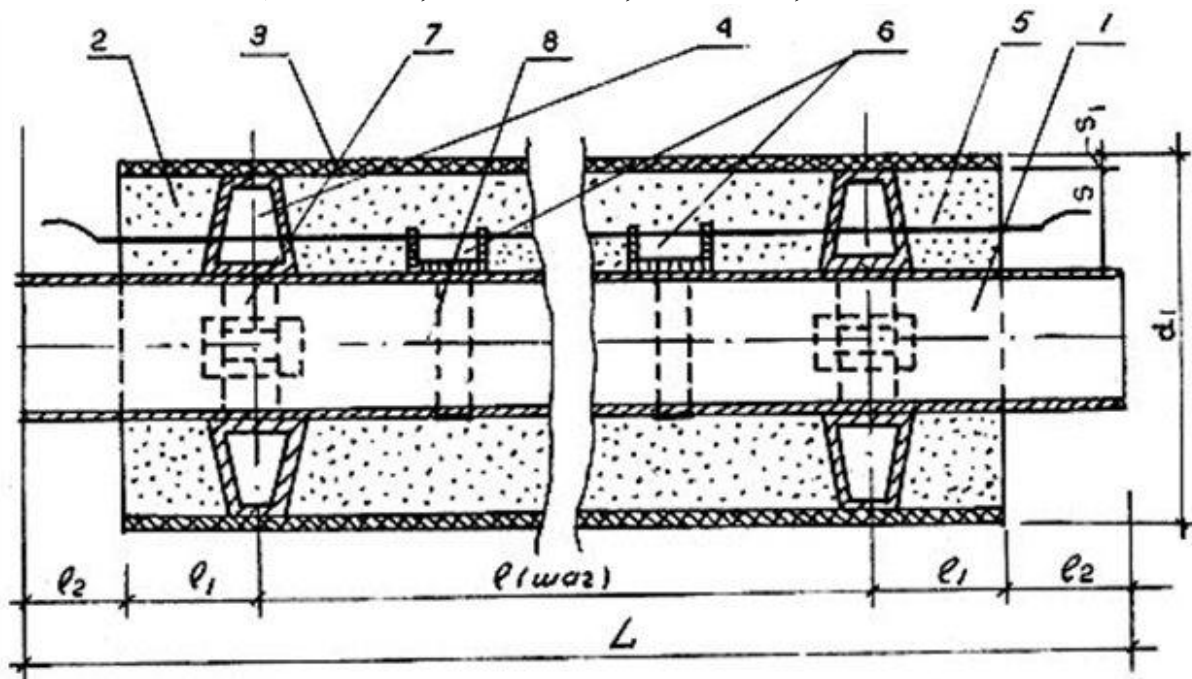


Рис. 8.9. Индустриальная конструкция теплоизоляции труб:
1 - стальная труба; 2 - пенополиуретан (ППУ); 3 - оболочка из полиэтилена низкого давления (ПНД); 4 - центрирующие опоры из полипропилена (ПП); 5 - проволочные проводники-индикаторы системы оперативного дистанционного контроля (ОДК) состояния теплоизоляции из ППУ; 6 - держатели проводников-индикаторов из ПП; 7 - металлическая крепежная лента; 8 - полимерная крепежная лента

Оберточные конструкции в виде теплоизоляционных жгутов из минеральной или стеклянной ваты после наложения их на поверхность также покрывают защитным слоем. Изолируют стыки, фасонные части, арматуру.

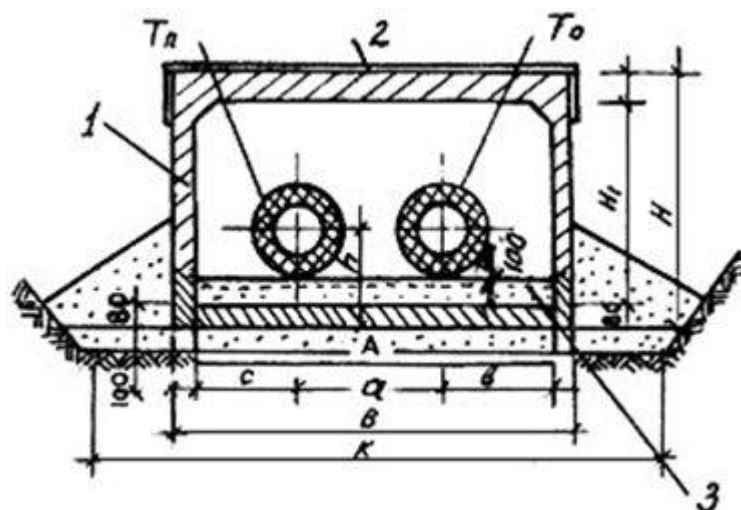


Рис. 8.10. Сечение двухтрубной прокладки в монолитном канале:
 T_n - подающий трубопровод отопления; T_o - обратный трубопровод отопления;
 1 - канал НКЛ; 2 - гидроизоляция; 3 - песок обсыпки с коэффициентом
 фильтрации не менее 5 м/сут

Мастичная изоляция применяется также для теплоизоляции на месте монтажа арматуры и оборудования. Применяют порошкообразные материалы: асбест, асбозурт, совелит. Замешенная на воде масса накладывается на предварительно нагретую изолируемую поверхность вручную. Применяется мастичная изоляция редко, как правило, при ремонтных работах.

8.4.3. Теплоизоляционные материалы и конструкции бесканальных прокладок

Применение бесканальных прокладок привлекаем более простой конструкцией и меньшей стоимостью по сравнению с прокладкой в каналах, однако, в этом случае требуется более тщательная гидроизоляция поверхности теплопровода вплоть до помещения изолированной трубы в герметичную оболочку. Следует различать конструкции бесканальных прокладок, засыпные, монолитные (литые) и прокладки в предварительно изолированных трубах с герметичными защитными оболочками [5].

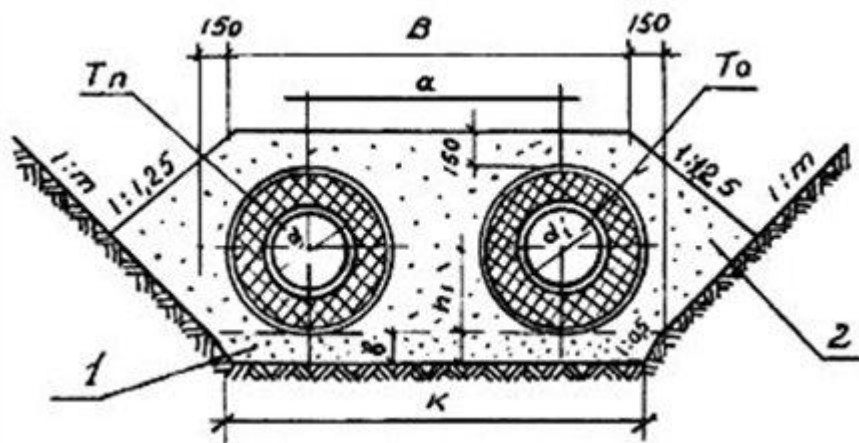


Рис. 8.11. Сечение двухтрубной бесканальной прокладки:

T_n - подающий трубопровод отопления; T_o - обратный трубопровод отопления;
 1 - крупнозернистый песок основания с коэффициентом фильтрации не менее 20 м/сут; 2 - песок обсыпки с коэффициентом фильтрации не менее 5 м/сут

Засыпные конструкции характеризуются тем, что смонтированные трубопроводы с антикоррозийным покрытием, уложенные в траншею, засыпаются теплоизоляционной массой. В качестве засыпок используют керамзитовый гравий, перлит, асфальтоизол. Последний характеризуется тем, что при разогреве трубы теплоносителем вокруг поверхности трубы создается тройной слой: расплавленный материал, который обволакивает поверхность трубы, являясь антикоррозионным слоем, далее идет пористая спекшаяся масса, являющаяся теплоизоляционным слоем, и несьюрависобразный периферийный слой засыпки, не изменяющий своих свойств. При эксплуатации увлажняется, в основном, наружный слой, и к поверхности трубы влага не проникает. Перемещение трубопровода вследствие температурного удлинения происходит в вязком расплавленном слое. Теплопроводность асфальтоизола колеблется от 0,085 Вт/(м·°С) в сухом состоянии до 0,2 Вт/(м·°С) в увлажненном [5].

Для приготовления засыпки в виде асфальтоизола могут применяться отходы от переработки нефти.

Засыпная теплоизоляция из керамзита и перлита рекомендуется при сухих и маловлажных грунтах с низким уровнем грунтовых вод. Для защиты от

поверхностных вод обсыпку рекомендуется покрывать полиэтиленовой пленкой, изолом, рубероидом и другими рулонными материалами.

Находит применение засыпка гидрофобизирующим мелом. Перед обработкой в шаровой мельнице мел смешивается с гидро- фобизатором.

Засыпка мела производится в инвентарную опалубку, в которую предварительно укладывается полиэтиленовая пленка. После обсыпки трубопровода и уплотнения пленкой внахлест укрывают изолированный трубопровод. Коэффициент теплопроводности гидрофобизированного мела в среднем $0,086 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$.

Монолитные теплоизоляционные конструкции получили самое широкое распространение.

Примером такой конструкции является армопенобетонная оболочка, разработанная и широко применяемая в Ленинграде с 1948 г. Изготовление ее и покрытие труб производится индустриальным способом на специализированных заводах. Армирование, заливка пенобетоном в формы и автоклавная обработка производится на поточной линии. В бетон добавляют пенообразователь (столярный клей, канифоль и кальцинированная сода). Гидрозащитное покрытие выполняется в виде трех слоев бризола на битумно-резиновой мастике. Защитный слой - асбестоцементная штукатурка по проволочной сетке. В других случаях защитный слой выполняется из двух-трех слоев стеклоткани по битумно-резиновой мастике.

Тепловое удлинение труб в изоляции из армопенобетона происходит вместе с изоляцией.

Стыки труб изолируют по месту монтажа скорлупами или сегментами из пенобетона, фенольного норопласта или газобетона.

Теплопроводность пенобетона составляет $0,093 \div 0,116 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$.

Высокая индустриальность изготовления изоляции в монолитной оболочке из армопенобетона явилась результатом широкого внедрения этого метода строительства бескапельных теплопроводов.

Другим, широко распространенным способом индустриального строительства тепловых сетей являются бесканальные прокладки в битумоперлитной оболочке. Изготовление битумоперлитной смеси, нанесение на поверхность трубы, уплотнение и покрытие рулонным материалом осуществляется на поточной линии.

Вследствие малого сцепления битумоперлита с поверхностью трубы тепловые удлинения происходят внутри изоляции.

При этом способе изоляции необходимо осуществлять усиленное антикоррозийное покрытие труб с учетом возможности проникновения влаги к поверхности труб через изоляцию. Невысокая стоимость изоляционной конструкции и индустриальность ее изготовления явились следствием широкого применения битумоперлитной теплоизоляции.

Теплопроводность материала зависит также от плотности и колеблется в пределах $0,08 \div 0,15 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}$

Разработано и применяется большое количество материалов для монолитной теплоизоляции при бесканальных прокладках пенобетон, пенополимербетон, перлитобетон, керамзитобетон, асфальтокерамзитобетон, газосиликат, пеностекло и др.

Сопряжение бесканальных участков теплопроводов с каналом должно осуществляться путем устройства торцевой стенки с сальниковыми уплотнениями вокруг изолированных теплопроводов (см. рис.4) или песчаной обсыпкой.

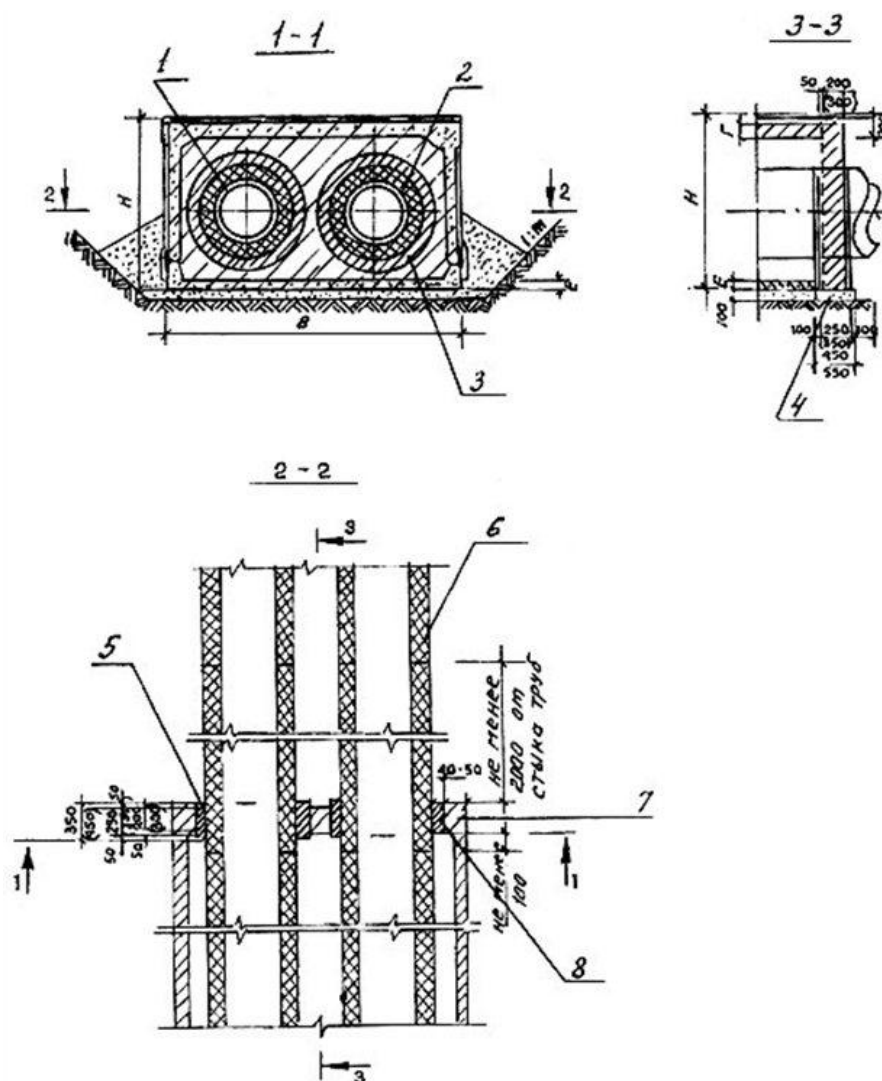


Рис. 8.12. Конструкция сопряжения бесканальной прокладки с канальной:
 1 - обратный трубопровод; 2 - подающий трубопровод; 3 - 2 слоя изола на битумной мастике; 4 - бетонная подготовка В 7,5; 5 - прокладка марки Вилатерм 40,50 мм (ТУ 6-06-221-762-84); 6 - теплоизоляция из пенополиуретана; 7 - бетон класса В 15; 8 - 2 слоя изола на битумной мастике

Пенопласты

Применение пенопластов для тепловой изоляции трубопроводов теплосетей сдерживалось вследствие их низкой температуроустойчивости и высоким водопоглощением. Разработаны и применяются композиционные полимерные органические материалы с различными добавками, значительно улучшающие их теплотехнические качества.

Например, ЛенЗНИИЭП предложил фенольный поропласт ФЛ на основе фенолформальдегидной смолы, керосинового контакта Петрова, мочевины,

поверхностно-активного вещества ОП-7, алюминиевого порошка и ортофосфорной кислоты [5]. Однако из-за высокого водопоглощения требуется хорошая гидроизоляция поверхности труб. Разработанная технология механизированного покрытия труб изоляционным и гидроизоляционным слоем позволяет достичь высокой степени индустриализации строительства теплосетей. Благодаря высокой адгезии поро- пласта с поверхностью трубы тепловые удлинения происходят совместно с изоляцией.

ВНИПИэнергопромом налажено производство теплопроводов в изоляции из пенополимербстона (ППБИ) методом формования и напыления ППБИ представляет собой новый вид теплогидроизоляции на основе химических органических продуктов и минеральных наполнителей. Предназначается для изоляции бесканально проложенных теплопроводов с температурой теплоносителя до 150°C.

Конструкция изоляции монолитная трехслойная: антикоррозионный слой, плотностью 800÷1000 кг/м³, толщиной 3÷8 мм, средний теплоизоляционный плотностью 200÷300 кг/м³, $\lambda = 0,07$ Вт/(м·°C) (толщина определяется расчетом) и наружный гидрозащитный слой высокой прочности. Все три слоя образуются одновременно при формовании за один цикл.

Высокая индустриальность изготовления конструкции позволяет вести монтаж трубопроводов "с колес".

8.4.4. Дефекты предизолированных трубопроводов в системе теплоснабжения

Широкое применение трубопроводов типа «труба в трубе» с пено-полиуретановой (ППУ) изоляцией для бесканальной прокладки тепловых сетей приносит очевидный положительный эффект. Подобная конструкция позволяет снизить тепловые потери до 2–3% и в теории продлить срок безремонтной службы до 30 лет.

Впрочем, как показывает практика, новые трубопроводы нередко выходят из строя уже после двух лет эксплуатации. Специалисты выделяют две субъективные причины столь скорых поломок.

Во-первых, предприятия, имеющие на балансе тепловые сети и являющиеся заказчиками при их капитальном ремонте и реконструкции, не оснащают трубопроводы в ППУ-изоляции системами контроля влажности изоляции. Таким образом, они нарушают технологию заводов-производителей. Отсутствие упомянутой системы контроля не позволяет проверить качество монтажа трубопровода (например, стыковых соединений), а также своевременно обнаружить и устранить появившиеся намокания изоляции.

Во-вторых, часто не соблюдаются правила защиты от наружной коррозии металла трубы – при прокладке трубопровода должна быть обеспечена полная гальваническая развязка между металлической трубой и грунтом (электролитом грунта). На практике, как правило, имеются гальванические контакты в местах некачественной изоляции стыков трубопроводов, на неподвижных опорах, в проходах через тепловые камеры и в местах соединения разнородных, с точки зрения гидроизоляции, трубопроводов ППУ и АПБ.

Дефекты монтажа, конечно, могут быть устранены путем усиления исполнительной дисциплины. Но существует и ряд объективных факторов, обуславливающих сокращение сроков эксплуатации.

Внутренняя коррозия трубопроводов тепловой сети

В системах теплоснабжения с открытым горячим водоснабжением водяной объем обновляется в течение суток 4–6 раз. Под воздействием технической очистки на городских водопроводных станциях вода приобретает дополнительную коррозионную активность в связи с увеличением содержания в ней сульфатов, уголекислоты, хлоридов, активного хлора, уменьшения рН воды. Поэтому водоподготовка является одним из факторов, влияющих на срок службы трубопроводов тепловых сетей. Водоподготовка, в первую очередь,

означает предварительную обработку подпиточной воды для тепловой сети и последующий контроль качества воды на источнике теплоснабжения. Как правило, она включает в себя умягчение и деаэрацию.

Наружная коррозия трубопроводов тепловой сети

Конструктивные элементы тепловой сети (теплопроводы, подвижные и неподвижные опоры, проходы в тепловые камеры) позволяют металлу трубопроводов соприкасаться с грунтом непосредственно либо через почвенный электролит (почвенные воды). Соприкосновение электролита с металлом приводит к появлению электрохимической наружной коррозии трубопроводов. Ее интенсивность зависит от целого ряда взаимосвязанных обстоятельств:

- материала и состояния труб, тепло- и гидроизоляционных, а также защитных покрытий;
- коррозионной активности грунта;
- химического состава грунтовых вод;
- водо- и воздухопроницаемости грунта;
- наличия и уровня грунтовых вод;
- температуры теплоносителя;
- воздействия внутренних и внешних растягивающих усилий и вибрации;
- состояния дренажа;
- наличия блуждающих токов;
- наличия и работоспособности катодной защиты;
- продолжительности и частоты действия того или иного фактора.

Одним из основных мероприятий, которые позволяют подавить процесс коррозии, вызванный блуждающими токами, на существующих тепловых сетях, является электрохимическая защита. Следует обратить внимание на тот факт, что вновь прокладываемые и перекладываемые сети будут проходить в коррозионно-опасных зонах. Применение труб типа ППУ позволит значительно увеличить эффективность тепловых сетей, но не снимет

полностью проблемы, связанные с наружным повреждением сетей электрохимической коррозией, так как повреждения металла труб в местах нарушения целостности полиэтиленовой оболочки будут проявляться гораздо раньше, чем на трубах с изоляцией из автоклавного армопенобетона. Это обусловлено высокими электроизолирующими свойствами полиэтиленовой оболочкой труб ППУ.

Механизм коррозионного разрушения имеет в своей основе электрохимический характер и определяется напряженностью приложенного электрического поля и, как следствие этого, силой тока, стекающего с поверхности трубы. Поскольку армопенобетон обладает слабыми электроизолирующими свойствами, ток, возникающий в металле трубы под действием внешних электрических полей, будет стекать с поверхности трубы более-менее равномерно, и концентрация тока I (А/м²) будет невысокая. При этом труба будет разрушаться относительно равномерно по всей поверхности, а следовательно, первые дефекты появятся на трубе только через несколько лет (или десятков лет).

Но после образования первого коррозионного повреждения процесс образования дефектов носит лавинообразный характер и описывается геометрической прогрессией, так как трубы к тому времени будут иметь остаточную толщину, не удовлетворяющую прочностным требованиям для работы под необходимым давлением теплоносителя. Трубы ППУ корродируют по-другому. Полиэтиленовая оболочка обеспечивает превосходные электроизолирующие свойства, и, если все элементы тепловой сети (стойки, опоры, сифоны, камеры, запорная арматура, отводы, врезки и т.д.) выполнены в соответствии с нормативно-техническими требованиями, наружная коррозия вовсе отсутствует.

На практике же имеют место различного рода дефекты при производстве труб и фасонных изделий, монтаже и эксплуатации тепловых сетей с ППУ изоляцией. При этом в местах дефектов полиэтиленовой изоляции возникает

электрический контакт металла трубы с электролитом грунта, так как основная поверхность трубы хорошо изолирована, фактически весь наведенный внешними электрическими полями ток прикладывается к месту электрического контакта. Плотность тока в местах дефектов труб ППУ может достигать значительных величин.

За счет этих быстротекущих процессов повреждение трубопровода в месте дефекта изоляции будет проходить очень быстро и проявится в первый же год эксплуатации. Если не предпринять дополнительных мер по защите, аварии придется ликвидировать каждый год или чаще, в зависимости от наличия и сочетания факторов коррозионной опасности.

Из конструктивных особенностей прокладки труб ППУ в условиях грунтовой засыпки следует возникновение больших сил трения в системе грунт-трубопровод и возрастание на порядок осевых усилий в трубопроводах, что может многократно увеличить скорость коррозии, так как труба в месте, где имеет место повышенное или, что еще хуже, переменное напряжение, подвергается коррозии гораздо быстрее, чем не находящаяся под действием напряжений труба. По этой же причине происходит коррозионное растрескивание сварных швов, так как на продольное напряжение самих труб накладывается внутреннее напряжение металла в сварных стыках. При сочетании всех вышеуказанных фактов коррозионное повреждение трубопроводов в местах сварки будет происходить с высокой скоростью.

Для того чтобы отследить наличие увлажнения изоляции и определить сквозные повреждения полиэтиленовой изоляции, особое внимание необходимо уделить монтажу и эксплуатации систем оперативного дистанционного контроля (ОДК) состояния изоляции трубопроводов. Эта система позволит своевременно диагностировать начало коррозионных процессов для последующего оперативного их устранения.

Однако необходимо учитывать тот факт, что устранение дефектов на тепловой сети с ППУ-изоляцией требует большего времени на подготовку и

более квалифицированной работы. Устранить такой дефект изоляции не всегда представляется возможным произвести оперативно, трубы же при этом разрушаются с очень большой скоростью.

Для уменьшения скорости разрушения трубы в период с момента обнаружения дефекта до его ликвидации возможно в десятки раз уменьшить скорость коррозии за счет применения катодной электрохимической защиты.

Особое внимание следует обратить на места соединения труб ППУ с трубами АПб. Из-за разнородности их изоляции токи, наводимые в трубе ППУ внешними полями, будут стекать через изоляцию труб АПб, имеющую худшие диэлектрические свойства (на несколько порядков).

Самым эффективным способом избежать ускорения разрушения труб АПб в местах сочленения с трубами ППУ являются установки изолирующего фланцевого соединения в месте сопряжения, то есть произвести секционирование участка трубы ППУ и устранить прямую гальваническую связь между разнородными трубами.

На практике секционирование применяется крайне редко из-за отсутствия изолирующих фланцевых соединений большого диаметра для тепловых сетей. Единственным способом защиты трубы АПб без вскрышных работ остается установка станции катодной защиты. Это решение менее эффективное с точки зрения уменьшения скорости коррозии, но при правильном его применении позволит довести срок службы трубы АПб до нормативного (15–25 лет).

Для своевременного выявления и определения (локализации) дефектов изоляции или труб, увеличения надежности трубопроводов предлагаются следующие мероприятия:

1. Магистральные тепловые сети, прокладываемые из труб ППУ большого условного диаметра (400–1400 мм), должны оснащаться стационарными локаторами мест увлажнения изоляции непрерывного действия (период локаций проводников ОДК которых не превышает 20 мин). Размещать

локаторы необходимо в котельных, ЦТП, ИТП и других местах с ограниченным доступом при наличии диспетчерского пункта и службы дежурного оператора с круглосуточным пребыванием обслуживающего персонала;

2. Распределительные тепловые сети, прокладываемые из труб ППУ, имеющих условные диаметры от 100 до 350 мм, должны оснащаться стационарными детекторами увлажнения изоляции непрерывного действия. Размещать детекторы необходимо в котельных, ЦТП, ИТП и других местах с ограниченным доступом, а также в специально оборудованных контрольно-измерительных пунктах (КИП), имеющих выводы аварийной сигнализации увлажнения изоляции трубопровода на диспетчерский пункт;

3. Распределительные тепловые сети, прокладываемые из труб ППУ, имеющих условные диаметры от 32 до 80 мм, должны оснащаться контрольно-измерительными пунктами (КИП) с внешними выводами от проводников системы ОДК с терминалами для подключения переносных локаторов и детекторов увлажнения изоляции трубопроводов;

4. При проектировании и строительстве тепловых сетей с ППУ изоляцией предусмотреть вывод контрольных проводников системы ОДК в контрольно-измерительные пункты (КИП) через каждые 200 м. При этом выводы проводника от трубы производить медным кабелем сечением не менее 50 мм². В местах вывода КИП предусмотреть установку медносульфатных электродов сравнения для контроля коррозионной обстановки трубопроводов;

5. Применять к установке исключительно электросварные по полиэтиленовой оболочке стыки, обеспечивающие надежную герметизацию ППУ изоляции;

6. В местах сочленения труб ППУ изоляции с АПб изоляцией предусмотреть установку электроизолирующих фланцевых соединений или станций катодной защиты;

7. Провести экспертизу проектов прокладки новых трубопроводов с привлечением организаций, занимающихся защитой от электрохимической коррозии;

8. Ввести контроль электроизоляции опор, тепловых камер перед их установкой, так как установка бракованных изделий повлечет за собой повышение аварийности участков, где эти изделия будут установлены;

9. Предусмотреть катодную и дренажную защиту на участках, где выявлены неблагоприятные сочетания факторов коррозионной опасности;

10. Производить при приемке труб сплошной контроль химического состава стали, из которой изготовлены трубы. Не допускать в производство трубы с отклонениями от нормативов (особое внимание уделять составу углерода: его содержание не может отличаться в меньшую сторону; не применять сталь с химическим составом, аналогичным европейской стали – 37).

9. Рациональная структура тепловых сетей

9.1. Основные недостатки современных тепловых сетей

Основные недостатки:

1) высокая повреждаемость тепловых сетей и отсутствие резервирования, что приводит к частому отключению системы;

2) отсутствие согласованной работы источников тепла, что затрудняет режим подачи тепла в аварийных ситуациях;

3) низкая гидравлическая устойчивость систем, вследствие чего системы должны работать с повышенным по отношению к расчетному расходом воды;

4) низкая управляемость систем, вследствие чего система работает нормально только при постоянном расходе воды;

5) жесткая гидравлическая связь между всеми элементами системы, что может привести к повышению давления в некоторых элементах выше допустимого;

б) большие потери теплоносителя в аварийных ситуациях;

- 7) высокая стоимость сетей, особенно в закрытых системах, где в ЦТП установлены подогреватели;
- 8) потребность в большом количестве авторегуляторов;
- 9) из-за наличия на абонентских вводах элеваторов, недопустимо местное количественное регулирование;
- 10) невозможность повысить температуру сетевой воды выше 150 °С.

9.2. Гидравлическая устойчивость сети. Нейтральные точки

Гидравлическая устойчивость сети – способность систем поддерживать заданный гидравлический режим. Характеризуется коэффициентом гидравлической устойчивости.

Обозначается y . Это отношение расчетного расхода к максимально возможному. О гидравлической устойчивости сети судят по наиболее удаленному потребителю:

$$y = \frac{V_p}{V_{\max}}$$

Максимальный расход воды у потребителя будет, если отключить все остальные потребители:

$$\Delta H_{\text{ст}} = \Delta H_{\text{аб}};$$

$$y = \sqrt{\frac{\Delta H_{\text{аб}}}{\Delta H_{\text{аб}}^{\max}}}$$

$\Delta H_{\text{с}}$ при максимальном расходе у потребителя стремится к нулю.

где $\Delta H_{\text{с}}$ - потери давления в сети в расчетном режиме.

$$\Delta H_{\text{аб}}^{\max} \approx \Delta H_{\text{ст}} + \Delta H_{\text{с}};$$

$$y = \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{\Delta H_{\text{с}}}{\Delta H_{\text{аб}}}}}$$

Для повышения гидравлической устойчивости сети при проектировании требуется выбирать наименьшее количество местных сопротивлений. В процессе эксплуатации задвижки должны быть полностью закрыты.

Для стабилизации режима давления в сети в одной или двух (при сложном профиле местности) точках системы давление искусственно изменяют по определенному закону. Такие точки называются точками регулируемого давления. Если в этих точках и в статическом, и в динамическом состоянии поддерживается одно и то же давление, то эту точку называют нейтральной. Нейтральные точки целесообразно размещать на перемычке сетевых насосов.

Изменение давления в нейтральной точке служит импульсом для регулирования расхода подпиточной воды.

9.3. Управляемость системы

Основные принципы проектирования тепловых сетей:

- 1) простота;
- 2) надежность;
- 3) экономичность;
- 4) управляемость;
- 5) резервирование.

Под управляемостью понимают возможность согласованного изменения режима работы всех звеньев системы теплоснабжения. Управляемость определяется тремя факторами:

- 1) наличием авторегуляторов. Всякая автоматизированная система управляема;
- 2) гидравлической устойчивостью;
- 3) количеством самостоятельных элементов системы.

Возможно два типа структуры тепловой сети:

1) обезличенная – ответвления к распределительным линиям и распределительные линии к магистралям присоединяются через задвижку. Для системы характерна жесткая гидравлическая связь всех элементов;

2) секционированная - ответвления к распределительным линиям присоединяются через задвижку, а распределительные линии к магистралям – через контрольные распределительные пункты (КРП). В этом случае в распределительной линии с помощью средств автоматизации на КРП устанавливается режим давления не связанный с режимом давления в магистрали.

Если сравнить между собой секционированную и обезличенную сети по трем приведенным выше показателям, то предпочтительнее сеть секционированная.

КРП может присоединяться к трубопроводам сети с двух сторон секционирующей задвижки. КРП могут быть индивидуальные (на одно здание), групповые (на 5 - 10 зданий) и районные (до 100 зданий).

Возможная схема КРП:

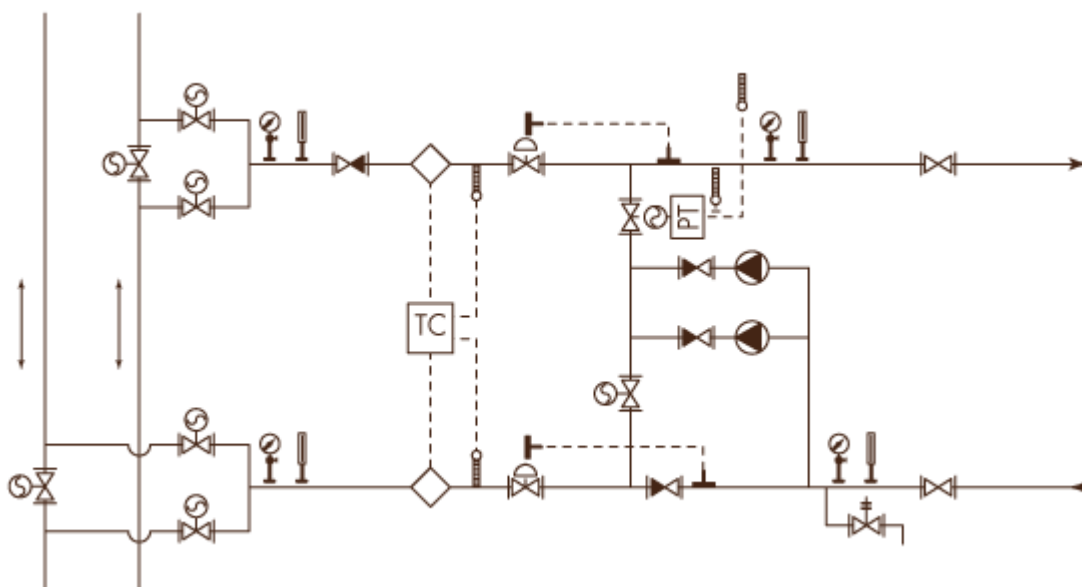


Рис. 9.1. Принципиальная схема КРП – контрольно-распределительного пункта на ответвлении разводящих тепловых сетей от магистральных

Каждый КРП подключается к магистрали с обеих сторон секционных задвижек и обслуживает потребителей с тепловой нагрузкой 50—100 МВт. В

КРП устанавливаются переключающие электроздвижки на вводе (рис. 9.1), регуляторы давления, циркуляционно-подмешивающие насосы, регулятор температуры, предохранительный клапан, приборы учета расходов тепла и теплоносителя, приборы контроля и телемеханики.

Схема автоматизации КРП дает следующие возможности:

- осуществлять питание распределительных сетей с двух сторон секционной задвижки на магистральных сетях;
- поддерживать на постоянном минимальном уровне требуемое давление в обратной линии;
- поддерживать постоянный заданный перепад давлений в распределительной сети;
- снизить и поддерживать по заданному графику температуру воды в подающем трубопроводе распределительной сети в отдельные периоды, когда температура воды в магистральных сетях превышает требуемую.

Вследствие этого в период аварии на ТЭЦ или магистрали возможна подача теплоносителя с другой стороны, а в режиме резервирования возможна подача уменьшенного количества циркуляционной воды с повышенной температурой без нарушения температурного и гидравлического режимов в распределительных сетях.

КРП должны располагаться в наземных павильонах, для чего могут быть использованы здания существующих ЦТП либо они могут блокироваться с водопроводными подкачивающими станциями (это позволит в большинстве случаев отказаться от установки высоконапорных, а потому более шумных насосов в зданиях). КРП будут служить границей балансовой принадлежности теплоотпускающей и теплораспределяющей организаций (следующей границей между теплораспределяющей и теплоиспользующей организациями будет стена здания).

9.4. Резервирование

Резервирование магистральных и распределительных линий решается с помощью перемычек. Считается, что системы имеют резерв, если перераспределение воды в аварийных ситуациях занимает не более 3 часов.

Выполнение перемычек:

1) при резервировании магистральных линий перемычки делают однострубно, но присоединяют к подающему и обратному трубопроводам. Перемычки выполняются в районе секционирующих задвижек. В аварийных режимах допускается снижение расхода воды до 65 % от расчетного при одновременном увеличении температурного перепада в сети;

2) при резервировании распределительных линий перемычки делаются двухтрубными, так как они могут быть использованы в период летних ремонтов. При резервировании распределительных линий расход воды должен сохраняться 100 %. Резервирование с помощью перемычек решается в радиальных распределительных линиях. С целью резервирования распределительных линий целесообразно выполнять по кольцевым схемам, присоединяя их к одному или двум КРП и к одной или двум магистралям.

Преимущества схем с КРП и резервирующими участками:

1) обеспечивается возможность управления тепловым и гидравлическим режимом магистральных и распределительных линий независимо друг от друга, что позволяет:

а) не увеличивать диаметр магистральных линий с целью резервирования;

б) повышать температурный график в аварийных ситуациях с целью снижения расхода воды;

в) обеспечить подачу тепла всем КРП в аварийных режимах;

г) создавать в каждой распределительной линии тепловой и гидравлический режим, не зависящий от других распределительных линий;

д) подключать новых потребителей, не нарушая режимы подачи тепла к уже присоединенным;

е) быстро определять и отключать аварийные участки, что позволяет снизить потери воды в сети;

2) повышается гидравлическая устойчивость распределителей, что обеспечивает точность распределения воды по потребителям;

3) снижается средний уровень давления в распределителях;

4) появляется возможность работы магистрали и распределительных линий с переменными расходами воды, что позволяет:

а) снизить расход циркулируемой воды;

б) снизить затраты электроэнергии на перекачку теплоносителя.

9.5. Выбор схем подключения абонентских установок

Местные системы могут подключаться к сети по зависимым и независимым схемам. В зависимых схемах давление в местных системах зависит от давления в распределителях. В независимых – не зависит.

При независимых схемах потребители подсоединяются к тепловой сети через водоводяные подогреватели.

Такие схемы применяются либо при недопустимо высоком давлении в обратной линии, либо при недостаточном располагаемом напоре на абонентском вводе. Давление в системе отопления определяется положением расширительного бака.

Рекомендации:

1) в системах, питаемых от крупных ТЭЦ, распределительные линии присоединяются к магистралям через КРП, а потребитель – через индивидуальные тепловые пункты (ИТП) или центральные тепловые пункты (ЦТП) по зависимым, либо независимым схемам;

2) в системах, питаемых от крупных котельных, потребителей следует присоединять через ИТП или ЦТП по независимым схемам;

3) в системах, получающих тепло от небольших либо квартальных котельных, потребителей можно подключать к сети через ИТП или ЦТП по зависимым либо независимым схемам.

Тепловые пункты

9.6. Назначение и оборудование тепловых пунктов

Тепловые пункты включают в себя комплекс оборудования, позволяющий выполнять следующие функции:

- учет расхода теплоты потребителями;
- распределение теплоты по местным системам потребителей;
- приготовление горячей воды с параметрами, требуемыми для санитарно-бытовых нужд;
- поддержание и регулирование параметров теплоносителя - давления и температуры;
- регулирование расхода теплоносителя, потребляемого местными системами теплоснабжения;
- автоматизация, защита, контроль и диспетчеризация работы местных систем потребителей теплоты.

В зависимости от количества подключенных к тепловому пункту зданий принято различать индивидуальные пункты (ИТП) и групповые или центральные (ЦТП). Обычно ИТП размещаются в зданиях, теплоснабжение которых они осуществляют.

В настоящее время достаточно часто прибегают к устройству ЦТП, обслуживающих группы зданий. ЦТП размещают в отдельно стоящих зданиях, строительство которых обосновывается следующими обстоятельствами:

- насосные агрегаты могут служить источником шума и вызывать вибрации зданий;
- при закрытой схеме теплоснабжения в ЦТП облегчается устройство местной обработки холодной воды, устраняющее опасность коррозии или зарастания внутридомовых систем горячего водоснабжения.

Кроме общего узла управления и учета теплоты, в них располагают групповой подогреватель горячего водоснабжения с циркуляционными и подпиточными насосами этой системы.

9.6.1. Центральный тепловой пункт (ЦТП)

Центральный тепловой пункт позволяет сосредоточить все наиболее дорогостоящее и требующее систематического и квалифицированного наблюдения оборудование в удобных для обслуживания, отдельно стоящих зданиях и благодаря этому значительно упростить последующие местные тепловые пункты в зданиях.

Здания общественного назначения, размещаемые в жилых микрорайонах, школы, детские учреждения, должны иметь самостоятельные тепловые пункты, оборудованные регуляторами.

Центральные тепловые пункты должны размещаться на границах между магистральными и распределительными сетями. С их помощью должны решаться как задачи управления магистральными сетями и системами теплоснабжения в целом, так и задачи по правильному использованию теплоносителя, поступающего из магистралей в распределительные сети.

Задачи, решаемые центральными тепловыми пунктами, могут быть сформулированы следующим образом:

- 1) автоматическое распределение теплоносителя, поступающего от теплоисточника по магистральным сетям, в количествах, соответствующих потребности присоединенных зданий;
- 2) телемеханический контроль за параметрами поступающего теплоносителя и приборный учет расхода теплоты, полученной потребителями;
- 3) автоматическое регулирование параметров теплоносителя, поступающего в распределительные сети в соответствии с характеристиками потребителей;

4) защита от нарушения гидравлического режима сетей при временных нарушениях теплового режима теплоисточником, а также от утечек в распределительных сетях;

5) защита местных систем отопления от аварийного повышения давления в магистральных сетях (гидравлические удары и ошибки при переключениях).

Для решения указанных задач ЦТП должен иметь:

- смесительные насосы, с помощью которых устанавливается необходимая температура воды в распределительных сетях, производится увеличение пропускной способности магистральных сетей (временно при авариях и ремонтах или постоянно за счет повышения расчетной температуры воды), предохранение систем отопления от замораживания;

- регуляторы температуры воды, подаваемой в систему горячего водоснабжения, и регуляторы отопительно-вентиляционной нагрузки, которые работают от датчиков температуры наружного или внутреннего воздуха, но их указания могут корректироваться диспетчером тепловой сети;

- расходомер с электрическим выходом, с помощью которого для каждого ЦТП устанавливается предельная норма расхода теплоносителя, что должно предохранить тепловую сеть от «развала» гидравлического режима при резком снижении температуры подаваемой воды против графика; функции непосредственного ограничителя расхода в этом случае выполняет регулятор отопительной нагрузки;

- регулятор давления на обратной трубе, обеспечивающий необходимое давление в местных системах теплоснабжения зданий и предохраняющий системы отопления от опорожнения при авариях в магистралях; спуск воды по подающей трубе локализуется обратным клапаном;

- сбросное устройство, состоящее из регулятора давления и разрывной мембраны, позволяющее предохранить системы потребителей от повышения давления в обратной линии сети и гидравлических ударов;

- реле утечки, работающее по принципу сравнения расходов воды в подающей и обратной трубе, что при закрытой системе теплоснабжения позволяет определить наличие утечки горячей воды в распределительных сетях и системах отопления;

- задвижки с электроприводом, позволяющие диспетчеру тепловой сети перевести ЦТП на автономную работу или прекратить подачу горячей воды на бытовые нужды;

- средства телемеханического контроля, сигнализации и управления, позволяющие персоналу тепловой сети (диспетчеру) проводить контроль и управление гидравлическим и тепловым режимом сети.

При ЦТП с насосами в жилых микрорайонах распределительные тепловые сети могут сооружаться при закрытой системе теплоснабжения двух-, трех- и четырехтрубными, при открытой — двух- и трехтрубными.

Выбор схемы сетей (и тепловых пунктов) в каждом жилом микрорайоне должен решаться путем технико-экономического сравнения с обязательным учетом надежности и простоты эксплуатации. В практических условиях, конечно, этого можно избежать, ограничившись таким расчетом для одного-двух типичных жилых микрорайонов для данного города.

Схемы распределительных сетей в общественных центрах и на промышленных объектах предусматриваются обычно двухтрубными. Разница в подходе к выбору схем объясняется тем, что в жилых микрорайонах имеет место преимущественно однородная застройка, что дает возможность за счет прокладки дополнительных труб в распределительной сети значительно упростить схемы.

На рис. 9.2. показана схема центрального теплового пункта для жилого микрорайона с четырехтрубными сетями. Присоединение систем отопления к тепловой сети осуществляется через водоподогреватель отопления 7 с циркуляционными насосами отопления 9. Система ГВС присоединяется по

независимой схеме через подогреватели первой и второй ступени 3 и 4 с циркуляционно-подкачивающими насосами 6. Контроль за температурой воды, подаваемой в систему ГВС, осуществляется автоматически с помощью регуляторов температуры воды 5. Контроль за температурой воды, подаваемой в отопительную систему, осуществляется с помощью регуляторов температуры воды 8, работающих от датчиков температуры наружного воздуха. Подача горячей воды в случае аварии может быть прекращена с помощью закрытия задвижки с электроприводом 1.

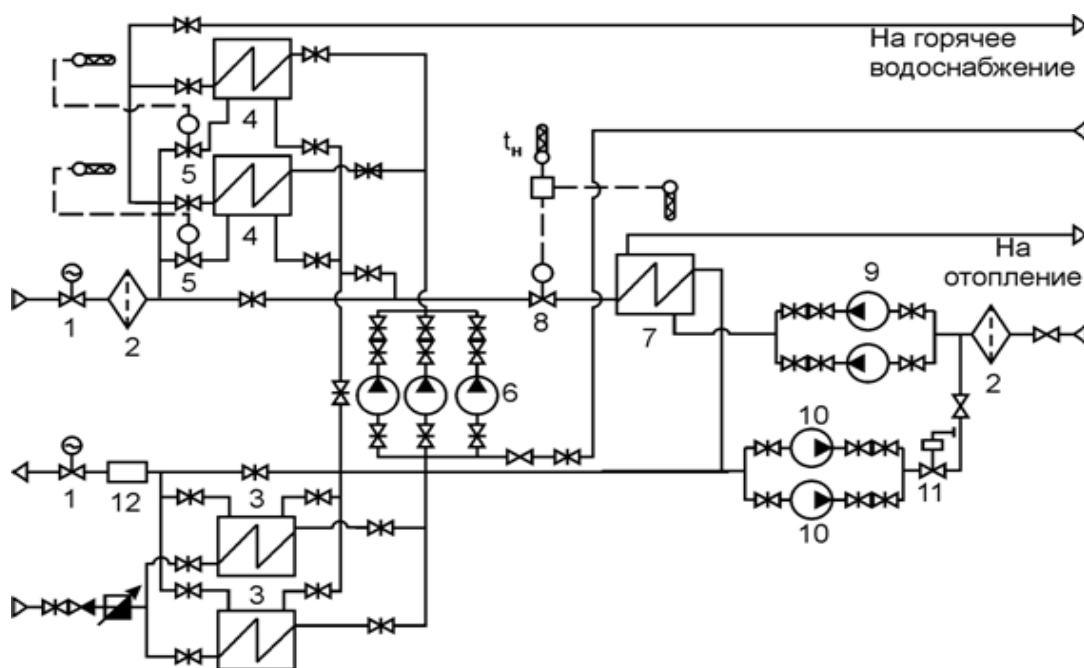


Рис. 9.2. Схема центрального теплового пункта для жилого микрорайона:

1 - задвижки с электроприводом; 2 - грязевики; 3, 4- подогреватели горячего водоснабжения первой и второй ступеней; 5 - регуляторы температуры воды; 6 - циркуляционно – подкачивающие насосы; 7 - подогреватель отопления; 8 - регулятор температуры воды для отопления (работает от датчика температуры наружного воздуха); 9- циркуляционные насосы сети отопления; 10- подпиточные насосы для сети отопления; 11- регулятор давления; 12 – теплосчетчик

Регулятор давления на обратной трубе 11 обеспечивает необходимое давление в местных системах теплоснабжения зданий и предохраняет системы отопления от опорожнения при авариях.

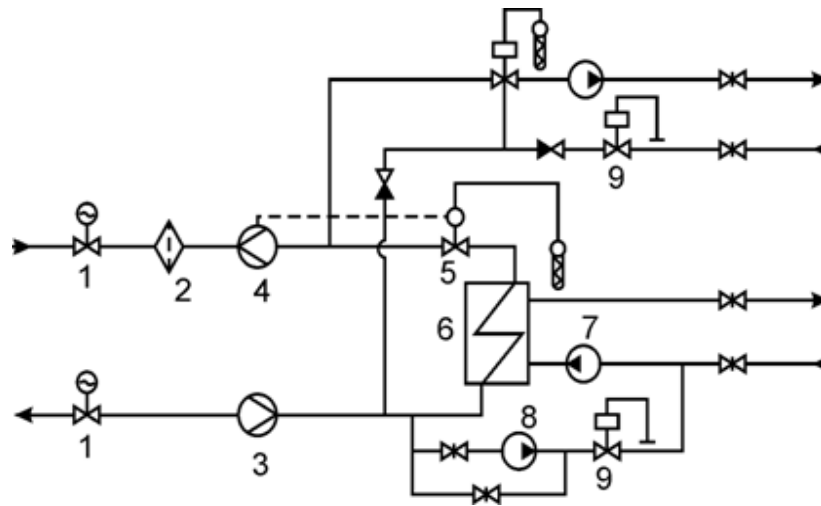


Рис. 9.3. Схема центрального теплового пункта с независимым присоединением отопления при открытой системе теплоснабжения: 1 - задвижки с электроприводом; 2 - грязевики; 3 – диафрагма к расходомеру; 4 - диафрагма к расходомеру-ограничителю максимального расхода воды; 5 - регулятор температуры воды (работает от датчика температуры наружного воздуха); 6-подогреватель отопления; 7 - циркуляционный насос; 8 - подпиточный насос; 9- регулятор давления

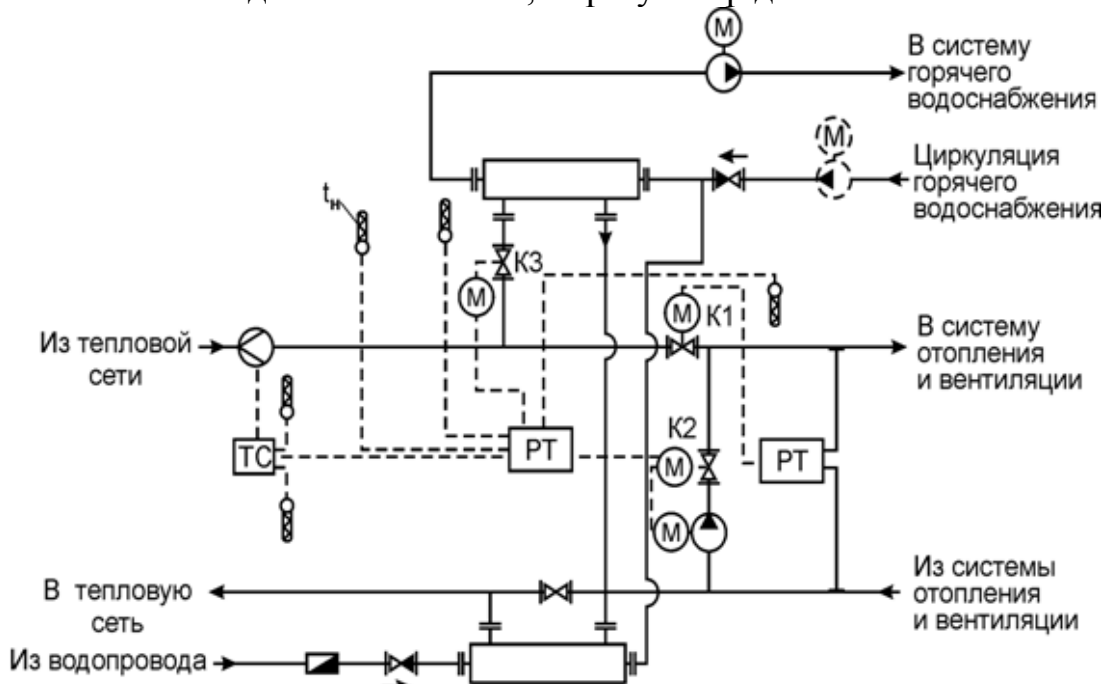


Рис. 9.4. Зависимая схема ЦТП с циркуляционным насосом на перемычке между подающим и обратным трубопроводами тепловой сети

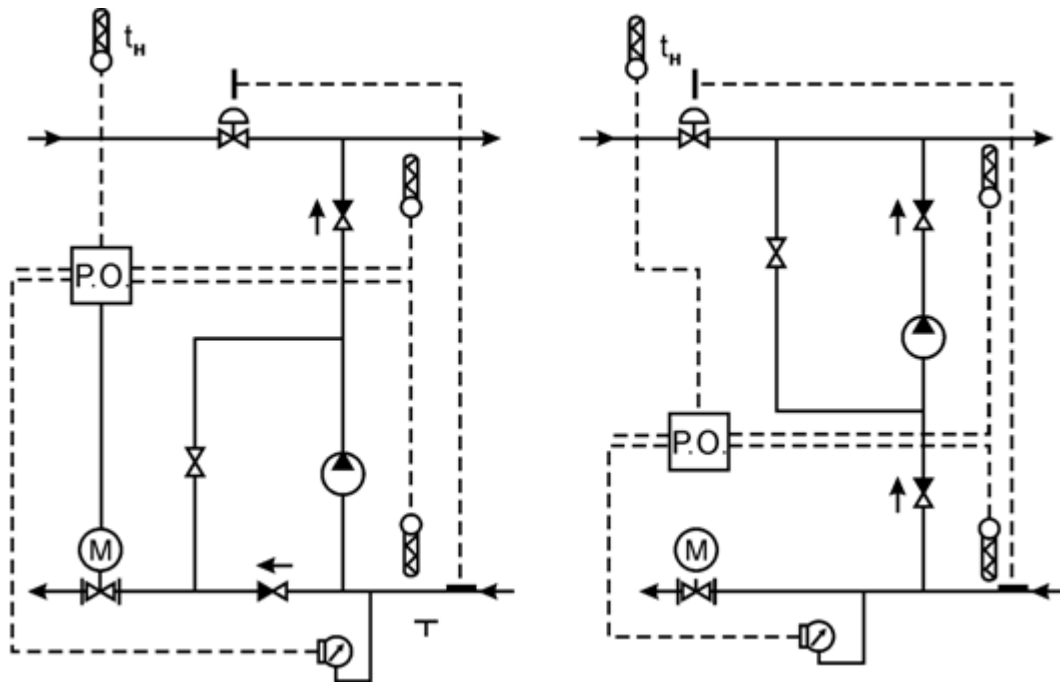


Рис. 9.5. Варианты установки циркуляционных насосов при зависимой схеме:
 а - на обратном трубопроводе; б - на подающем трубопроводе

Квартальные сети отопления в ЦТП подключаются к тепловой сети либо через водонагреватель по независимой схеме (рис. 9.3), либо по зависимой схеме с циркуляционно-подмешивающим насосом, установленным, в зависимости от давлений в подающем и обратном трубопроводах, на перемычке между этими трубопроводами (рис. 9.4) либо на одном из них (рис. 9.5). Регулирование отопления выполняется изменением расхода теплоносителя из тепловой сети путем открывания или закрывания регулирующего клапана.

За счет такого автоматического регулирования подачи тепла на отопление в ЦТП достигается экономия тепла до 15 % от годового потребления — за счет ликвидации срезки температурного графика на уровне 70-80 0С (из-за необходимости нагрева воды горячего водоснабжения) и за счет снижения подачи тепла с учетом возрастающей доли внутренних тепловыделений в тепловом балансе здания с увеличением температуры наружного воздуха.

Большая экономия тепла достигается еще за счет применения индивидуального автоматического регулирования теплоотдачи отопительных

приборов с помощью термостатов, установка которых обязательна при новом строительстве.

Обязательность осуществления автоматического регулирования отопления на вводе в здание; недолговечность трубопроводов внутриквартальных сетей горячего водоснабжения; требования в современных рыночных условиях установки приборов учета тепла и воды в каждом здании — эти факторы ставят под сомнение необходимость теплоснабжения жилых зданий и микрорайонов в нашей стране через групповые тепловые пункты (ЦТП), после которых отдельные здания снабжаются по самостоятельным трубопроводам горячей водой на отопление и водопроводной водой, нагретой в теплообменниках, установленных в ЦТП, — на бытовые нужды. ЦТП появились в 1950-х годах из-за отсутствия малошумных насосов. Порой из ЦТП выходят до восьми теплопроводов (при 2-зонной системе горячего водоснабжения и при наличии значительной вентиляционной нагрузки), причем трубопроводы горячего водоснабжения, хотя и применяются оцинкованные, но из-за отсутствия химподготовки исходной воды подвергаются интенсивной коррозии, и после 3—5 лет эксплуатации на них появляются свищи. Расчеты, выполненные еще 35 лет назад, подтвердили, что решение системы теплоснабжения с ИТП (индивидуальный тепловой пункт) эффективней системы с ЦТП как по капиталовложениям, так и по эксплуатационным затратам, но отсутствие в то время необходимого оборудования (компактных теплообменников, малошумных циркуляционных насосов, приборов авторегулирования и учета тепла) и монополизм некоторых служб оставили это решение нереализованным, за исключением нескольких демонстрационных объектов.

В настоящее время в связи с приватизацией жилищ и предприятий сферы обслуживания, а также с ростом стоимости энергоносителей, актуальным является переход от групповых тепловых пунктов к индивидуальным (ИТП), расположенным в отапливаемом здании. Это решение, помимо повышения

эффективности авторегулирования отопления, позволяет отказаться от распределительных сетей горячего водоснабжения, а также снизить потери тепла при транспортировке и расход электроэнергии на перекачку бытовой горячей воды. Причем переход на систему теплоснабжения с ИТП целесообразен не только в новом строительстве, но и в существующих микрорайонах, где требуется замена внутриквартальных сетей и оборудования ЦТП.

9.6.2. Присоединение систем отопления к тепловым сетям в ИТП

Как уже отмечалось, одной из задач ИТП является трансформация параметров теплоносителя тепловой сети на параметры, требуемые для систем отопления и вентиляции. С этой целью в местах присоединения указанных систем к трубопроводам тепловой сети устанавливают различное оборудование.

Различают следующие виды присоединения систем отопления к тепловым сетям: непосредственное, зависимое, независимое.

Непосредственное присоединение показано на рис. 9.6,а. Если параметры, необходимые для системы отопления, совпадают с параметрами, которые поддерживаются в тепловой сети, то систему отопления присоединяют к тепловой сети непосредственно без установки какого-либо промежуточного устройства. Например, расчетная температура присоединяемой системы отопления равна 150/70 °С. Эту же расчетную температуру имеет тепловая сеть; давление в тепловой сети в точке присоединения меньше допустимого для системы отопления. Значение допустимого давления определяется прочностью отдельных элементов системы отопления. Наименьшей прочностью обладают нагревательные приборы. Таковую систему присоединяют к тепловой сети непосредственно, достаточно иметь задвижки на подающем и обратном трубопроводах и соответствующую контрольно-измерительную аппаратуру.

Такое присоединение возможно при теплоснабжении от современных блочных котельных, работающих с максимальной температурой теплоносителя 95–105 °С.

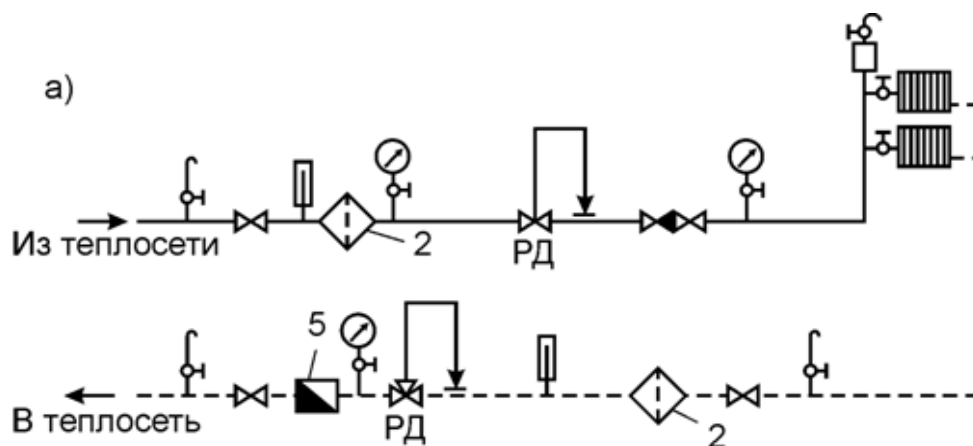
Если для системы отопления требуется более низкая температура теплоносителя, чем в тепловой сети, а давление в точке присоединения ниже допустимого, применяют зависимое присоединение (рис. 9.6,б). Температура теплоносителя снижается путем смешения прямой сетевой воды с обратной. Для смешения применяют элеваторы или насосы. В качестве смесительного устройства наибольшее распространение получил элеватор. Это объясняется следующими причинами. При применении элеваторов вследствие их большого сопротивления повышается гидравлическая устойчивость тепловой сети, кроме того, элеватор является простым устройством, не имеющим вращающихся частей, поэтому он надежен в эксплуатации, имеет большой срок службы, затраты на его обслуживание минимальные. Для достижения расчетной температуры в системе отопления необходимо обеспечить расчетный коэффициент смешения, определяемый по формуле:

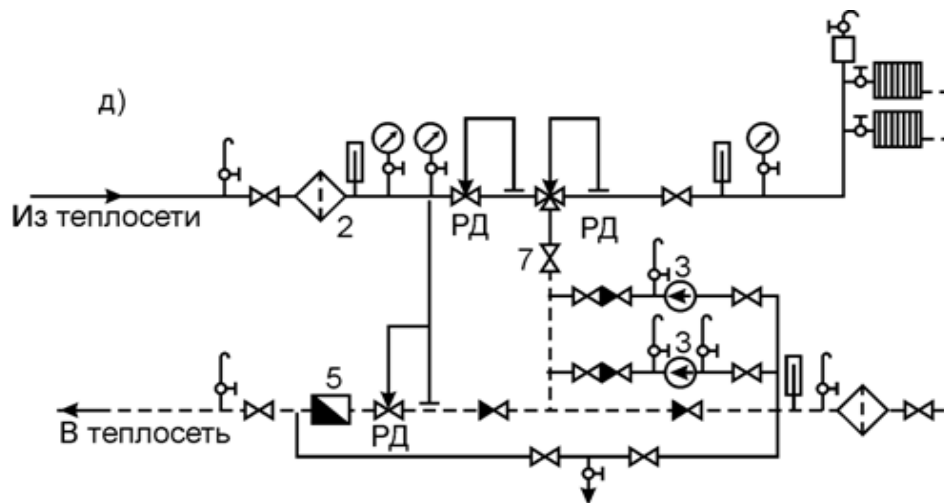
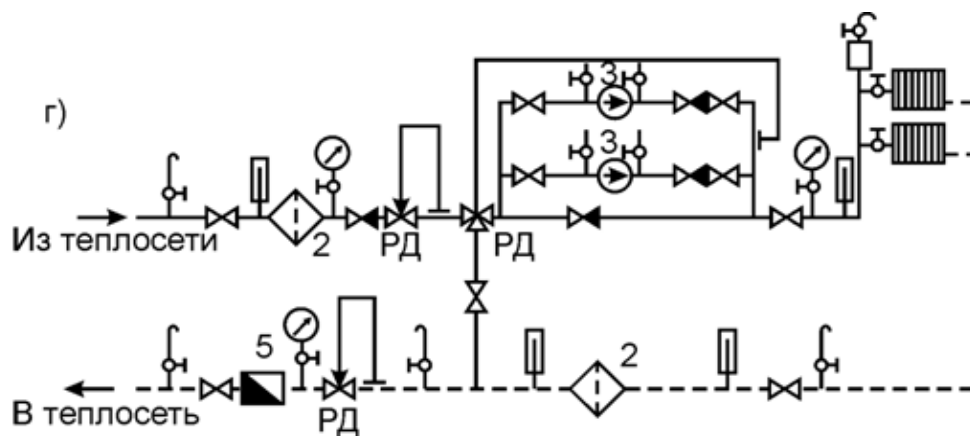
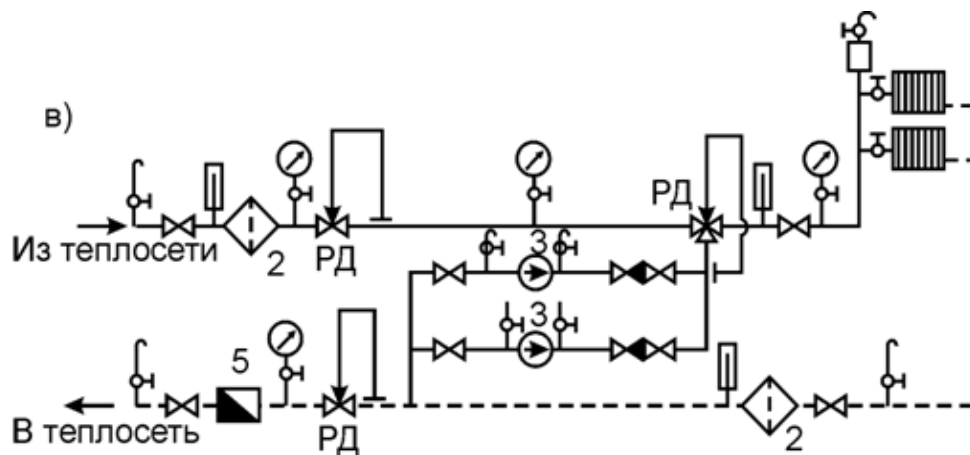
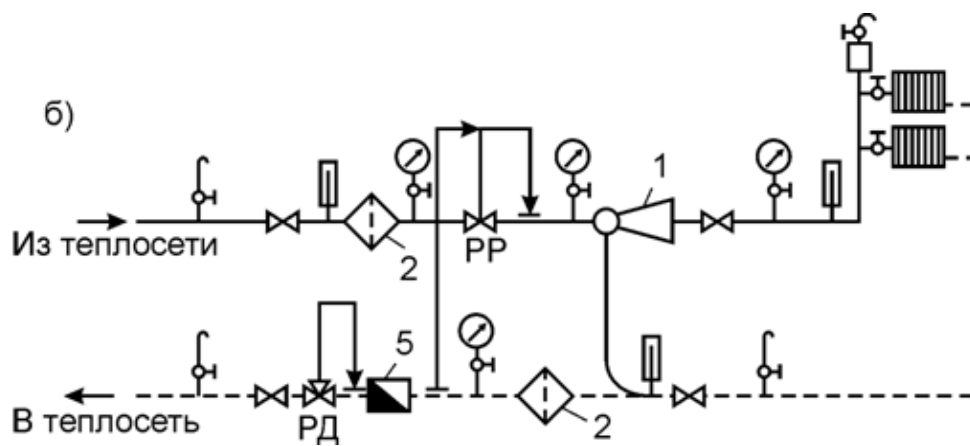
$$u = \frac{G_2}{G_1},$$

где u – коэффициент смешения;

G_2 – расход подмешиваемой воды из обратного трубопровода, кг;

G_1 – расход воды, поступающей из тепловой сети, кг;





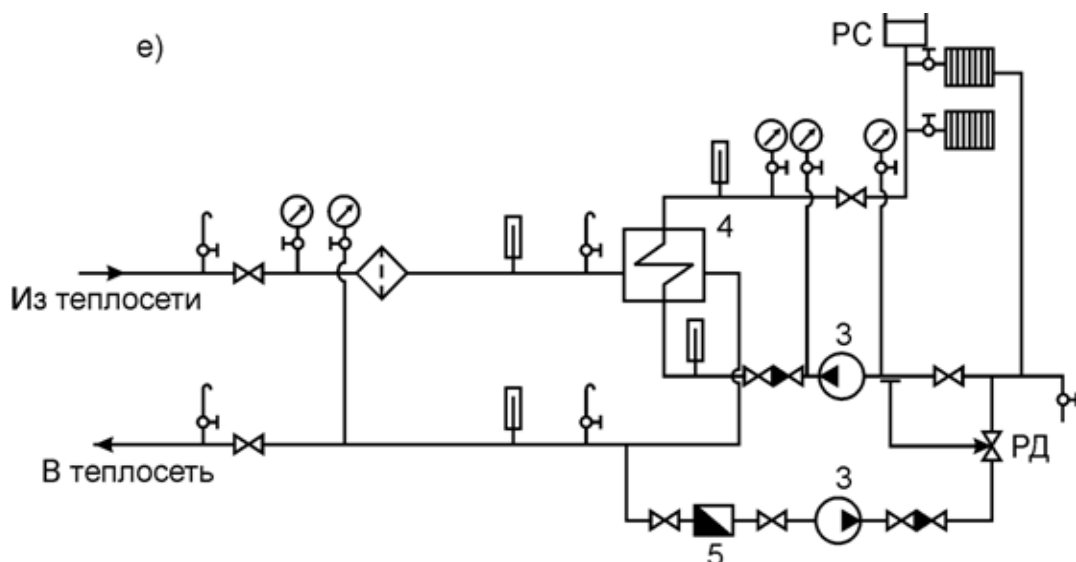


Рис. 9.6. Схемы присоединения систем отопления к тепловой сети: а – непосредственное; б – зависимое с помощью элеватора; в – зависимое, с насосом на перемычке; г – то же, с насосом на подающем трубопроводе системы отопления; д – то же, с насосом на обратном трубопроводе; е – независимое: 1 – элеватор; 2 – грязевик; 3 – насос; 4 – подогреватель; 5 – водомер; РД – регулятор давления; РР – регулятор расхода; РС – расширительный бак

Значения коэффициентов смешения μ в зависимости от расчетных температур тепловой сети и в системе отопления приведены в табл. 9.1:

Таблица 9.1

Значения коэффициентов смешения

Расчетная температура в тепловой сети, °С	Расчетная температура в системе отопления, °С		
	105/70	95/70	85/70
150/70	1,29	2,2	4,3
130/70	0,72	1,4	3,0
120/70	0,43	1,0	2,34
115/70	0,30	0,8	2,0

Зависимое присоединение с насосом на перемычке (рис. 9.6,в). Если смешение воды не может быть выполнено с помощью элеватора, то устанавливают насос на перемычке между подающим и обратным трубопроводами тепловой сети. Причинами невозможности использования элеватора могут быть низкий напор воды на подающем трубопроводе; требуемая тепловая мощность смесительного узла велика и выходит за пределы мощности изготовленных элеваторов (обычно более 0,81 МВт или 0,71 Гкал/ч).

При установке смесительных насосов в жилых и общественных зданиях рекомендуется применять бесшумные бесфундаментные насосы. Подача насоса равна $G_2 = 1,1 \cdot u \cdot G_1$, а напор насоса должен быть равен $H_{\text{нас}} = 1,15 \cdot h$ (где h – сопротивление системы отопления).

Зависимое присоединение с насосом на подающем трубопроводе системы отопления (рис. 9.6,г). Насос на подающем трубопроводе устанавливают в том случае, если наряду со смешением воды требуется повысить давление в подающем трубопроводе в месте присоединения системы отопления (статическая высота системы отопления выше давления в подающем трубопроводе в месте присоединения). Подача насоса равна $G_3 = 1,1 \cdot (1+u) \cdot G_1$, а напор насоса должен быть равен:

$$H_{\text{нас}} = 1,15 \cdot h + h_{\text{п}};$$

где $h_{\text{п}}$ – разность между статической высотой системы отопления и пьезометрической высотой в подающем трубопроводе тепловой сети в месте присоединения, м.

Присоединение с насосом на обратном трубопроводе системы отопления (рис. 9.6, д). Насос на обратном трубопроводе устанавливают в том случае, если наряду со смешением воды требуется снизить давление в обратном трубопроводе в месте присоединения систем отопления (давление больше допустимого для системы отопления). Подача насоса в этом случае равна $G_3 = 1,1 \cdot (1+u) \cdot G_1$, а напор насоса должен иметь значение, обеспечивающее требуемое давление в обратном трубопроводе.

Независимое присоединение (рис. 9.6,е). Если давление в обратном трубопроводе в тепловой сети выше допустимого давления для системы отопления, здание имеет значительную высоту или расположено на высоком месте по отношению к рядом стоящим зданиям, то системы отопления присоединяют по независимой схеме. По независимой схеме допускается присоединять здания высотой 12 этажей и более. Независимая схема

рекомендуется в зданиях, предназначенных для хранения художественных и других ценностей (музеи, архивы и др.).

Независимая схема основана на отделении системы отопления от тепловой сети с помощью теплообменника, вследствие этого давление в тепловой сети не может передаваться теплоносителю системы отопления. Циркуляция теплоносителя осуществляется с помощью циркуляционных бесфундаментных насосов.

Подачу насоса определяют по формуле:

$$G = Q_0 / c(t_3 - t_2);$$

где Q_0 – расчетный расход теплоты системы отопления, кВт;

c – теплоемкость воды, кДж/(кг·град);

t_3, t_2 – расчетная температура воды соответственно в подающем и обратном трубопроводах системы отопления, °С.

Требуемый напор насоса должен быть равен:

$$H_{\text{нас}} = 1,15 \cdot h,$$

где h – сопротивление системы отопления.

При выборе насоса следует стремиться к минимальному запасу в расходе и напоре, так как в противном случае из-за повышенных расходов воды в системе отопления возникает шум. Независимую систему отопления, как правило, оборудуют расширительным сосудом. В этом случае утечки воды из системы отопления восполняются из тепловой сети автоматически по уровню воды в расширительном баке.

9.6.3. Присоединение систем горячего водоснабжения к тепловым сетям в ИТП

Системы горячего водоснабжения в открытых системах теплоснабжения присоединяют непосредственно к тепловым сетям, а в закрытых системах теплоснабжения - независимо через водонагреватели.

При непосредственном присоединении к подающему и обратному трубопроводам (рис. 9.7,а) горячая вода требуемой температуры подготавливается смешением ее с помощью терморегулятора из подающего и обратного трубопровода. В терморегуляторе давление воды, поступающей из подающего трубопровода, дросселируется до давления обратного трубопровода. В соответствии со СНиП 2.04.01–85*, температура воды в местах водоразбора, присоединенных к открытым системам, должна быть не ниже 60 °С. Поэтому при температуре в обратном трубопроводе выше 60 °С вода полностью поступает из обратного трубопровода, а при температуре воды в нем ниже 60 °С – из обратного и подающего; при температуре воды в подающем трубопроводе 60 °С – полностью из него.

При независимом присоединении системы отопления (рис. 9.7,б) утечки восполняются из системы ГВС после узла смешения. При давлении в обратном трубопроводе тепловой сети, недостаточном для подачи воды в систему ГВС, устанавливают регулятор давления (подпора) при достаточном общем напоре или повысительный насос, который одновременно может являться циркуляционным. Циркуляция может осуществляться с помощью дроссельных шайб, установленных на обратном трубопроводе отопительной системы (зимний режим) и на циркуляционном трубопроводе (летний режим). При наличии регулятора давления (подпора) дроссельную шайбу для зимнего режима не устанавливают.

Непосредственное присоединение к обратному трубопроводу показано на рис.9.7,в. При значительных расходах воды на ГВС систему горячего водоснабжения присоединяют только к обратному трубопроводу, а догрев воды до необходимой температуры производят в водонагревателе. Такое присоединение позволяет снизить разрегулировку системы отопления, так как величина водоразбора не будет влиять на расход воды в отопительной системе.

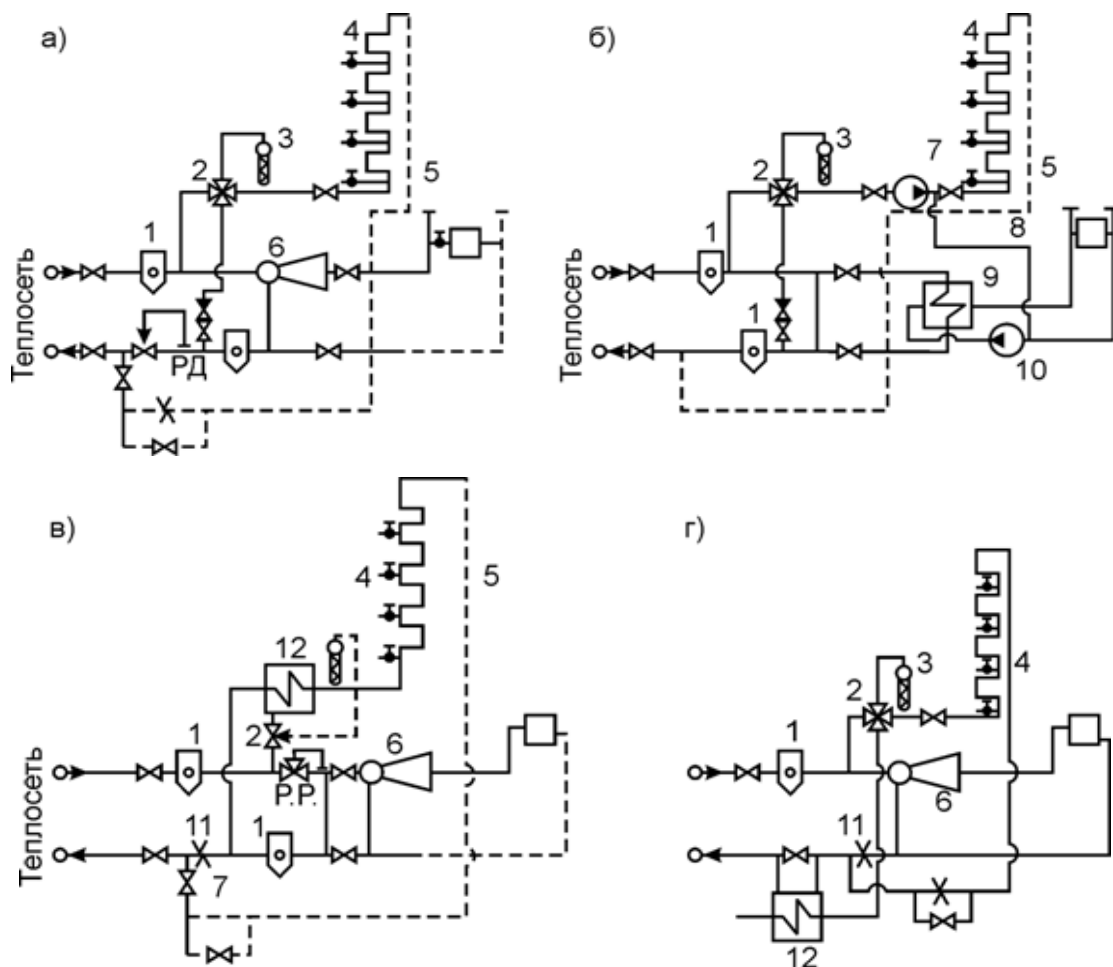


Рис. 9.7. Непосредственное присоединение системы горячего водоснабжения (открытая схема):

а – к подающему и обратному трубопроводам; б – к подающему и обратному трубопроводам при независимом присоединении системы отопления; в – к обратному трубопроводу; г – к подающему трубопроводу; 1 – грязевик; 2 – регулятор температуры смешанной воды; 3 – датчик температуры регулятора; 4 – водоразборный стояк; 5 – циркуляционный трубопровод; 6 – элеватор системы отопления; 7 – повысительно-циркуляционный насос; 8 – трубопровод подпиточной воды; 9 – водонагреватель отопления; 10 – циркуляционный насос системы отопления; 11 – дроссельная шайба; 12 – водонагреватель горячего водоснабжения; РР – регулятор расхода; РД – регулятор давления

Непосредственное присоединение системы ГВС к подающему трубопроводу показано на рис. 9.7,г. При таком присоединении часть воды забирается из городского водопровода. Эта вода подогревается в водонагревателе, а затем смешивается с помощью регулятора с водой, забираемой из подающего трубопровода тепловой сети. Назначение схемы – снизить расход воды на горячее водоснабжение на ТЭЦ. Однако при этом

теряется основное преимущество системы с непосредственным водоразбором – защита системы от внутренней коррозии. Добавка водопроводной воды вызовет коррозию системы горячего водоснабжения зданий. По этой же причине систему горячего водоснабжения для обеспечения циркуляции в ней нельзя присоединить к обратному трубопроводу, так как это приведет к коррозии трубопровода тепловой сети.

Независимое присоединение с включением водонагревателя горячего водоснабжения по параллельной схеме показано на рис. 9.8. Греющий теплоноситель (сетевая вода) разветвляется на два параллельных потока: один поступает в водонагреватель, другой – в систему отопления. Поэтому такое включение называют параллельным. Параллельную схему применяют при очень малых тепловых нагрузках горячего водоснабжения по отношению к отоплению:

$$\epsilon = \frac{Q_{\text{Г.В}}^{\text{макс}}}{Q_0} \cdot 0,2$$

или очень больших:

$$\epsilon = \frac{Q_{\text{Г.В}}^{\text{макс}}}{Q_0} \cdot 1,0;$$

где $Q_{\text{Г.В}}^{\text{макс}}$ – максимальный расход теплоты на горячее водоснабжение;

Q_0 — расчетный расход теплоты на отопление.

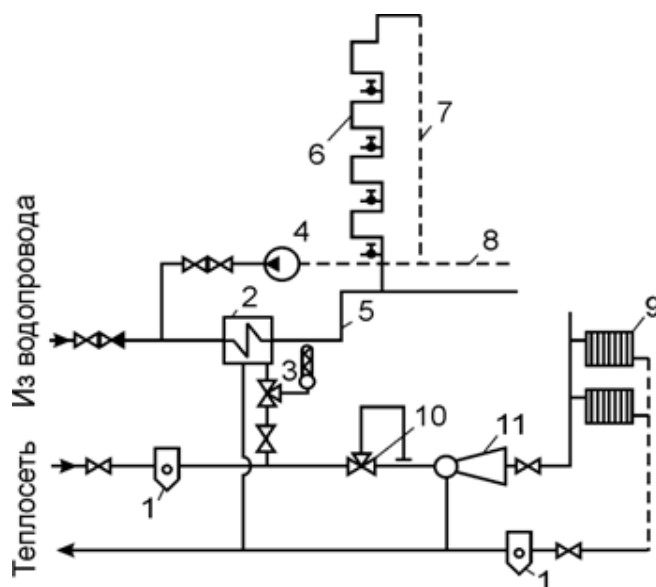


Рис. 9.8. Включение водонагревателя горячего водоснабжения по параллельной схеме:

1 – грязевик; 2 – водонагреватель; 3 – регулятор температуры нагреваемой воды; 4 – циркуляционный насос; 5 – разводящий трубопровод; 6 – водоразборный стояк; 7 – циркуляционный стояк; 8 – циркуляционный трубопровод; 9 – система отопления; 10 – регулятор постоянства расхода; 11 – элеватор

При отсутствии баков-аккумуляторов вследствие неравномерности потребления горячей воды наблюдаются значительные колебания расхода сетевой воды, что сказывается на параллельно присоединенной системе отопления. Поэтому для стабилизации расхода воды в системе отопления перед ней устанавливают регулятор постоянства расхода.

Независимое присоединение с включением водонагревателя горячего водоснабжения по смешанной схеме (рис. 9.9).

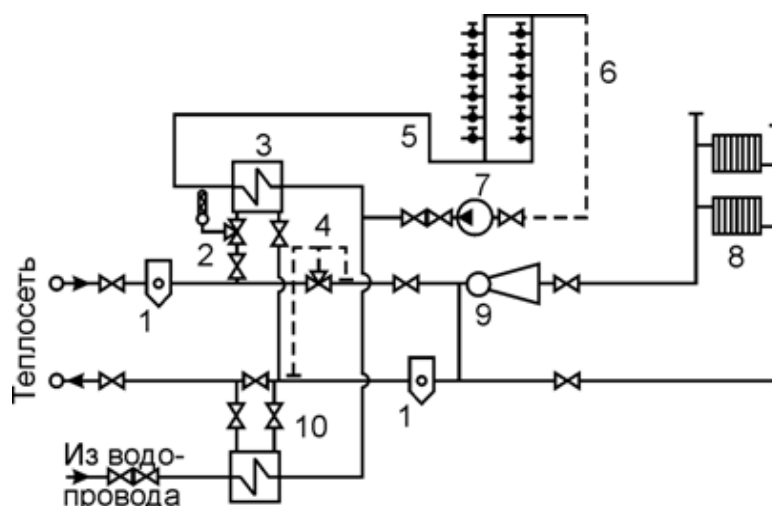


Рис. 9.9. Включение водонагревателя горячего водоснабжения по смешанной схеме:

1 – грязевик; 2 – регулятор температуры; 3 – водонагреватель II ступени; 4 – регулятор расхода; 5 – разводящий трубопровод системы горячего водоснабжения; 6 – циркуляционный трубопровод; 7 – циркуляционные насосы; 8 – система отопления; 9 – элеватор; 10 – водонагреватель I ступени

Греющий теплоноситель (сетевая вода) разветвляется на два параллельных потока: один поступает в водонагреватель II ступени, другой – в систему отопления. Из системы отопления сетевая вода поступает в водонагреватель I ступени. Нагреваемая водопроводная вода сначала поступает

в I ступень, где она нагревается теплоносителем, поступившим из системы отопления и из водонагревателя II ступени, а затем – во II ступень для догрева до требуемой температуры. Поскольку один водонагреватель присоединен параллельно с системой отопления (II ступень), а другой – последовательно, то такая схема называется смешанной. Смешанную схему применяют при значении

$$\epsilon = \frac{Q_{\text{Г.В}}^{\text{макс}}}{Q_0} = 0,2 \div 1,0$$

и если отпуск теплоты осуществляют по отопительному графику, либо когда системы отопления оборудованы элеваторами с регулируемым соплом. Смешанную схему также применяют, если присоединены общественные здания с вентиляционной нагрузкой, составляющей более 15 % расхода теплоты на отопление. Здесь, как и в параллельной схеме, наблюдаются колебания в расходе сетевой воды в связи с неравномерностью потребления горячей воды. Поэтому для стабилизации расхода воды в системе отопления (при отсутствии в ней регуляторов отпуска теплоты) устанавливают регуляторы расхода.

Независимое присоединение с включением водонагревателей горячего водоснабжения по последовательной схеме (рис. 9.10).

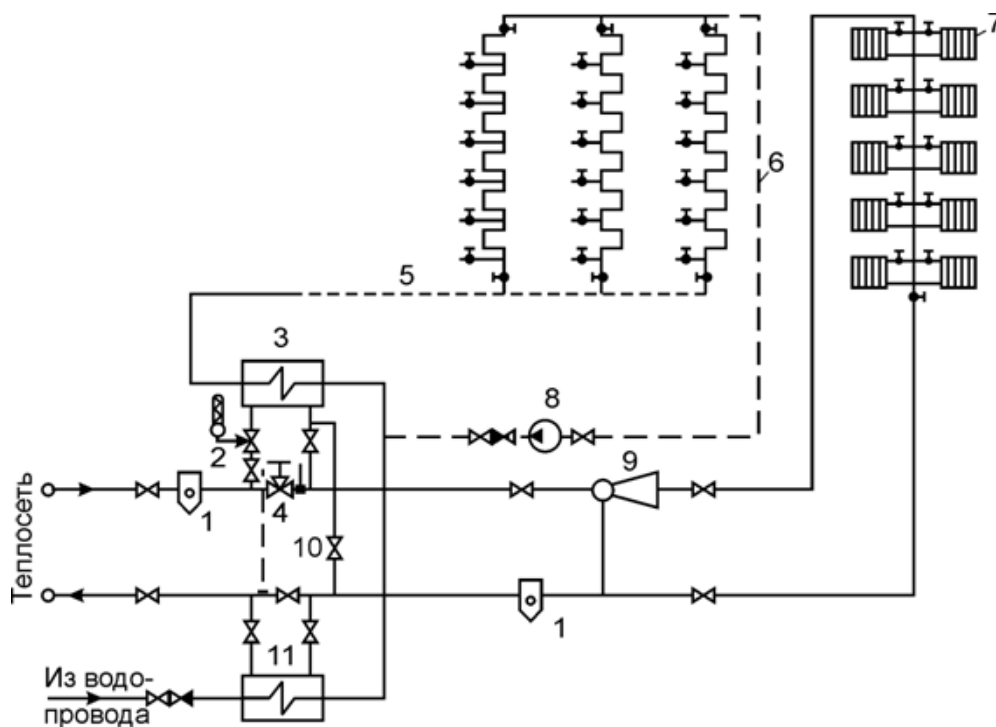


Рис. 9.10. Включение водонагревателя горячего водоснабжения по последовательной схеме:

- 1 - грязевик; 2 – регулятор температуры; 3 - водонагреватель II ступени; 4 - регулятор расхода; 5- разводящий трубопровод системы горячего водоснабжения; 6 - циркуляционный трубопровод; 7 - система отопления; 8 - циркуляционные насосы; 9 - элеватор; 10 - перемычки для летнего периода; 11 - водонагреватель I ступени

Греющий теплоноситель (сетевая вода) проходит последовательно: водонагреватель горячего водоснабжения II ступени, затем систему отопления и далее водонагреватель горячего водоснабжения I ступени. Нагреваемая водопроводная вода сначала поступает в I ступень, где она нагревается теплоносителем, поступающим из системы отопления, а затем во II ступень, где догревается до требуемой температуры. Таким образом, оба водонагревателя горячего водоснабжения и система отопления соединены последовательно. Последовательную схему применяют при значении:

$$c = \frac{Q_{\text{Г.В}}^{\text{макс}}}{Q_0} = 0,2 \div 1,0$$

и отпуске теплоты по суммарной нагрузке отопления и горячего водоснабжения (повышенный температурный график).

Отличительной особенностью последовательной схемы является постоянный расход сетевой воды в тепловом пункте, что позволяет поддерживать стабильный гидравлический режим в тепловой сети. Заданный постоянный расход поддерживается регулятором расхода, который изменяет расход сетевой воды на перемычке в зависимости от расхода на период горячего водоснабжения. На рис. 9.9 и рис. 9.10 циркуляционный трубопровод системы горячего водоснабжения врезан между I и II ступенями водонагревателя в трубопровод нагреваемой воды, а циркуляционный насос установлен на циркуляционном трубопроводе. Данная схема присоединения циркуляционного трубопровода применена в большинстве действующих систем горячего водоснабжения. Как показывают опыт эксплуатации и теоретические расчеты, циркуляционный расход при изменении уровня водоразбора (в зависимости от объема системы и изоляции стояков) изменяется в значительных пределах, вплоть до полного его прекращения. Следовательно, в случае установки насоса на циркуляционном трубопроводе он значительное время работает в неэкономичном режиме. Кроме того, при данной схеме присоединения работа насоса зависит от давления, создаваемого подкачивающими насосами в точке присоединения его, и при неправильном подборе напора циркуляция может отсутствовать как раз в те моменты, когда она наиболее необходима.

В рассматриваемой на рис. 9.11 схеме циркуляционный насос заменяется циркуляционно-повысительным, установленным между I и II ступенями, циркуляционный трубопровод присоединяется до насоса (рис. 9.11,а). Расход воды через циркуляционно-повысительный насос должен быть равен сумме:

$$G_B + G_{ц.в.},$$

где G_B – значение расчетного водоразбора;

$G_{ц.в.}$ – значение расчетного циркуляционного расхода при водоразборе.

Напор воды через циркуляционно-повысительный насос равен сумме потерь напора:

$$H_{\text{ПОД}} + H_{\text{Ц}},$$

где $H_{\text{ПОД}}$ – потери напора в подающей части сети (включая потери в подогревателе II ступени);

$H_{\text{Ц}}$ – потери в циркуляционных частях системы.

Как показывают расчеты, расход воды через циркуляционно-повысительный насос, установленный на подающем трубопроводе, меняется в значительно меньшей степени (до 50 % по сравнению с расходом в расчетном режиме). При уменьшении водоразбора сократятся потери напора в подающей части системы, но в то же время увеличатся в циркуляционной части. Поэтому при такой установке насоса его напор ближе к требуемому напору в течение всего рабочего времени. Таким образом, в случае применения циркуляционно-повысительной схемы стабилизируется циркуляционный режим в системе горячего водоснабжения, кроме того, достигается экономия электрической энергии за счет снижения общей потери напора (см. пьезометрические графики на рис. 9.11).

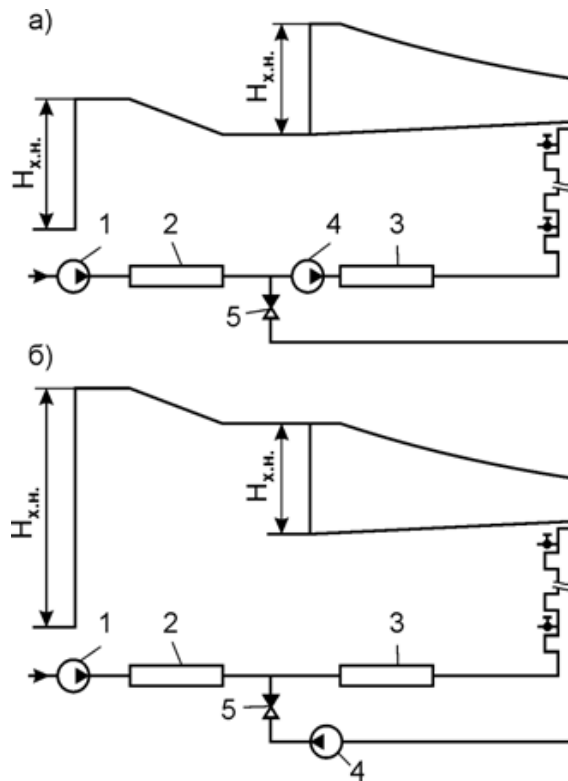


Рис. 9.11. Схема включения циркуляционных насосов в системе горячего водоснабжения и пьезометрические графики:

а– установка насоса по циркуляционно-повысительной схеме; б – то же, по циркуляционной схеме: 1 – подкачивающие насосы; 2– водонагреватель II ступени; 3 – водонагреватель I ступени; 4 – насос; 5 – обратный клапан

9.6.4. Автоматизированные тепловые пункты

Из предыдущих пунктов данного справочника следует, что основным элементом систем отопления и горячего водоснабжения являются тепловые пункты, служащие для присоединения систем отопления, вентиляции, горячего водоснабжения и технологических теплоиспользующих установок одного здания (ИТП) или двух и более зданий (ЦТП) к тепловой сети.

В тепловых пунктах большинства зданий обычно применяются кожухотрубные теплообменники и гидравлические регуляторы прямого действия. Как правило, это оборудование выработало свой ресурс, а также функционирует в режимах, не соответствующих расчетным. Последнее обстоятельство вызвано тем, что фактические тепловые нагрузки в настоящее время поддерживаются на уровне существенно ниже проектного. Это приводит к неэффективной работе теплообменников. Регулирующая аппаратура при значительных отклонениях от расчетного режима своих функций не выполняет.

При реконструкции систем теплоснабжения рекомендуется применять современное оборудование, отличающееся компактностью, предусматривающее работу в полностью автоматическом режиме и обеспечивающее экономию до 30 % энергии, по сравнению с оборудованием, применявшимся в 1950-70-х гг. В современных тепловых пунктах обычно используется независимая схема подключения систем отопления и горячего водоснабжения, выполненная на базе пластинчатых теплообменников. Для управления тепловыми процессами используются электронные регуляторы и специализированные контроллеры. Современные пластинчатые теплообменники в несколько раз легче и меньше, чем кожухотрубные соответствующей мощности. Компактность и малый вес пластинчатых

теплообменников значительно облегчают монтаж, обслуживание и текущий ремонт аппаратуры оборудования теплового пункта.

Автоматизированный тепловой пункт, общая блок-схема которого показана на рис. 9.12, может состоять из нескольких узлов и модулей:

- на вводе каждого теплового пункта обязательно устанавливается узел коммерческого учета тепловой энергии (по существующим сегодня правилам без него тепловой пункт не примут в эксплуатацию). Установка данного узла позволяет существенно сэкономить средства на покупку тепловой энергии;

- далее вода из тепловой сети поступает на узел распределительной гребенки (если существует несколько модулей: отопления, вентиляции и ГВС), если необходим только один модуль отопления или вентиляции, то распределительная гребенка не устанавливается;

- модуль отопления предназначен для приготовления воды для системы отопления. В настоящее время существует несколько систем отопления, на каждую из них устанавливается свой модуль. К примеру, в системах отопления с обычными батареями используется вода с температурой 95 °С, а в системах отопления с теплыми полами требуется вода с температурой 30 °С;

- модуль горячего водоснабжения предназначен для подготовки воды из системы городского водоснабжения (ХВС) для систем горячего водоснабжения. Для систем ГВС требуется вода с температурой не ниже 57 °С, иначе при более низкой температуре в трубопроводе начинает расти грибок, который в конечном итоге засорит теплообменники;

- модуль вентиляции допускает забор воды для системы вентиляции непосредственно из тепловой сети по зависимой схеме присоединения. В этом случае необходимо установить задвижки на распределительной гребенке. Если калориферы располагаются на крыше здания, то напора воды в тепловой сети может не хватить для нормальной работы системы вентиляции, или если необходима вода с определенной температурной характеристикой для систем вентиляции и кондиционирования, тогда необходима установка отдельного

модуля вентиляции и кондиционирования, который в принципе ничем не отличается от модуля отопления.

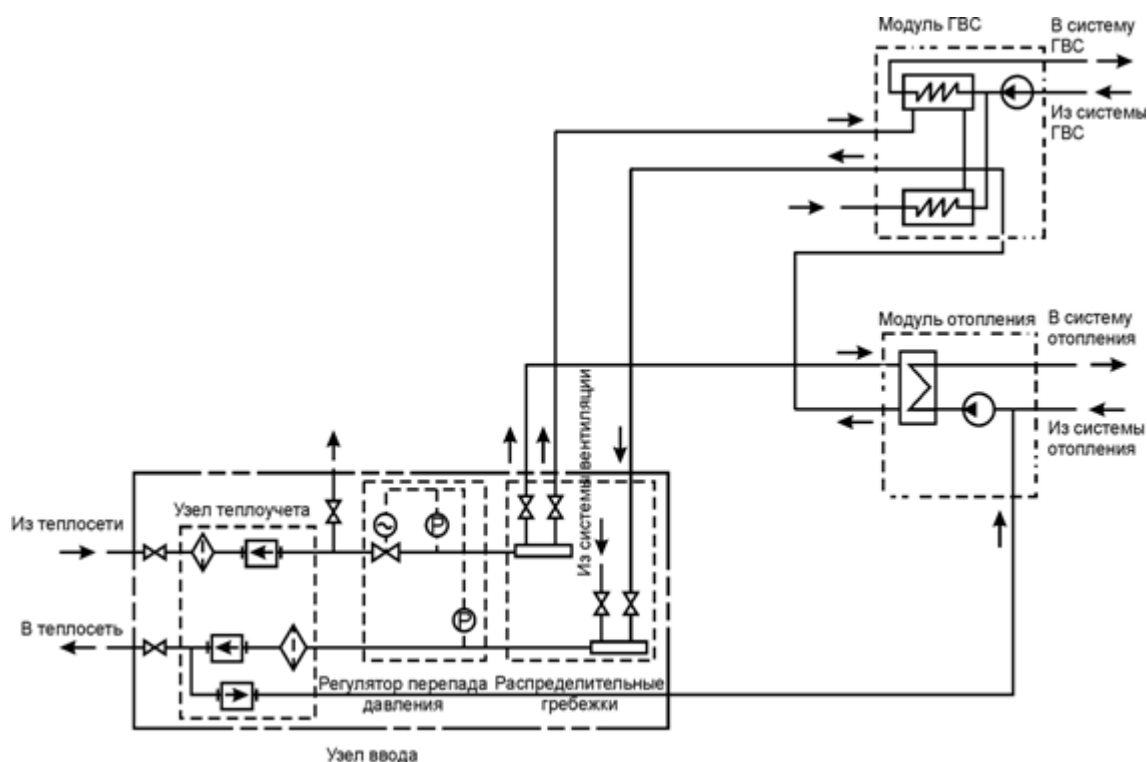


Рис. 9.12. Схема автоматизированного теплового пункта

В подавляющем большинстве случаев при реконструкции старых систем теплоснабжения и создании новых, целесообразно применять блочные тепловые пункты (БТП). БТП, будучи собраны и испытаны в заводских условиях, отличаются надежностью. Монтаж аппаратуры упрощается и удешевляется, что, в конечном счете, снижает полную стоимость реконструкции. В состав типового БТП обычно включаются система автоматического управления и узел учета тепловой энергии.

На рис. 9.13 показана принципиальная тепловая схема блочного теплового пункта для присоединения системы отопления по зависимой схеме с использованием элеватора и присоединения системы ГВС по двухступенчатой смешанной схеме. Применяется для любых типов зданий при располагаемом давлении в тепловой сети на вводе не менее 0,15 МПа (1,5 кгс/см²).

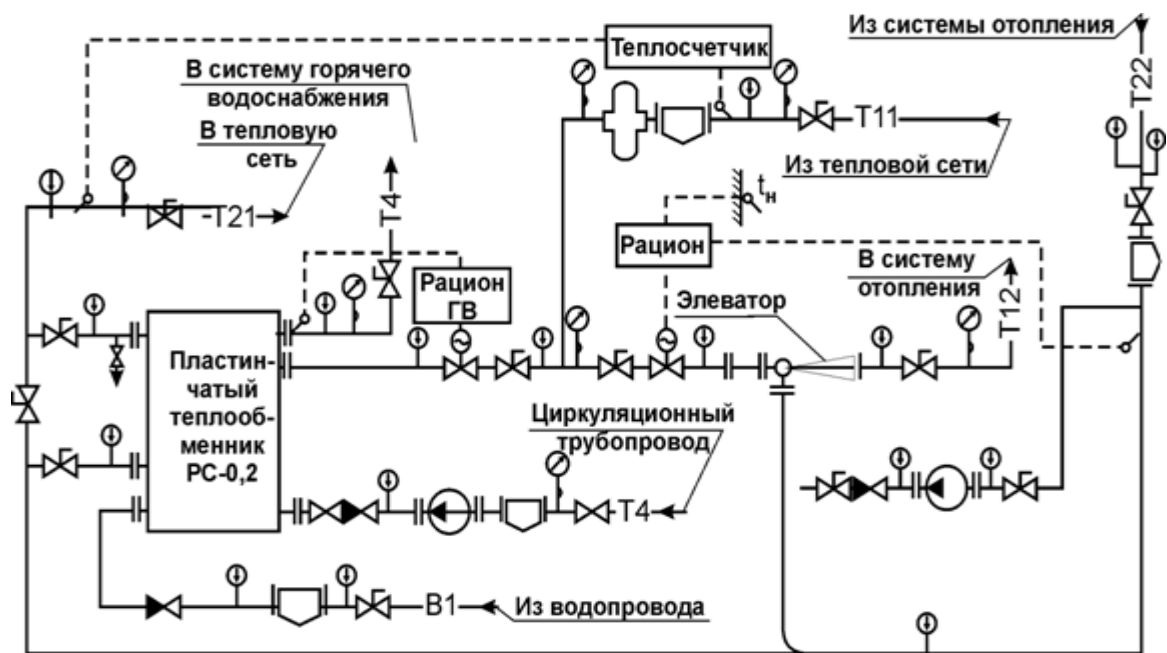


Рис. 9.13. Принципиальная тепловая схема блочного теплового пункта для присоединения системы отопления по зависимой схеме с использованием элеватора и присоединения системы ГВС по двухступенчатой смешанной схеме

Схемой предусмотрены:

- учет расхода тепловой энергии;
- автоматическое регулирование теплотребления с его снижением в нерабочее время, выходные и праздничные дни;
- стабилизация гидравлического режима в системе отопления за счет совместной работы элеватора и циркуляционных насосов смешения;
- подогрев воды для горячего водоснабжения с использованием пластинчатого теплообменника;
- автоматическое регулирование температуры воды в системе горячего водоснабжения;
- циркуляция воды в системе горячего водоснабжения с автоматическим управлением циркуляционным насосом.

На рис. 9.14 показана принципиальная тепловая схема блочного теплового пункта, предназначенного для присоединения системы отопления по зависимой схеме с использованием насосов смешения и присоединения системы ГВС по двухступенчатой смешанной схеме. Применяется для любых

типов зданий при недостаточном для работы элеватора располагаемом напоре в тепловой сети на вводе (менее 0,15 МПа). В зависимости от местных условий насосы могут устанавливаться на подающем, обратном трубопроводах или на перемычке между ними.

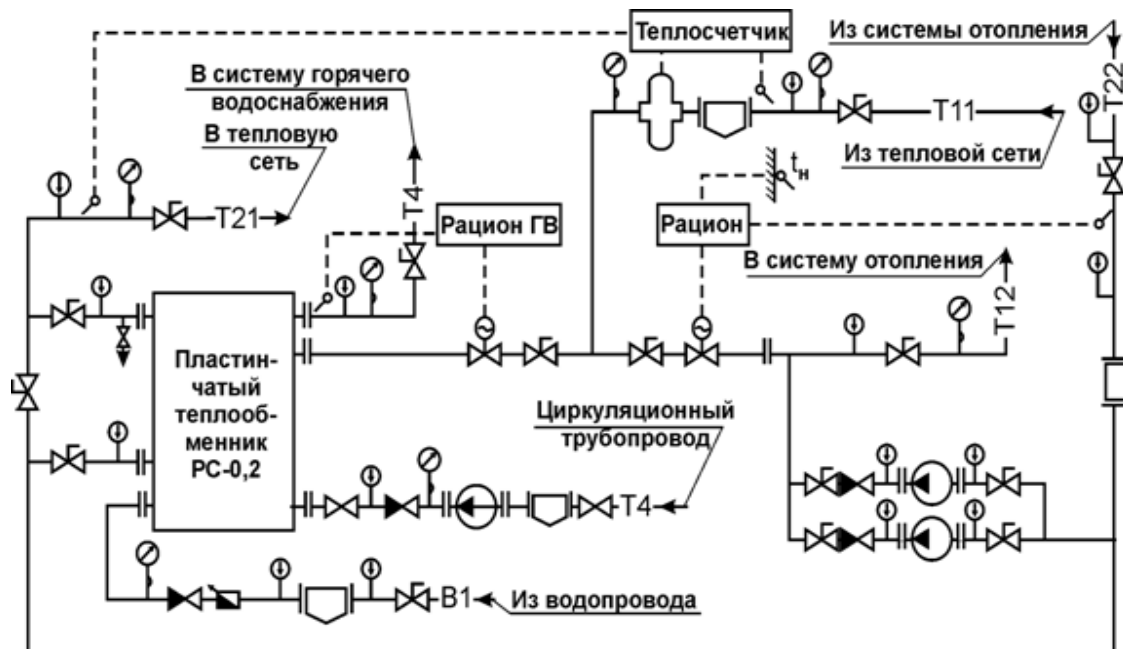


Рис. 9.14. Принципиальная тепловая схема блочного теплового пункта, предназначенного для присоединения системы отопления по зависимой схеме с использованием насосов смешения и присоединения системы ГВС по двухступенчатой смешанной схеме

Схемой предусмотрены:

- учет расхода тепловой энергии;
- автоматическое регулирование теплоснабжения с его снижением в нерабочее время, выходные и праздничные дни;
- подогрев воды для горячего водоснабжения с использованием пластинчатого теплообменника;
- автоматическое регулирование температуры воды в системе горячего водоснабжения;
- циркуляция воды в системах отопления и горячего водоснабжения с автоматическим управлением циркуляционными насосами.

На рис. 9.15 показана принципиальная тепловая схема блочного теплового пункта, предназначенного для присоединения системы отопления по независимой схеме с использованием пластинчатых теплообменников и присоединения системы ГВС по двухступенчатой смешанной схеме. Применяется для любых типов зданий, включая здания повышенной этажности (12 и более этажей), при любом располагаемом напоре на вводе тепловой сети в здание.

Схемой предусмотрены:

- учет расхода тепловой энергии;
- автоматическое регулирование теплоснабжения с его снижением в нерабочее время, выходные и праздничные дни;
- нагрев воды для систем отопления и горячего водоснабжения с использованием пластинчатого теплообменника;
- автоматическое регулирование температуры воды в системе горячего водоснабжения;
- циркуляция воды в системах отопления и горячего водоснабжения с автоматическим управлением циркуляционными насосами.

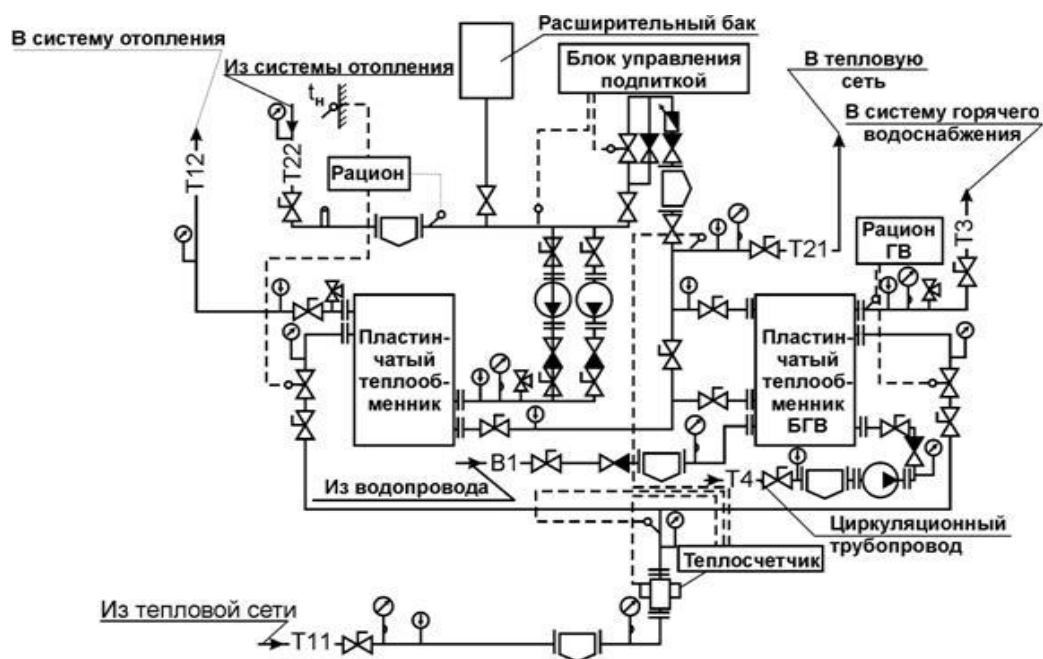


Рис. 9.15. Принципиальная тепловая схема блочного теплового пункта, предназначенного для присоединения системы отопления по независимой

схеме с использованием пластинчатых теплообменников и присоединения системы ГВС по двухступенчатой смешанной схеме

В настоящее время на российском рынке присутствует значительное количество компаний, предлагающих оборудование для тепловых пунктов, средства автоматизации для них, а также тепловые пункты в блочном исполнении.

Информация из издания «Справочное пособие теплоэнергетика жилищно-коммунального предприятия» / ГОУВПО Санкт-Петербургский Государственный Университет растительных полимеров, Факультет промышленной теплоэнергетики.

10. Использование вторичных энергоресурсов в системах теплоснабжения

Использование вторичных энергоресурсов (ВЭР) для теплоснабжения промышленных зданий приобретает все большие масштабы [3-5]. Экономически это вполне оправдано - затраты на экономию 1 т.у.т. за счет использования ВЭР в 3÷4 раза меньше затрат на его добычу и транспортировку. Степень использования так называемых «горючих» ВЭР (конверторный газ, хвостовые газы, образующиеся при выработке многих продуктов, горючие газы лёгкой промышленности и др.) превышает 90,0%, в результате чего экономится более 70 млн. т.у.т. в год.

Годовой объем «тепловых» ВЭР в нашей стране составляет более 4,5 млрд. ГДж; из них более половины относится к высокопотенциальным ВЭР - это теплота продуктов производства, теплота уходящих газов ($t > 300^{\circ}\text{C}$), энергия избыточного давления газов и др.

Низкопотенциальные ВЭР - это теплота промышленных стоков, конденсата, уходящих газов ($t > 300^{\circ}\text{C}$), оборотного водоснабжения, вентиляционных выбросов, биологическая теплота животных и др.

Высокопотенциальные «тепловые» ВЭР в настоящее время используются примерно на 60% (экономия более 18 млн. т.у.т. в год). В значительно меньшей

степени используются низкопотенциальные ВЭР и в ряде случаев без должного экономического эффекта.

Во всех случаях экономическая задача заключается в том, чтобы, в первую очередь, использовать те источники ВЭР, при которых эффект будет наибольшим. С этой целью предварительно должна быть проведена паспортизация всех источников ВЭР с указанием их количеств, температур, степени загрязнения, продолжительности и режима поступления. К числу этих источников относятся различные технологические ресурсы (отходящие газы, пар и нагретая вода, являющиеся результатом работы технологического оборудования, котельных, компрессорных и др.), а также вентиляционные выбросы.

Одновременно определяют возможных потребителей ВЭР - технологические процессы, отопление, горячее водоснабжение, вентиляция и др. Следующим этапом является составление баланса количества ВЭР и потребности в них с подразделением последней на группы по температурам ВЭР (высокопотенциальная теплота).

Если количество ВЭР больше потребности в них, то, в первую очередь, используют те источники, утилизация теплоты которых дает наибольший экономический эффект. Таким образом, производят ранжирование всех источников ВЭР, а затем составляют баланс потребности в теплоте ее и количестве, получаемом при использовании этих источников.

Соотношение потребности в теплоте и экономически целесообразной выработки ВЭР может быть различным даже для предприятий, вырабатывающих одну и ту же продукцию. На действующих заводах энергобалансы предприятий, как правило, отсутствуют.

В таких случаях первым этапом сбора исходных данных является соответствующее анкетирование предприятий для определения общей структуры их теплового хозяйства. Затем необходимо обследование предприятий и составление упрощенных экспресс-энергобалансов. Наличие

такой исходной информации позволит приступить к ее анализу и вариантной разработке мероприятий по использованию ВЭР на отдельных предприятиях промышленного района и города в целом.

Иногда целесообразно повысить тепловой потенциал ВЭР, несколько изменяя «хвостовую» часть технологического процесса. Это возможно при тесном сотрудничестве технологов и теплотехников, и часто поиск резервов на местах стыковки специальностей приносит большой экономический эффект при незначительных затратах.

Для предприятий с выходом вторичных энергоресурсов повышенного потенциала (стекольные, металлургические заводы и др.) увязка их с системой теплоснабжения района обычно несложна. Они становятся дополнительными теплоисточниками своего города. Такой завод присоединяется к тепловой сети города и работает параллельно с городским теплоисточником (ТЭЦ или котельной), который принимает на себя функции выравнивания тепловой выработки, а также обеспечения подпитки теплосети.

Утилизационные установки предприятий отдают теплоту сетевой воде, возвращающейся к теплоисточнику, которая там доводится до требуемой температуры. Соблюдение такого принципа подключения заводских теплоисточников с возможностью изменения количества отдаваемой теплоты позволяет работать гибко при самых благоприятных условиях для технологического процесса.

Потребителями чистой воды с температурой 45-70°C должны, в первую очередь, быть системы горячего водоснабжения самих предприятий и их ближайших соседей; для этого на предприятии обычно устанавливают баки-аккумуляторы с блоком насосов, в которые направляются нагретые потоки воды от технологического оборудования.

Крупным потребителем низкопотенциальной теплоты могут стать заводские системы воздушного отопления. При этом в качестве теплоносителя для воздухоподогревателей используется обратная сетевая вода либо

низкопотенциальный водяной поток от технологических установок. При наличии водяных потоков низкого потенциала и возможности использования воды с более высокой температурой следует рассмотреть вопрос о целесообразности установки тепловых насосов.

Среди множества тепловых вторичных энергоресурсов, образующихся при работе технологических установок и энергетического оборудования на промышленных предприятиях, в источниках теплоты можно выделить основные, для использования которых необходима установка теплоутилизационного оборудования: теплота уходящих дымовых газов котлоагрегатов, печей и других топливоиспользующих установок; теплота сжатого воздуха компрессорных (нагнетательных) установок; теплота охлаждающей воды и других жидкостных потоков (в том числе загрязненных сточных вод) от технологического оборудования; теплота парогазовых потоков от сушильных установок; теплота вытяжного воздуха систем вентиляции и кондиционирования воздуха и некоторые другие.

Утилизация теплоты водяных, воздушных и парогазовых потоков может быть осуществлена как с помощью оборудования, выпускаемого серийно, так и разрабатываемого (нестандартизированного).

Прежде всего, должны быть выявлены типы утилизаторов, экономически наиболее эффективные в весьма разнообразных условиях их эксплуатации, а затем необходимо определить (с достаточным приближением) число утилизаторов каждого типа, которое потребуется в перспективном периоде (5-10 лет).