МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Нижнекамский химико-технологический институт (филиал)
федерального государственного бюджетного образовательного
учреждения высшего профессионального образования
«Казанский национальный исследовательский
технологический университет»

Д. Б. Вафин

ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ И ТЕПЛОВЫЕ СЕТИ

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Нижнекмаск
2014

УДК 697(075.32)
ББК 31.3.я7
В 18

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Нижнекамского химико-технологического института (филиала)
ФГБОУ ВПО «КНИТУ»

Рецензенты:
Шигапов А.Б, доктор технических наук, профессор КГЭУ;
Дмитриев А.В., доктор технических наук, зав. кафедрой МАХП
НХТИ ФГБОУ ВПО «КНИТУ»

Вафин, Д. Б.
В 18 Теплоснабжение и тепловые сети: учебное пособие / Д.Б. Вафин. – Нижнекамск: Нижнекамский химико-технологический институт (филиал) ФГБОУ ВПО «КНИТУ», 2014. – 228 с.

Данное учебное пособие является второй частью работы автора «Источники теплоты и теплоснабжение». По техническим причинам рабоу пришлось разбить на две части. Первая часть выходить под названием «Источники производства теплоты».

Приведены методы определения потребности промышленных предприятий в паре и горячей воде, методы регулирования отпуска тепла из систем централизованного теплоснабжения. Даны сведения по тепловым сетям, по гидравлическим режимам тепловых сетей, по тепловым и прочностным расчетам элементов сетей.

Предназначено как учебное пособие для студентов, обучающихся по направлению «Теплоэнергетика и теплотехника».

УДК 697(075.32)

© Д.Б. Вафин, 2014
© Нижнекамский химико-технологический
институт (филиал) ФГБОУ ВПО «КНИТУ», 2014

СОДЕРЖАНИЕ

Введение 5
1. Теплоснабжение и тепловые сети 7
1.1. Виды теплоснабжения промышленных предприятий 7
1.2. Расчет теплового потребления 9
1.2.1. Расчет отпуска тепла на отопление 9
1.2.2. Теплопередача через ограждения 11
1.2.3. Расчет поступлений теплоты в помещения 15
1.2.4. Расчет теплоты на вентиляцию 18
1.3. Годовой расчет теплоты на отопление 18
1.4. Отопительные приборы, определение их количества 22
1.5. Круглогодичная тепловая нагрузка 31
1.6. Тепловые сети 36
1.7. Схемы присоединения потребителей к тепловым сетям 43
1.8. Трассы тепловых сетей и способы прокладки 48
1.9. Оборудование теплопроводов 56
1.10. Схемы присоединения установок ГВС к тепловым сетям 68
1.11. Водяные системы теплоснабжения 72
1.12. Паровые системы теплоснабжения 83
2. Регулирование тепловой нагрузки систем теплоснабжения 88
2.1. Регулирование тепловой нагрузки 88
2.2. Центральное регулирование однородной тепловой нагрузки 93
2.2.1. Качественное регулирование 94
2.2.2. Количественное регулирование 97
2.2.3. Качественно-количественное регулирование 99
2.3. Центральное регулирование разнородной нагрузки 100
2.3.1. Центральное регулирование по отопительной нагрузке 101
2.3.2. Суммарный расход воды в тепловой сети 103
2.3.3. Центральное регулирование по совмещенной нагрузке 106
2.3.4. Центральное регулирование закрытых систем теплоснабжения 108
2.3.5. Центральное регулирование открытых систем теплоснабжения 113
2.4. Выбор метода центрального регулирования отпуска теплоты 125
2.5. Режим отпуска теплоты от ТЭЦ 126
2.6. Распределение тепловой нагрузки между котлами 132

3. Гидравлический режим систем теплоснабжения 136
3.1. Задачи гидравлического расчета и конфигурации тепловых сетей 136
3.2. Основы гидравлических расчетов 140
3.3. Порядок гидравлического расчета 144
3.4. Пьезометрический график и нейтральные точки 147
3.5. Особенности гидравлического расчета паропроводов 152
3.6. Особенности гидравлического расчета конденсатопроводов 153
3.7. Выбор схемы присоединения абонентских установок 155
3.8. Определение расчетных расходов воды 157
3.9. Выбор сетевых, подпиточных и подкачивающих насосов 160
3.10. Гидравлические характеристики системы 161
3.11. Гидравлический режим закрытых систем 168
3.12. Гидравлическая устойчивость 172
3.13. Гидравлический режим открытых систем 176
3.14. Гидравлический удар в тепловых сетях 179
4. Тепловой расчет сети 184
4.1. Расчет тепловых потерь надземных теплопроводов 184
4.2. Тепловые потери теплопроводов при бесканальной прокладке 185
4.3. Тепловые потери при прокладке теплопроводов в каналах 187
4.4. Расчет падения температуры теплоносителя 188
4.5. Использование пакетов прикладных программ
для расчета систем теплоснабжения 189
5. Прочностные расчеты элементов сетей 193
5.1. Расчет трубопроводов 193
5.2. Расчет теплопроводов на весовые нагрузки 195
5.3. Усилия, действующие на неподвижные опоры 198
5.4. Расчет П-образных компенсаторов 201
5.5. Самокомпенсация температурных расширений 204
5.6. Усилия, действующие в бесканальных теплопроводах 207

Список использованной литературы 213

Приложение 215

Введение

Энергетикой называется система установок и устройств для преобразования первичных энергоресурсов в виды энергии, необходимые для народного хозяйства и населения, и передачи этой энергии от источников ее производства до объектов использования.

Тепловое потребление – одна из основных статей топливно-энергетического баланса нашей страны. На удовлетворение тепловой нагрузки страны расходуется ежегодно более 600 млн. т условного топлива, т.е. около 30 % всех используемых первичных топливно-энергетических ресурсов.

Все процессы добычи и переработки топлива (топливные отрасли промышленности), производства, транспортировки и распределения тепловой и электрической энергии охватывает один из важнейших межотраслевых комплексов – топливно-энергетический комплекс.

В течение длительного периода тепловое хозяйство России развивается по пути концентрации тепловых нагрузок, централизации теплоснабжения и комбинированной выработки тепловой и электрической энергии. Широкое развитие получила теплофикация, являющаяся наиболее рациональным методом использования топливных ресурсов для тепло- и электроснабжения.

Важной характеристикой теплофикации является централизация, то есть производство теплоты на теплоэлектроцентрали (ТЭЦ) или атомной электростанции (АТЭЦ), обслуживающих десятки и сотни тысяч жителей.

Для реализации теплофикации необходимо иметь тепловой источник на станции; разветвленную тепловую сеть в виде теплоизолированных теплопроводов, обеспечивающих доставку теплоносителя

абонентам; тепловые пункты, готовящие для потребителей с помощью сетевой воды (пара) теплоноситель необходимых параметров, и собственно оборудование абонентов, использующее горячую воду (пар) в системах отопления, горячего водоснабжения (ГВС), вентиляции, кондиционирования воздуха и в технологических установках.

Функцию централизованного теплоснабжения выполняют также районные крупные котельные. В отличие от мелких котельных, они более экономичны и экологически чище, кроме того, в них могут сжигаться не только высокосортные, но и низкосортные топлива. Возможно комбинированное производство теплоты: нагрев сетевой воды на ТЭЦ с дальнейшим ее подогревом в котельной, которая в этом случае называется пиковой.

Процесс получения теплоты на ТЭЦ происходит в основном в паротурбинных циклах. Суть его состоит в следующем. В энергетических котлах создается перегретый пар, производящий электроэнергию с помощью паровой турбины. Некоторое количество пара, частично отработавшего в турбине, забирается из теплофикационных регулируемых отборов турбины с давлением 0,05...0,25 МПа и направляется либо непосредственно к потребителю, либо в сетевые подогреватели, в которых за счет теплоты конденсации пара происходит подогрев сетевой воды до 110°С. После догрева сетевой воды при необходимости до 150°С в пиковых водогрейных котлах она направляется в тепловую сеть.

Альтернативным вариантом теплофикации является получение электроэнергии и теплоты в различных циклах. В этом случае электроэнергия производится в конденсационном паротурбинном цикле (КЭС или ГРЭС). Пар, отработавший в конденсационной паровой турбине, направляется в конденсатор, где происходит его конденсация за счет охлаждения технической водой, отводящей теплоту конденсации в конечном итоге в атмосферу. Теплота производится в районной котельной в паровых или водогрейных котлах за счет сжигания органического топлива.

Для европейской части России раздельный способ получения теплоты и электроэнергии экономически выгоден при тепловых нагрузках района менее 450 МВт. В противном случае более эффективным является комбинированное производство этих двух видов энергии на ТЭЦ. Это связано с тем, что капитальные вложения в ТЭЦ и тепловые сети при невысокой тепловой нагрузке превышают аналогичные величины для конденсационной электростанции и районной котельной.

1. ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ И ТЕПЛОВЫЕ СЕТИ

1.1. Виды теплоснабжения промышленных предприятий

Основными частями системы теплоэнергоснабжения промышленных предприятий являются: 1) предприятия, производящие требуемые виды энергоресурсов (ЭР); 2) системы транспорта и распределения ЭР между потребителями (тепловые и электрические сети); 3) потребители энергетических ресурсов.

Различают два вида теплоснабжения – централизованное и децентрализованное. При централизованном теплоснабжении источник теплоснабжения ТЭЦ, АТЭЦ или котельная расположены на значительном расстоянии от самого удаленного потребителя теплоты, обычно равном от нескольких до десяти километров. В этом случае необходимо сооружение тепловой сети, обеспечивающей доставку теплоносителя к потребителю. В качестве теплоносителя для систем центрального отопления жилых зданий и горячего водоснабжения (ГВС) обычно используется вода. При температурах теплоносителя до 100...150°С вода применяется и в различных технологических промышленных процессах. При температурах теплоносителя более 150°С в промышленности чаще используют пар.

В России получили одинаковое распространение два способа отпуска теплоты из водяной тепловой сети – закрытый и открытый. Закрытый способ используется при жесткой местной воде, открытый – при мягкой. При закрытом способе вода из тепловой сети не забирается, а нагревает в теплообменниках холодную водопроводную воду. В этом случае сетевая вода практически полностью, за исключением утечек, возвращается из тепловой сети в источник теплоснабжения, где вновь происходит ее нагрев и возврат в тепловую сеть. При открытом способе отпуска теплоты вода для ГВС или технологических нужд забирается из тепловой сети и после использования сливается в канализацию.

В паровых системах теплоснабжения обычно используется насыщенный или слабо перегретый пар. Это позволяет обеспечить в процессе конденсации пара практически постоянную температуру в технологической зоне рабочего процесса. Пар подается по подающему паропроводу. Конденсат, образующийся в теплообменных устройствах, собирается в конденсатосборниках и затем транспортируется по конденсатопроводу к источнику теплоснабжения. Если конденсат оказывается загрязненным, то он сливается в канализацию.

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 источниках теплоты 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 теплоты.

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 теплота подразделяется на:

- низкопотенциальная, с температурой до 150 ^{o}C;
- среднепотенциальная, с температурой от 150 ^{o}C до 400 ^{o}C;
- высокопотенциальная, с температурой выше 400 ^{o}C.

Коммунально-бытовая нагрузка относится к низкопотенциальным процессам. Максимальная температура в тепловых сетях не превышает 150 ^{o}C (в прямом трубопроводе), минимальная – 70 ^{o}C (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 комбини-

рованная 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.

В основе уравнений энергетических балансов предприятий лежит закон сохранения и превращения энергии. В общем случае уравнение энергетического баланса промышленного предприятия имеет вид:

$$\sum_i Q_i = \sum_i Q_i^{пол} + \sum_i Q_i^{пот} + \sum_j Q_j ,$$

где Q_i – подведенный предприятию энергоноситель i-го вида; $Q_i^{пол}$ – полезно использованный энергоноситель i-го вида; $Q_i^{пот}$ – потери энергоносителя i-го вида; Q_j – образовавшийся на предприятии энергоноситель j-го вида, в том числе вторичные энергетические ресурсы (ВЭР), находящие применение на смежных стадиях производства.

1.2. Расчет теплового потребления

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.

1.2.1. Расчет отпуска тепла на отопление

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 [1-3]. В частности,

- для жилых зданий – от 18 до 20 ^{0}С;
- для промышленных зданий – от 16 до 20 ^{0}С;
- для общественных зданий – от 14 до 25 ^{0}С.

Для поддержания температуры воздуха в помещении постоянной необходимо обеспечить равенство тепловых потерь и теплопритоков. Мощности потери тепла обусловлены теплопередачей через ограждения, на которых перепад температур более 3 ^{o}С – $Q_т$, а также инфильтрацией, $Q_{инф}$ – затрат тепла на нагрев воздуха, поступающего извне через неплотности ограждений.

$$Q_т + Q_{инф} = Q_т(1 + Q_{инф} / Q_т) = Q_т (1 + \mu), \qquad (1.1)$$

где $\mu = Q_{инф}/Q_т$ – коэффициент инфильтрации, учитывающий долю потери тепла через всевозможные неплотности ограждения.

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

Обозначим: мощность притока тепла в помещение через отопительные установки через Q_o, мощность подвода теплоты за счет принудительной вентиляции – $Q_в$, а мощность выделения тепла от работающих внутренних установок – $Q_{вт}$. Тогда уравнение баланса тепла можно записать в виде

$$Q_т + Q_{инф} + Q_{мт} = Q_o + Q_в + Q_{вт}. \qquad (1.2)$$

Для жилых и общественных зданий μ = 0,03...0,06. Так как эта величина не превышает погрешности при определении суммарных тепловых потерь, то в расчетах можно полагать $\mu = 0$. Тогда:

$$Q_{мт} = Q_{инф} = Q_{вт} \approx 0 \text{ , тогда } Q_o = Q_т - Q_в.$$

Для производственных помещений мощность потери теплоты на инфильтрацию $Q_{инф}$ может составлять 25...35 % от Q_o, и ее необходимо учитывать

$$Q_o = Q_т (1 + \mu) + Q_{мт} - Q_в - Q_{вт}. \qquad (1.3)$$

Коэффициент μ приближенно можно вычислить по следующей формуле:

$$\mu = b\sqrt{2gH\left(1 - \frac{T_н}{T_в}\right) + w^2} \ , \qquad (1.4)$$

где b – постоянная инфильтрации, $b = (35...40)\cdot 10^{-2}$; g – ускорение свободного падения; H – высота проема омываемого воздухом; $T_н$ – температура наружного воздуха, К; $T_в$ – температура воздуха в помещении, К; w – скорость ветра (для РТ w = 4...5,4 м/с).

1.2.2. Теплопередача через ограждения

Мощность потери тепла теплопередачей рассчитывается суммированием через все ограждающие поверхности по уравнениям

$$Q_т = \sum_{i=1}^{N} q_{тi} S_i = \sum_{i=1}^{N} S_i\, k_{тi}\,(t_в - t_н)\, n\varphi, \text{ или } Q_т = \sum_{i=1}^{N} \frac{S_i}{R_i}(t_в - t_н) n\varphi, \qquad (1.5)$$

где $q_{тi}$ – поверхностная плотность тепловых потерь через i- ое ограждение; S_i – площадь наружной поверхности соответствующего ограждения; $k_{тi}$ – коэффициент теплопередачи через ограждение; $t_в$ – расчетная температура воздуха внутри помещения, ^oC; $t_н$ – расчетная температура наружного воздуха, ^oC; $R_i = 1/q_{тi}$ – сопротивление теплопередаче i-го ограждения; n – коэффициент, учитывающий зависимость положения наружной поверхности по отношению к наружному воздуху (СНиП 23-02-03, табл. 6) [4]; φ – коэффициент, учитывающий добавки на ориентацию относительно сторон света, этажность здания, скорость ветра, размещения помещения в здании. Приводится в СНиП II-3-79*, табл.3.

$\varphi = 1 + \beta$, где β – поправка, учитывающая ориентацию по сторонам света.

Согласно СНиП 2.04.05-91* добавочные потери теплоты β через ограждающие конструкции следует принимать в долях от основных потерь:

а) в помещениях любого назначения через наружные вертикальные и наклонные (вертикальная проекция) стены, двери и окна, обращенные на север, восток, северо-восток и северо-запад в размере 0,1; на юго-восток и запад – в размере 0,05; в угловых помещениях дополнительно – по 0,05 на каждую стену, дверь и окно, если одно из ограждений обращено на север, восток, северо-восток и северо-запад и 0,1 – в других случаях;

б) в помещениях, разрабатываемых для типового проектирования, через стены, двери и окна, обращенные на любую из сторон света, в размере 0,08 при одной наружной стене и 0,13 для угловых помещений (кроме жилых), а во всех жилых помещениях – 0,13;

в) через необогреваемые полы первого этажа над холодными подпольями зданий в местностях с расчетной температурой наружного воздуха минус 40 ^{0}С и ниже (параметры Б) – в размере 0,05;

г) через наружные двери, не оборудованные воздушными или воздушно-тепловыми завесами, при высоте зданий *Н,* м, (рис. 1.1.) от

средней планировочной отметки земли до верха карниза, центра вытяжных отверстий фонаря или устья шахты в размере:

0,2 H – для тройных дверей с двумя тамбурами между ними;

0,27 H – для двойных дверей с тамбурами между ними;

0,34 H – для двойных дверей без тамбура;

0,22 H – для одинарных дверей;

д) через наружные ворота, не оборудованные воздушными и воздушно-тепловыми завесами – в размере 3 при отсутствии тамбура и в размере 1 при наличии тамбура у ворот.

Примечание. Для летних и запасных наружных дверей и ворот добавочные потери теплоты по подпунктам «г» и »д» не следует учитывать.

Сопротивление теплопередаче следует определять:

а) для не утепленных полов на грунте и стен, расположенных ниже уровня земли, с коэффициентом теплопроводности $\lambda \geq 1{,}2$ Вт/(м^2·°С) по зонам шириной 2 м, параллельным наружным стенам, принимают R_c, м^2·°С/Вт, равным (положения зон указаны на рис. 1.2.):

2,1 – для I зоны;

4,3 – для II зоны;

8,6 – для III зоны;

14,2 – для IV зоны; (для оставшейся площади пола);

б) для утепленных полов на грунте и стен, расположенных ниже уровня земли, с коэффициентом теплопроводности $\lambda_h < 1{,}2$ Вт/(м^2·°С) утепляющего слоя толщиной δ, м, принимая R_h, м^2·°С/Вт по формуле

$$R_h = R_c + \delta/\lambda_h$$

в) для полов на лагах, принимая R_c, м^2·°С/Вт, по формуле

$$R_h = 1{,}18(R_c + \delta/\lambda)$$

Для определения теплопередачи отдельными помещениями и зданием в целом необходимо иметь: планы этажей и характерные разрезы по зданию со строительными размерами (рис. 1.1); план помещения в пределах генерального плана предприятия с обозначением стран света и розы ветров; конструкции всех наружных ограждений, теплотехнические характеристики наружных ограждений. Расчет тепловой нагрузки осуществляют в виде таблицы тепловых потерь.

Все помещения здания нумеруются на планах начиная с левого верхнего угла по направлению часовой стрелки. Например, для помещений подвала – № 01, 02 и т.д.; для помещений, расположенных на

первом этаже – № 101, 102 и т.д.; для помещений второго этажа – № 201, 202 и т.д. и далее для всех этажей здания. Лестничные клетки принимают как единое помещение по всей высоте здания и обозначают, как правило, заглавными буквами, например лестничная клетка *А* и т.д.

Рис. 1.1. Схема обмера теплопередающих ограждений

Рис. 1.2. Схема к определению потерь теплоты через полы:
1 – первая зона;
2 – вторая зона;
3—третья зона;
4 – четвертая зона (середина пола)

Теплотехнический расчет проводится для всех наружных ограждений для холодного периода года с учетом района строительства, условий эксплуатации, назначения здания. Для холодного периода во всех помещениях принимается сухой режим.

С учетом влажностного режима помещений и зоны влажности выбирают условия эксплуатации (А или Б) для ограждающих конструкций. Большая часть территории Республики Татарстан, в том числе Закамье относится к зоне влажности – Б.

Исходя из условий эксплуатации А или Б для материалов ограждающих конструкций выбираются значения коэффициентов теплопроводности по СТО 00044807-001-2006 [5].

Количество теплоты $q_т$ проходящей через единицу площади поверхности ограждения (1 м^2) в единицу времени, равно

$$q_т = k_т(t_в - t_н)\, n\varphi = \frac{1}{R_o}\,(t_в - t_н)\, n\varphi,\ \frac{Вт}{м^2} \qquad (1.6)$$

где $k_т = \frac{1}{R_o}$ – коэффициент теплопередачи; $t_в$ – расчетная температура внутреннего воздуха, ^oC; $t_н$ – расчетная температура наружного воздуха, ^oC, равная средней температуре наиболее холодной пятидневки, обеспеченностью 0,92 (для Нижнекамского района она составляет $t_н$ = -33^oC); R_o – общее сопротивление теплопередаче, м$^2\cdot{}^oC$/Вт.

Общее сопротивление включает:

$$R_o = R_в + R_к + R_{вп} + R_н = 1/\alpha_в + \Sigma\delta_i/\lambda_i + R_{вп} + 1/\alpha_н, \qquad (1.7)$$

где $R_в = 1/\alpha_в$, $R_н = 1/\alpha_н$ – сопротивления теплообмену на внутренней и наружной поверхностях ограждения; $\alpha_в$, $\alpha_н$ – коэффициенты теплообмена на внутренней и наружной поверхностях ограждения, Вт/(м$^2\cdot{}^oC$); $R_к = \Sigma\delta_i/\lambda_i$ – термическое сопротивление материальных слоев ограждающей конструкции; δ_i – толщина слоя материала в ограждении, м; λ_i – расчетный коэффициент теплопроводности материала слоя, Вт/(м$\cdot{}^oC$); $R_{вп}$ – термическое сопротивление замкнутой воздушной прослойки в толще ограждающей конструкции (принимается по СНиП II-3-79*, прил.4).

При расчетах для курсовых и дипломных проектов можно принять $\alpha_в$ = 8,7 Вт/(м$^2\cdot{}^oC$) для стен, полов, гладких потолков с выступающими ребрами при отношении высоты ребер h к расстоянию a между гра-

нями соседних ребер $h/a \leq 0{,}3$; $\alpha_в = 7{,}6$ Вт/(м^2·К) для потолков с ребрами при отношении $h/a > 0{,}3$ и $\alpha_в = 8{,}0$ Вт/(м^2·К) для окон; $\alpha_в = 9{,}9$ Вт/(м^2·К) для зенитных фонарей.

Значения коэффициента теплообмена на наружной поверхности ограждающей конструкции $\alpha_н$, Вт/(м^2·К) для зимних условий следует принимать равными: наружные стены, перекрытия над проездами и над холодными подпольями без ограждающих стенок $\alpha_н = 22$; перекрытия над холодными подвалами, сообщающимися с наружным воздухом, перекрытия над холодными этажами $\alpha_н = 17$; перекрытия чердачные и над неотапливаемыми подвалами $\alpha_н = 12$ Вт/(м^2·К).

Если ограждение состоит из различных слоев однородных материалов, последовательно расположенных перпендикулярно направлению теплового потока, то термическое сопротивление определяют суммированием термических сопротивлений отдельных слоев:

$$R_к = \sum_{i=1}^{N} R_i = \sum_{i=1}^{N} \frac{\delta_i}{\lambda_i}. \qquad (1.8)$$

Если ограждение неоднородно по поверхности, перпендикулярной направлению теплового потока, то приведенное термическое сопротивление

$$R_к = \sum_{i=1}^{N} S_i \Big/ \sum_{i=1}^{N} \left(S_i / R_i\right), \qquad (1.9)$$

где S_i – площади отдельных участков ограждения, в переделах которых конструкция однородна.

Коэффициенты теплопроводности некоторых строительных материалов приведены в приложении П5.

Потери теплоты помещениями через отдельные ограждающие конструкции суммируют с округлением до 10 Вт.

1.2.3. Расчет поступлений теплоты в помещения

Часть тепловыделений происходит от работающих электродвигателей оборудования. Потребляемая ими энергия может полностью переходить в теплоту, нагревающую воздух помещения, или частично расходоваться на нагревание обрабатываемого продукта, перекачиваемой жидкости или воздуха, удаляемого из помещения.

Тепловыделения от электродвигателей, не имеющих принудительного охлаждения с отводом теплоты за пределы помещения

$$Q_{вд} = P_н K_{загр} K_{од}(1 - \eta_1)/ \eta_1, \qquad (1.10)$$

где $P_н$ – номинальная мощность электродвигателя, Вт; $K_{загр}$ – коэффициент загрузки электродвигателя, равный отношению средней мощности, передаваемой оборудованию в течение расчетного часа $P_{об}$ к номинальной мощности электродвигателя, т.е. $K_{загр} = P_{об}/P_н$; $K_{од}$ – коэффициент одновременности работы электродвигателей; $\eta_1 = K_п\eta$ – КПД электродвигателя при данной загрузке; η – КПД электродвигателя при полной загрузке, определяемый по каталогу; $K_п$ – поправочный коэффициент, учитывающий загрузку двигателей: при $K_{загр} \geq 0{,}8$ значение $K_п = 1$. При других значениях используется $K_{загр}$ зависимость:

$K_{загр}$ · · · ·	0,7	0, 6	0,5	0,4	0,3
$K_п$ · · · ·	0,99	0,98	0,97	0,95	0,91.

Тепловыделения от мотор - генераторов определяются суммой потерь энергии в электродвигателях и генераторах:

$$Q_{вмг} = P_н K_{загр} K_{од} \frac{1-\eta_1\eta_2}{\eta_1\eta_2}, \qquad (1.11)$$

где η_2 – КПД генератора при данной загрузке.

Тепловыделения от оборудования, приводимого в действие электродвигателями:

$$Q_{воб} = P_н K_{загр} K_{од} K_т, \qquad (1.12)$$

где $K_т$ – коэффициент перехода теплоты в помещение, учитывающий, что часть теплоты может быть унесена из помещения с эмульсией, водой или воздухом; значение $K_т$ следует принимать по опытным данным, пользуясь для его определения ведомственными указаниями и нормами.

Количество теплоты, поступающей в помещение от нагретого технологического оборудования и материалов, принимают по технологической части проекта или определяют в соответствии с ведомственными указаниями.

При составлении баланса теплоты для помещения необходимо учитывать поступление (удаление) теплоты нагретых (охлажденных) поверхностей воздуховодов вентиляции, местных отсосов, зонтов и укрытий оборудования.

Передача теплоты через стенки укрытий, зонтов и воздуховодов:

$$Q_{вв} = k_т S (t_{ср} - t_в), \qquad (1.13)$$

где $k_т$ – коэффициент теплопередачи стенок указанных конструкций; S – площадь поверхности конструкций со стороны помещения; $t_{ср}$ –

температура среды внутри укрытий; $t_в$ – расчетная температура воздуха в помещении.

При наличии нагретых (холодных) поверхностей с температурой $t_{пов}$ мощность выделения (поглощения) теплоты определяется как

$$Q_{впов} = \alpha\, S(t_{пов} - t_в), \qquad (1.14)$$

где α – коэффициент теплоотдачи от поверхности к воздуху:

для поверхности нагретой воды

$\alpha = 1{,}17(4{,}9 + 3{,}5w)$, Вт/(м$^2\cdot$°С);

для поверхности стенки укрытия, зонта и воздуховода

$\alpha = 11{,}67\sqrt{w}$, Вт/(м$^2\cdot$°С).

Здесь w – скорость движения воздуха у наружной поверхности (можно принять $w \leqslant 0{,}4$ м/с).

Мощность тепловыделений от освещения

$$Q_{осв} = \alpha P_{осв}, \qquad (1.15)$$

где $P_{осв}$ – суммарная мощность источников освещения; α – коэффициент, учитывающий вид вид прибора и арматуры: открытые лампы накаливания – $\alpha = 1{,}0$; лампы накаливания, закрытые матовыми колпаками – $\alpha = 0{,}7$; люминесцентные открытые лампы – $\alpha = 0{,}9$; то же закрытые матовым стеклом – $\alpha = 0{,}6$.

Выделение теплоты и влаги людьми зависит от затраченной ими энергии и температуры воздуха в помещении. Для расчетов рекомендуется пользоваться табл. 1.1, в которой приведены средние данные для мужчин. Принято считать, что женщины выделяют 85 %, а дети в среднем 75 % теплоты и влаги, выделяемых мужчинами.

Таблица 1.1.

Количество теплоты, выделяемой взрослыми мужчинами, Вт

Тип работы	Температура воздуха в помещении, °С					
	10	15	20	25	30	35
легкий	150	120	100	65	40	5
средний	165	135	105	70	40	5
тяжелый	200	165	130	95	50	10

1.2.4. Расчет теплоты на вентиляцию

В жилых зданиях расход теплоты на вентиляцию обычно невелик и не превышает 5...10% от расхода на отопление. В общественных зданиях эти величины соизмеримы, а в промышленных зданиях расход теплоты на вентиляцию может превышать расход теплоты на отопление.

Расход теплоты на вентиляцию определяется проектными данными для систем вентиляции, а для работающих установок – по их эксплуатационным характеристикам.

Если для вентиляции используется подогретый воздух, то расход мощности теплоты $Q_в$ можно определить по формуле

$$Q_в = mVc_в(t_{вп} - t_н), \text{ Вт} \qquad (1.16)$$

где V – объем вентилируемого помещения; m – кратность воздухообмена, $m = V_в / V$; $V_в$ – объемный расход воздуха, подаваемого на помещение, м^3/с; $c_в$ = 1260 Дж/(м^3·К) – удельная по объему теплоемкость воздуха; $t_{вп}$ – температура воздуха, подаваемого в помещение; $t_н$ – расчетная температура наружного воздуха.

По укрупненным показателям для промышленных предприятий расчет мощности тепла на вентиляцию для систем с рециркуляцией можно вести по формуле

$$Q_в = q_в V(t_{вп} - t_н), \text{ Вт} \qquad (1.17)$$

где $q_в$ – удельная вентиляционная характеристика здания, Вт/(м^3·К), зависит от типа здания. Если детальная информация о типе здания отсутствует, принимается среднее значение $q_в$ = 0,235 Вт/(м^3·К).

В соответствии со СНиП 2.01.01-82 расчетная температура наружного воздуха при проектировании системы вентиляции определяется как средняя температура наиболее холодного периода, составляющего 15% продолжительности всего отопительного периода. Например, для Казани $t_н^в = -18^oC$.

1.3. Годовой расход теплоты на отопление

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

Общие теплопотери здания Q_h, МДж, за отопительный период согласно СНиП 23-02-2003 следует определять по формуле

$$Q_h = 0{,}0864 k_m D_d S_{sum}. \qquad (1.18)$$

Здесь k_m – общий коэффициент теплопередачи здания, Вт/(м^2·°С), определяемый по формуле

$$k_m = k_m^{tr} + k_m^{inf}, \qquad (1.19)$$

k_m^{tr} – приведенный коэффициент теплопередачи через наружные ограждающие конструкции здания, Вт/(м^2·°С), определяемый по формуле

$$k_m^{tr} = \left(\frac{S_w}{R_w} + \frac{S_F}{R_F} + \frac{S_{ed}}{R_{ed}} + \frac{S_c}{R_c} + \frac{nS_{c1}}{R_{c1}} + \frac{nS_f}{R_f} + \frac{S_{f1}}{R_{f1}} \right) / S_{sum}, \qquad (1.20)$$

где S_w, R_w – площадь, м^2, и приведенное сопротивление теплопередаче, м^2·°С/Вт, наружных стен (за исключением проемов); S_F, R_F – то же, заполнений светопроемов (окон, витражей, фонарей); S_{ed}, R_{ed} – то же, наружных дверей и ворот; S_c, R_c – то же, совмещенных покрытий (в том числе над эркерами); S_{c1}, R_{c1} – то же, чердачных перекрытий; S_f, R_f – то же, цокольных перекрытий; S_{f1}, R_{f1} – то же, перекрытий над проездами и под эркерами. При проектировании полов по грунту или отапливаемых подвалов вместо S_f и R_f перекрытий над цокольным этажом в формуле (1.20) подставляют площади S_f и приведенные сопротивления теплопередаче R_f стен, контактирующих с грунтом, а полы по грунту разделяют по зонам согласно СНиП 41-01 и определяют соответствующие S_f и R_f; n – коэффициент, учитывающий зависимость положения ограждающей конструкции по отношению к наружному воздуху; S_{sum} – общая площадь внутренних поверхностей наружных ограждающих конструкций, включая покрытие (перекрытие) верхнего этажа и перекрытие пола нижнего отапливаемого помещения, м^2.

k_m^{inf} – условный коэффициент теплопередачи здания, учитывающий теплопотери за счет инфильтрации и вентиляции, Вт/(м^2·°С), определяемый по формуле

$$k_m^{inf} = 0{,}28 c n_a \beta_v V \overline{\rho}_в k / S_{sum}, \qquad (1.21)$$

где c – удельная теплоемкость воздуха, равная 1 кДж/(кг·°С); n_a – средняя кратность воздухообмена здания за отопительный период, ч$^{-1}$ ($n_a \approx 1{,}2$); β_v – коэффициент снижения объема воздуха в здании, учитывающий наличие внутренних ограждающих конструкций. При отсутствии данных принимать $\beta_v = 0{,}85$; $\overline{\rho}_в$ – средняя плотность приточного воздуха за отопительный период, кг/м^3 ($\overline{\rho}_в \approx 1{,}2$ кг/м^3); k – коэффициент учета влияния встречного теплового потока в светопрозрачных конструкциях, равный для: стыков панелей стен – 0,7; окон и бал-

конных дверей с тройными раздельными переплетами – 0,7; то же, с двойными раздельными переплетами – 0,8; то же, со спаренными переплатами – 0,9; то же, с одинарными переплетами – 1,0; V – отапливаемый объем здания, равный объему, ограниченному внутренними поверхностями наружных ограждений здания, м^3.

Градусо-сутки отопительного периода D_d в (1.18) вычисляется по формуле

$$D_d = (t_в - t_{ht})z_{ht}, \qquad (1.22)$$

где $t_в$ – расчетная средняя температура внутреннего воздуха здания, °С, принимаемая для расчета ограждающих конструкций группы зданий по поз.1 таблицы 4 по минимальным значениям оптимальной температуры соответствующих зданий по ГОСТ 30494 (в интервале 20...22 °С), для группы зданий по поз.2 таблицы 4 – согласно классификации помещений и минимальных значений оптимальной температуры по ГОСТ 30494 (в интервале 16...21 °С), зданий по поз.3 таблицы 4 – по нормам проектирования соответствующих зданий; t_{ht}, z_{ht} – средняя температура наружного воздуха, °С, и продолжительность, сут, отопительного периода, принимаемые по СНиП 23-01 для периода со средней суточной температурой наружного воздуха не более 10 °С – при проектировании лечебно-профилактических, детских учреждений и домов-интернатов для престарелых, и не более 8 °С – в остальных случаях. Если $t_в$ = 18 °С, t_{ht} = - 5,5 °С (для условий Нижнекамска) и z_{ht} = 215 суток, то D_d = 5053 °С·сут.

Расход тепловой энергии на отопление здания в течение отопительного Q_h^y периода, МДж, следует определять по формуле

$$Q_h^y = [Q_h - (Q_{int} + Q_s)\nu\zeta]\beta_h. \qquad (1.23)$$

Здесь Q_{int} – бытовые теплопоступления в течение отопительного периода, МДж, определяемые по формуле

$$Q_{int} = 0{,}0864 q_{int} z_{ht} S_l, \qquad (1.24)$$

где q_{int} – величина бытовых тепловыделений на 1 м^2 площади жилых помещений или расчетной площади общественного здания, Вт/м^2, принимаемая для: *а*) жилых зданий, предназначенных гражданам с учетом социальной нормы (с расчетной заселенностью квартиры 20 м^2 общей площади и менее на человека) q_{int} = 17 Вт/м^2; *б*) жилых зданий без ограничения социальной нормы (с расчетной заселенностью квартиры 45 м^2 общей площади и более на человека) q_{int} = 10 Вт/м^2; *в*) других жилых зданий – в зависимости от расчетной заселенности кварти-

ры по интерполяции величины q_{int} между 17 и 10 Вт/м^2; *г*) для общественных и административных зданий бытовые тепловыделения учитываются по расчетному числу людей (90 Вт/чел), находящихся в здании, освещения (по установочной мощности) и оргтехники (10 Вт/м^2) с учетом рабочих часов в неделю; S_l – для жилых зданий – площадь жилых помещений, для общественных зданий – расчетная площадь, определяемая согласно СНиП 31-05 как сумма площадей всех помещений, за исключением коридоров, тамбуров, переходов, лестничных клеток, лифтовых шахт, внутренних открытых лестниц и пандусов, а также помещений, предназначенных для размещения инженерного оборудования и сетей, м^2.

Q_s – теплопоступления через окна и фонари от солнечной радиации в течение отопительного периода, МДж (на широте Москвы, Петербурга теплопоступления через один квадратный метр остекления будут: северная ориентация – 81 Вт/м^2; южная ориентация – 198 Вт/м^2; юго-восточная ориентация – 244 Вт/м^2;северо-западная ориентация – 302 Вт/м^2; юго-западная ориентация – 302 Вт/м^2; северо-восточная ориентация – 337 Вт/м^2; восточная ориентация – 337 Вт/м^2; западная ориентация – 395 Вт/м^2; горизонтальное остекление – 576 Вт/м^2. Если окно затенено деревьями или имеются плотные светлые жалюзи, приведенные величины делят на коэффициент 1,4).

ν – коэффициент снижения теплопоступлений за счет тепловой инерции ограждающих конструкций; рекомендуемое значение $\nu = 0,8$; ζ – коэффициент эффективности авторегулирования подачи теплоты в системах отопления; рекомендуемые значения:

$\zeta = 1,0$ – в однотрубной системе с термостатами и с пофасадным авторегулированием на вводе или поквартирной горизонтальной разводкой;

$\zeta = 0,95$ – в двухтрубной системе отопления с термостатами и с центральным авторегулированием на вводе;

$\zeta = 0,9$ – однотрубной системе с термостатами и с центральным авторегулированием на вводе или в однотрубной системе без термостатов и с пофасадным авторегулированием на вводе, а также в двухтрубной системе отопления с термостатами и без авторегулирования на вводе;

$\zeta = 0,85$ – в однотрубной системе отопления с термостатами и без авторегулирования на вводе;

ζ = 0,7 – в системе без термостатов и с центральным авторегулированием на вводе с коррекцией по температуре внутреннего воздуха;

ζ = 0,5 – в системе без термостатов и без авторегулирования на вводе – регулирование центральное в ЦТП или котельной;

β_h – коэффициент, учитывающий дополнительное теплопотребление системы отопления, связанное с дискретностью номинального теплового потока номенклатурного ряда отопительных приборов, их дополнительными потерями теплоты через зарадиаторные участки ограждений, повышенной температурой воздуха в угловых помещениях, потерями теплоты трубопроводов, проходящих через неотапливаемые помещения для:

- многосекционных и других протяженных зданий β_h = 1,13;
- зданий башенного типа β_h = 1,11;
- зданий с отапливаемыми подвалами β_h = 1,07;
- зданий с отапливаемыми чердаками, а также с квартирными генераторами теплоты β_h = 1,05.

Теплопоступления от солнечной радиации Q_s при расчете мощности отопительных установок включают в тепловой баланс в исключительных случаях (в районах с преобладанием зимой солнечной погоды) для помещений со световыми проемами, обращенными на юг. Обычно же эти теплопоступления учитывают при эксплуатации отопительных установок, уменьшая теплоотдачу в помещения для экономии тепловой энергии.

1.4. Отопительные приборы, определение их количества

Отопительные приборы являются одним из основных элементов системы отопления, предназначенных для обеспечения мощности подачи теплоты в количестве $Q_{\text{пр}\Sigma}$, соответствующем мощности притока тепла в помещение через отопительные установки обслуживаемого помещения Q_o за вычетом мощности теплоотдачи труб $Q_{\text{тр}}$.

Таким образом, должно быть соблюдено равенство, Вт,

$$Q_{\text{пр}\Sigma} = Q_o - \beta_{\text{тр}}\, Q_{\text{тр}}, \qquad (1.25)$$

где $\beta_{\text{тр}}$ – коэффициент, соответствующий доле полезной теплоотдачи трубопроводов, проложенных в помещении ($\beta_{\text{тр}}$ = 0,9 при открытой прокладке, $\beta_{\text{тр}}$ = 0,5 для труб, проложенных в закрытой борозде, $\beta_{\text{тр}}$ = 1,8 для труб, замоноличенных в бетон).

Мощность теплоотдачи отопительных приборов может быть определена из следующего уравнения, Вт,

$$Q_{пр\Sigma} = q_{пр} S_{пр} = Q_o - \beta_{тр} Q_{тр}, \quad (1.26)$$

где $q_{пр}$, Вт/м^2 – плотность теплового потока, т.е. количество теплоты, передаваемой через 1 м^2 площади поверхности приборов; $S_{пр}$, м^2 – площадь поверхности отопительных приборов.

Теплоотдачу труб $Q_{тр}$ можно определить по выражению

$$Q_{тр} = q_в l_в + q_г l_г, \quad (1.27)$$

где $q_в$, $q_г$ – удельная теплоотдача 1 м вертикальных и горизонтальных труб, принимаемых по табл. П6 исходя диаметра труб и разности температур теплоносителя $t_т$ и воздуха в помещении $t_в$, Вт/м; $l_в$, $l_г$ – длины вертикальных и горизонтальных участков труб.

Эти две величины определяют связь теплотехнической и конструктивной характеристики отопительных приборов.

Требования, предъявляемые ко всем видам отопительных приборов, на основании которых можно производить сравнение и выбор приборов для помещений различного назначения:

- *Санитарно-гигиенические требования*, диктуемые назначением помещения, сводятся к недопущению скапливания пыли, т. е. к простоте и удобству очистки поверхности отопительного прибора и примыкающего пространства помещения.
- *Теплотехнические требования* определяются величиной коэффициента теплопередачи прибора $k_{пр}$, от которой при прочих равных условиях зависит плотность теплового потока. Другой важный показатель – величина тепловой инерции прибора, от которой нередко зависит его выбор.
- *Экономические требования* оцениваются количеством и стоимостью материала, изготовления и монтажа приборов одинаковой тепловой мощности.

Повышенные требования к интерьеру помещения определяют эстетические требования к устанавливаемым в них отопительным приборам.

Естественно, что применяемые отопительные приборы в различной степени удовлетворяют перечисленным требованиям.

В зависимости от превалирующего способа теплопередачи различают три группы отопительных приборов: радиационные, конвективно-радиационные и конвективные. Приборы первого типа передают излучением более 50 % теплового потока, второго – от 25 до 50 % и третьего – менее 25 %.

Наиболее широко распространенными отопительными приборами в нашей стране являются радиаторы колончатые (рис. 1.3) и стальные штампованные (рис. 1.4). Эти приборы относятся ко второй группе. Колончатые радиаторы собираются из отдельных секций с помощью резьбовых ниппелей в количестве, соответствующем расчетной площади поверхности. Они могут быть изготовлены из различного материала, однако, чаще всего на практике применяют чугунные секционные радиаторы. Наиболее распространенным является радиатор М-140-АО, отличающегося от радиатора М-140 наличием оребрения.

Рис. 1.3. Чугунные секционные радиаторы: *а*) габаритные размеры секций; *б*) секции некоторых типов радиаторов

Габаритные размеры радиаторов характеризуются полной высотой $h_п$, монтажной высотой $h_м$, а также строительной глубиной b и длиной секции l, мм. В соответствии с монтажной высотой различают высокие радиаторы ($h_м$ = 1 000 мм), средние ($h_м$ = 500 мм) и низкие ($h_м$ = 300...350 мм).

Стальные штамповые радиаторы изготавливаются сваркой двух штампованных листов толщиной до 1,5 мм. Они отличаются малой глубиной и имеют различную длину и, следовательно, теплоотдачу (рис. 1.4).

Для сравнения различных приборов используют показатель теплового напряжения металла M, Вт/кг·К), представляющий собой отношение теплового потока $Q_{прΣ}$ к массе металла $m_м$ при разности температур Δt = 1 °С:

$$M = Q_{пр\Sigma}/(m_м \Delta t_{ср}), \quad (1.28)$$

где $\Delta t_{ср} = t_{ср} - t_в$ – разность средней температуры теплоносителя и окружающего воздуха.

Рис. 1.4. Общий вид отопительного штампованного радиатора

Для чугунных секционных радиаторов его величина составляет M = 0,29...0,36 Вт/кг·К), для стальных штампованных – M = =0,55...0,8 Вт/(кг·К), что свидетельствует о меньшем расходе металла. К преимуществам последних можно отнести также их привлекательный внешний вид и легкую очистку от пыли благодаря гладкой наружной поверхности.

Другой разновидностью приборов, также обеспечивающих легкую очистку наружной поверхности, являются приборы из гладких труб (рис. 1.5) змеевиковой или регистровой формы.

Такие приборы изготавливают из труб различного диаметра $D_у$ = 32... 100 мм, расположенными одна над другой на расстоянии на 50 мм большем, чем диаметр труб. Эти приборы имеют высокие значения коэффициента теплопередачи, однако они громоздки, вследствие чего имеют ограниченную область применения (запыленные производственные и складские помещения, гаражи и т.п.).

Рис. 1.5. Отопительные приборы из гладких труб: *а*) змеевиковый; *б*) регистровый; 1 – трубы; 2 – коллектор; 3 – калач

Большое распространение в настоящее время получили отопительные приборы, именуемые *конвекторами.* Основным элементом этих приборов является нагреватель из оребренных труб, изготавливаемых из различных металлов (стали, меди, алюминия и др.). Нагреватель может быть помещен в кожух, что способствует увеличению доли теплоотдачи конвекцией (до 90...95%) и существенно улучшает вид прибора (рис. 1.6).

Применение конвекторов обусловлено возможностью механизации и автоматизации их производства, а также снижением трудозатрат при монтаже.

а *б*

Рис. 1.6. Типы конвекторов: *а*) с кожухом; *б*) без кожуха; 1 ,2 – подогревательный элемент; 2 – оребрение; 3 – кожух; 4 – решетка; 5 – воздушный клапан

Следует отметить, что для конвекторов с кожухом имеется возможность регулирования теплопроизводительности «по воздуху» с помощью устанавливаемого в кожухе воздушного клапана. Процесс теплопередачи можно интенсифицировать, обеспечив режим вынужденной конвекции при помощи встроенного в кожух диаметрального вентилятора (вентиляторный конвектор). В приложении П7 приведена сравнительная характеристика некоторых видов отопительных приборов.

Отопительные приборы в обслуживаемых помещениях, как правило, следует располагать под окнами, что способствует локализации ниспадающих вдоль окон потоков холодного воздуха. При этом длина отопительного прибора должна примерно соответствовать ширине оконного проема.

Для отопления лестничных клеток многоэтажного здания рекомендуется применять высокие конвекторы или рециркуляцион-

ные воздухонагреватели, устанавливаемые в их нижней части (рис. 1.7). Для этой цели иногда используют *калориферы,* применяемые в системах приточной вентиляции и воздушного отопления. Калорифер представляет собой компактный теплообменный аппарат, состоящий из нескольких рядов оребренных труб, между которыми проходит нагреваемый воздух.

Рис. 1.7. Схема установки рециркуляционного воздухонагревателя: 1– нагреватель; 2 – решетка; 3 – воздушный канал

Расчет отопительных приборов сводится к определению площади их теплоотдающей поверхности $S_{пр}$, м^2 и количества отопительных элементов. В справочных данных на некоторые отопительные приборы приводится номинальная мощность теплового потока $Q_{ном}$ одного элемента при стандартных условиях (см. табл. П7):

а) средний температурный напор $\Delta t_{ср}^{ст} = 65^{o}$C, полученный как

$$\Delta t_{ср}^{ст} = t_{ср} - t_{в} = 0{,}5(t_{вх} + t_{вых}) - t_{в} = 0{,}5(95 + 70) - 18 = 64{,}5\ ^{o}\text{C},$$

где $t_{ср}$ – средняя температура теплоносителя в приборе; $t_{вх} = 95\ ^{o}$C – температура теплоносителя (воды) на входе в прибор; $t_{вых} = 70\ ^{o}$C – температура на выходе; $t_{в} = 18\ ^{o}$C – температура воздуха;

б) расход воды в приборе $G_{пр}^{ст} = 0{,}1$ кг/с.

Тепловая мощность каждого прибора $Q_{пр}$, определяется путем деления мощности на отопление всех приборов $Q_{пр\Sigma}$ на предполагаемое число отопительных приборов N:

$$Q_{пр} = Q_{пр\Sigma} / N\text{, Вт.} \qquad (1.29)$$

Для однотрубных систем водяного отопления находится тепловая мощность стояка $Q_{ст}$, как суммарная мощность подключенных к нему приборов и определяется массовый расход воды в стояке:

$$G_{ст} = \frac{Q_{ст}\beta_1\beta_2}{c_{в}(t_{вх} - t_{вых})}\text{, кг/с.} \qquad (1.30)$$

Для двухтрубных систем определяется массовый расход воды через каждый прибор, подключенный к рассматриваемому стояку

$$G_{пр} = \frac{Q_{пр}\beta_1\beta_2}{c_в(t_{вх} - t_{вых})}, \text{ кг/с.} \quad (1.31)$$

В последних двух формулах $c_в$ – удельная теплоемкость воды, равная 4190 Дж/(кг·К); β_1 = 1,02...1,13 – коэффициент учета дополнительного теплового потока приборов за счет округления до стандартных значений в зависимости от номенклатурного шага приборов (значения определяются по табл. 1.2); β_2 – коэффициент, учитывающий дополнительные потери теплоты приборами при установке их у наружных стен: β_2 = 1,02...1,04 для радиаторов и конвекторов при установке их под окнами, β_2 = 1,07...1,1 при установке у остекления.

Таблица 1.2

Значения коэффициента β_1

ряд, Вт	120	150	180	210	240	300
β_1	1,02	1,03	1,04	1,06	1,08	1,13

Надо определить среднюю температуру воды в каждом приборе стояка:

- для однотрубных систем

$$t_{ср} = t_{вх} - \left(\Sigma Q_{пр} - \frac{Q_{пр}}{2\alpha}\right)\frac{\beta_1\beta_2}{c_в G_{ст}}, \quad (1.32)$$

- для двухтрубных систем

$$t_{ср} = 0{,}5\ (t_{вх} + t_{вых}), \quad (1.33)$$

где $\Sigma Q_{пр}$ – суммарная тепловая мощность приборов, подключенных к стояку до рассматриваемого прибора, Вт; α – коэффициент затекания воды в отопительный прибор, принимаемый по табл. 1.3.

Таблица 1.3.

Значения коэффициента α

Приборный узел	Присоединение к стояку	Поводка с замыкающим участком	α
С трехходовым краном КРТ	Одностороннее Двухстороннее	– –	1,0 0,5
С проходным краном КРП	Одностороннее	смещенным* осевым	0,5 0,33
	Двухстороннее	смещенным осевым	0,2 0,17

Определяем разность средней температуры воды в приборе и температуры воздуха в помещении

$$\Delta t_{ср} = t_{ср} - t_{в}. \qquad (1.34)$$

Вычисляется величина требуемой номинальной тепловой мощности прибора $Q_{нпр}$, исходя из того, что она не должна уменьшаться более чем на 5% по сравнению с $Q_{пр}$:

$$Q_{нпр} = 0{,}95\ Q_{пр} / \varphi_{к}, \qquad (1.35)$$

где $\varphi_{к}$ – комплексный коэффициент приведения $Q_{нпр}$ к расчетным условиям, определяемый для воды по формуле

$$\varphi_{к} = \left(\frac{\Delta t_{ср}}{65}\right)^{1+n} \left(\frac{G_{пр}}{0{,}1}\right)^{p} c. \qquad (6.36)$$

Значения n, p и c принимаются по таблице 1.4

Таблица 1.4.

Значения *n* , *p* и *c* для различных типов отопительных приборов

Тип отопительного прибора	Направление движения теплоносителя	Расход теплоносителя, $G_{пр}$, кг/ч	*n*	*p*	*c*
Радиаторы чугунные секционные, стальные панельные, алюминиевые и биметаллические	Сверху - вниз	18 – 50 54 – 536 536 – 900	0,3	0,02 0 0,01	1,039 1,0 0,996
	Снизу - вниз	18 – 115 119 - 900	0,15	0,08 0	1,092 1,0
	Снизу – вверх	18 – 61 65 – 900	0,25	0,12 0,04	1,113 0,97
Конвектор настенный с кожухом «Универсал»	Любое	36 – 86 90 - 900	0,3	0,18 0.07	1

Для стальных панельных радиаторов и конвекторов выбирается типоразмер отопительного прибора из условия $Q_{ном} \geq Q_{нпр}$ по табл. П7 из приложения.

Для секционных радиаторов определяется минимально необходимое число секций отопительного прибора:

$$n_{сек} \geq \frac{Q_{нпр} \cdot \beta_4}{Q_{ном} \cdot \beta_3}, \qquad (1.37)$$

где β_3 – коэффициент, учитывающий число секций в радиаторе, принимаемый при ориентировочном значении $n_{сек} = \dfrac{Q_{нпр} \cdot \beta_4}{Q_{ном}}$

- для радиаторов МС–140, МС–90 $\beta_3 = 1$ при числе секций от 3 до 15, $\beta_3 = 0{,}98$ при числе секций от 16 до 20 и $\beta_3 = 0{,}96$ при числе секций от 21 до 25;
- для радиаторов других типов по формуле

$$\beta_3 = 0{,}97 + 34/(n_{сек} Q_{ном}); \qquad (1.38)$$

β_4 – коэффициент, учитывающий способ установки радиаторов в помещении, при открытой установке $\beta_4 = 1$, в остальных случаях определяется согласно рис. 1.8 .

Рис. 1.8 . Различные способы установки отопительных приборов

Если в результате вычислений по формуле (1.37) получилось дробное число, его округляют до целого в большую сторону.

В некоторых справочниках приводят так называемый номинальный условный коэффициент теплопередачи отопительного прибора $k_{н.у}$, Вт/(м^2·К) (см. табл. П8). Тогда определяют требуемую площадь теплопередающей поверхности отопительных приборов

$$S_{пр} = Q_{пр\Sigma}/q_{пр}. \qquad (1.39)$$

При этом удельную плотность теплового потока определяют по соотношению

$$q_{пр} = k_{пр}\,\Delta t_{ср}^{ст} = 65\, k_{н.у}\varphi_к. \qquad (1.40)$$

Регулирование теплоотдачи отопительных приборов необходимо осуществлять для поддержания требуемого теплового режима помещения в течение отопительного периода при изменяющихся наружных и внутренних возмущающих воздействиях.

Различают качественное и количественное регулирования теплопередачи отопительных приборов.

Качественное регулирование осуществляется путем изменения температуры подаваемого теплоносителя в систему отопления и к отопительному прибору в частности. Такое регулирование может быть центральным, групповым и местным. Центральное регулирование производится на тепловой станции в соответствии с фактической температурой наружного воздуха, групповое – на центральном тепловом пункте (ЦТП) для нескольких присоединенных зданий. Поэтому и в том и в другом случае невозможно учесть особенности каждого конкретного здания. Местное качественное регулирование выполняется в местном тепловом пункте (МТП) для конкретного здания или даже отдельных его частей. При этом наилучший результат может быть достигнут в том случае, когда местное регулирование дополняет центральное.

Количественное регулирование предусматривает изменение теплового потока от отопительных приборов путем изменения расхода поступающего в них теплоносителя.

Поэтому кроме упомянутых выше способов этот вид регулирования может быть индивидуальным. Изменение теплопередачи происходит при этом из-за изменения средней температуры воды в приборе. Таким образом, в системах водяного отопления существует возможность осуществления качественно-количественного регулирования. При автоматизации процесса регулирования качественное регулирование производят «по возмущению» (изменению наружной температуры $t_н$), индивидуальное количественное – «по отклонению» (изменению $t_в$).

Для индивидуального ручного регулирования теплопередачи приборов служат краны и вентили, конструкцию которых выбирают в зависимости от вида системы отопления.

1.5. Круглогодичная тепловая нагрузка

Круглогодичную нагрузку представляют системы технологического потребления теплоты и системы ГВС. В различных технологических процессах нормы потребления теплоты для производства единицы продукции представлены в соответствующей справочной литературе. Например, для ориентировочных расчетов можно использовать следующие удельные характеристики [1]. При производстве 1 тонны продукции необходимо затратить: для каучука – 115 ГДж, химических волокон – 75 ГДж, пластмасс и синтетических смол – 25 ГДж, бумаги – 10 ГДж, синтетического аммиака – 5 ГДж, продуктов

нефтепереработки – 0,9 ГДж, серной кислоты – 0,5 ГДж, труб стальных и проката черных металлов – 0,35 ГДж, чугуна – 0,25 ГДж; при производстве древесностружечных плит и фанеры 5...6 ГДж на 1 м^3; удельный расход теплоты на изготовление текстильных тканей равен 0,01...0,04 ГДж на 1 м^2.

Весьма значительна в общем, тепловом балансе теплота, используемая на нужды ГВС. В современных жилых районах отпуск теплоты на ГВС составляет до 40% общего отпуска теплоты по району. Характер потребления горячей воды весьма неравномерен в течение суток, несколько отличается в будние и в выходные дни, а также в зимний и летний периоды.

На рис. 1.9. представлено примерное изменение потребления горячей воды жилого здания в течение суток в среду и в субботу.

Рис. 1.9. Суточный график горячего водоснабжения жилого района

Различают среднечасовое потребление горячей воды, $Q_{ГВ}^{ср.ч}$ среднесуточное – $Q_{ГВ}^{ср.с}$ и средненедельное – $Q_{ГВ}^{ср.н}$. Значения этих величин связаны между собой. Коэффициенты, определяющие связь, зависят от числа жителей, использующих теплоту ГВС.

Для наиболее распространенных современных жилых зданий [1]

$$Q_{ГВ}^{ср.с} = \varphi_1 \, Q_{ГВ}^{ср.н}, \quad \varphi_1 = 1{,}2 . \qquad (1.41)$$

Расчетным расходом теплоты на ГВС является максимальный среднечасовой расход теплоты горячей воды

$$Q_{ГВ}^{р} = Q_{ГВ}^{\max.ч} = \varphi_1 \varphi_2 \, Q_{ГВ}^{ср.н}, \quad \varphi_2 = 2. \qquad (1.42)$$

В соответствии с графиком (см. рис.1.9.) максимальный водозабор горячей воды имеет место в вечерние часы в субботу.

Средненедельная мощность расхода теплоты группы пользователей в отопительный период определяется по соотношению

$$Q_{ГВ}^{ср.н} = (a + b)Nc(t_г - t_x)/n_c \text{, Вт} \qquad (1.43)$$

где a – норма расхода горячей воды с температурой 60°С(в л/чел.сут) в жилых зданиях; b = 25 л/чел.сут – для общественных зданий района; c = 4190 Дж/(кг·К) – удельная теплоемкость воды, $t_г$ – температура горячей воды, по СНиП 2.04.01-85 «Внутренний водопровод и канализация зданий» $t_г$ = 60°С; t_x – температура холодной воды, в случае отсутствия данных следует принимать в зимний период t_x = 5 °С, в летний период t_x = 15°С; n_c – доля времени, в течение которой осуществляется работа системы ГВС, с/сут; N – число жителей, потребляющих горячую воду.

Нормы расхода горячей воды с температурой 60°С приводятся в СНиП 2.04.01-85. Например, для жилых зданий, оборудованных ваннами, a = 110 л/чел.·сут, n_c = 86400 с/сут.

Расчет мощности расхода пара на технологические нужды производят по формуле

$$Q_T = G_п (i_2 - \xi_к i_{пк}) \text{, Вт,} \qquad (1.44)$$

где $G_п$ – расход пара, кг/с; i_2 – удельная энтальпия пара, отпускаемого производственным потребителям на выходе из котельной, Дж/кг; $i_{пк}$ – энтальпия парового конденсата, возвращаемого с производства при температуре $t_{пк} \approx 80$°С; $\xi_к$ – доля возврата конденсата с производства (рекомендуется принимать $\xi_к$ = 0,7...0,9).

Количество теплоты, потребляемое всеми системами района, определяет стоимость эксплуатационных тепловых затрат. Поэтому годовой расход теплоты $Q^{год}$ также необходимо уметь рассчитывать. Его величину можно определить по соотношению

$$Q^{год} = Q_o^{год} + Q_B^{год} + Q_Г^{год} + Q_T^{год}, \qquad (1.45)$$

где $Q_o^{год}, Q_B^{год}$, $Q_Г^{год}$, $Q_T^{год}$ – годовые затраты теплоты на системы отопления, вентиляции, ГВС и технологические процессы.

Каждое из слагаемых находится следующим образом:

$$Q_o^{год} = Q_o^{ср}\left[\left(z_{ht} - z_Д\right) + z_Д \frac{t_{ВД} - t_H^{ср.о}}{t_{ВР} - t_H^{ср.о}}\right], \qquad (1.46)$$

где Q_o^{cp} – средняя мощность расхода теплоты за отопительный период, Вт/с; z_{ht} , $z_Д$ – длительность отопительного сезона и периода дежурного отопления в году, с/год; t_{BP}, $t_{ВД}$ – средняя температура воздуха в помещении в основной отопительный период и период дежурного отопления; $t_H^{ср.о}$ – средняя температура наружного воздуха за отопительный сезон. Например, для РТ по СНиП 23-01-99 «Климатология» $t_H^{ср.о}$ = –5,5°С, для Нижнекамска $t_H^{ср.о}$ = –5,8°С.

Средняя мощность расхода теплоты за отопительный период

$$Q_o^{cp} = Q_o^{'} \frac{t_{BP} - t_H^{cp.o}}{t_{BP} - t_{HO}}, \quad \text{где} \quad Q_o^{'} = Q^{'} - Q_{TB}, \qquad (1.47)$$

$Q^{'}$ – расчетные тепловые потери здания при температуре наружного воздуха t_{HO}; Q_{TB} – внутренние тепловыделения.

Очевидно, что для жилых и общественных зданий $z_Д$ = 0 и

$$Q_o^{год} = Q_o^{cp} z_{ht}.$$

Годовые затраты теплоты на вентиляцию равны

$$Q_B^{год} = Q_в \left[z_в + \frac{t_в - t_н^{cp.B}}{t_в - t_н} \left(z_{ht} - z_в \right) \right] \left(1 - \frac{z_{вд}}{z_{ht}} \right), \qquad (1.48)$$

где $Q_в$ определяется из (1.17) ; $z_в$ – время работы системы вентиляции в течение года, с/год; $z_{вд}$ – длительность отопительного периода при неработающей вентиляции; $t_н^{cp.B}$ – средняя температура наружного воздуха за период, в течение которого $t_{н.в} \le t_н \le t_{н.к}$.

Годовой расход теплоты на ГВС равен

$$Q_Г^{год} = Q_Г^{cp.н} \left[z_{ht} + \varphi_г^л \frac{t_г - t_{х.л}}{t_г - t_{х.з}} \left(z_г - z_{ht} \right) \right], \qquad (1.49)$$

где $z_г$ – время работы системы ГВС в течение года, $\varphi_г^л$ – коэффициент, учитывающий снижение расхода горячей воды в летний период (обычно $\varphi_г^л$ = 0,8 для жилых зданий и $\varphi_г^л$ = 1 для промышленных зданий); $t_г$, $t_{х.з}$, $t_{х.л}$ – температура горячей воды ($t_г$ = 60°С) и холодной воды в периоды работы системы отопления и ее отключения.

С целью определения экономических и технических показателей работы системы теплопотребления используется график продолжительности сезонной нагрузки. Его получают на основе зависимости среднесуточного расхода теплоты от температуры наружного воздуха (рис. 1.10), а также исходя из климатических данных о длительности стояния определенной температуры наружного воздуха. По оси абсцисс откладывается продолжительность, ч/год, периода с наружной температурой воздуха, не превышающей величину $t_н$. По оси ординат

Рис. 1.10. График продолжительности сезонной тепловой нагрузки: *а*) в зависимости среднесуточной тепловой нагрузки; *б*) от наружной температуры; 1 – нагрузка на отопление; 2 – нагрузка на вентиляцию; 3 – суммарная тепловая нагрузка

при этом откладывается расход теплоты при температуре $t_н$.

На основе этого графика вводятся две характеристики системы теплопотребления: $\left(Q_c^{ср} z_{ht} = Q_c^{год}\right)$ – средний расход теплоты за отопительный период и $z_и$ – длительность использования расчетной отопительной нагрузки ($Q_c^{год} = Q_c^{'} z_и$, $Q_c^{'} = Q_o^{'} + Q_в$). Средний расход теплоты на систему отопления за сезон ориентировочно можно принимать равным половине расчетного значения расхода теплоты при температуре наружного воздуха $t_{н.о}$.

Аналогично строится график тепловой нагрузки за год с учетом круглогодичной тепловой нагрузки по ГВС и на технологические нужды на основе графиков средне недельной тепловой нагрузки.

Для ориентировочных расчетов можно использовать следующие удельные характеристики: плотность населения в новых застраиваемых районах 350 чел./га, расчетную тепловую плотность 1 МВт/га

для севера европейской части России, Сибири и Урала и 0,8 МВт/га для юга европейской части России; максимальную тепловую мощность с учетом расхода на отопление, вентиляцию и ГВС на одного жителя микрорайона для этих же регионов 2,82 кВт и 2,28 кВт.

Годовые расход теплоты на технологические нужды можно определить на основе графика теплового потребления предприятия или приближенно рассчитать по соотношению

$$Q_T^{год} = z_т \, \xi_т \, Q_T, \qquad (1.50)$$

где $z_т$ – длительность работы технологического оборудования, с/год; $\xi_т$ – коэффициент равномерности использования пара.

1.6. Тепловые сети

Тепловое хозяйство страны развивается на основе непрерывно идущего процесса концентрации тепловых нагрузок в городах и промышленных районах.

Для организации рационального энергоснабжения страны особенно большое значение имеет теплофикация, являющаяся наиболее совершенным технологическим способом производства электрической и тепловой энергии и одним из основных путей снижения расхода топлива на выработку указанных видов энергии.

В комбинированной выработке заключается основное отличие теплофикации от так называемого раздельного метода энергоснабжения, при котором электрическая энергия вырабатывается на конденсационных тепловых электростанциях (КЭС), а тепловая – в котельных.

Централизация теплоснабжения не является особенностью теплофикации и может быть реализован в системах теплоснабжения не только от ТЭЦ, но и от других источников теплоты, таких как промышленные, районные и квартальные котельные, от мусоросжигающих заводов и энергоустановок, утилизирующих избытки теплоты, образующиеся в технологических установках промышленных предприятий, и т.п.

Несмотря на дополнительные потери энергии в тепловых сетях, централизация в теплоснабжении может обеспечить экономию топлива за счет:

- утилизации теплоты от промышленных технологических (включая крупные ГРЭС) и мусоросжигающих установок;
- более высокого КПД крупных промышленных и районных котельных, а также мощных котельных установок крупных ТЭЦ по

сравнению с мелкими местными котельными, работающими на неквалифицированных низкокалорийных и многозольных видах твердого топлива;

- более рациональной загрузки источников теплоты с различной эффективностью при работе этих источников на одну сеть.

Отечественная теплофикация базируется на районных ТЭЦ общего пользования и на промышленных ТЭЦ в составе предприятий, от которых теплота отпускается как промышленным предприятиям, так и расположенным поблизости городам и населенным пунктам. Для удовлетворения отопительно-вентиляционной и бытовой нагрузок жилых и общественных зданий, а также промышленных предприятий используется главным образом горячая вода. Применение горячей воды в качестве теплоносителя позволяет использовать для теплоснабжения теплоту отработавшего пара низкого давления, что повышает эффективность теплофикации благодаря увеличению удельной выработки электрической энергии на базе теплового потребления.

В районах, располагающих газом в качестве базового топлива, перспективно применение парогазовых теплофикационных установок с высокотемпературными газовыми турбинами. Такие установки позволяют получить низкие удельные расходы топлива при невысоких удельных начальных затратах.

Система централизованного теплоснабжения (СЦТ) – система, состоящая из одного или нескольких источников теплоты, тепловых сетей (независимо от диаметра, числа и протяженности наружных теплопроводов) и потребителей (абонентов).

Важным звеном теплофикационной системы являются *тепловые сети*, по которым теплота (горячая вода, пар или горячие газы) транспортируется от источников теплоснабжения до тепловых потребителей.

Тепловые сети – сооружения самые дорогие, металлоемкие и трудозатратные среди инженерных коммуникаций городов, поэтому они должны выполняться так, чтобы могли служить не менее 30 лет, не требуя частых ремонтов и перекладок и не снижая своих эксплуатационных качеств в этот срок. Эти требования формируют показатели надежности и долговечности систем СЦТ, которые в свою очередь определяют экономику теплоснабжения в целом.

В связи с повышением требований к качеству планировки и чистоте воздушного бассейна городов многие мощные ТЭЦ размещаются на значительном расстоянии от районов теплового потребления, часто за пределами городской черты. Рост единичных мощностей источ-

ников теплоснабжения и радиусов передачи теплоты вызывает необходимость существенного повышения надежности и экономичности систем теплоснабжения.

Важное народнохозяйственное значение имеет повышение технического уровня тепловых сетей. Все элементы тепловой сети должны быть равной прочности и обеспечивать качественную работу системы теплоснабжения 25...30 лет.

Основной путь повышения надежности и долговечности тепловых сетей – защита от коррозии стальных труб, которые являются главным элементом теплопроводов, транспортирующих теплоту от источников до потребителей.

Значительный прогресс в повышении надежности тепловых сетей и снижении затрат при эксплуатации может быть достигнут при установке на теплопроводах сильфонных компенсаторов температурных деформаций вместо сальниковых компенсаторов.

Необходимо также повысить качество тепловой изоляции теплопроводов для снижения тепловых потерь.

Система теплоснабжения это совокупность взаимосвязанных источника тепловых сетей и систем теплопотребления.

В связи с большой неравномерностью энергопотребления энергоисточники и сетевые устройства строятся со значительными запасами мощности, в 2...3 раза превышающими среднечасовые потребности в энергии.

Схемы тепловых сетей зависят в первую очередь от наличия, мощности и размещения теплоисточников, вида теплоносителя и превалирующего теплового потребления, взаимного размещения тепловых потребителей, принятой схемы СЦТ и ряда других факторов (наличие водоисточников, транспортных коммуникаций, основных градостроительных решений).

Учитывая сложность задачи правильного выбора и разработки таких схем, в 1980 г. были выпущены СН 531-80 «Инструкция о составе, порядке разработки и утверждения схем теплоснабжения населенных пунктов с суммарной тепловой нагрузкой до 116 МВт (100 Гкал/ч)». .

По принципу работы схемы тепловых сетей подразделяют на районные (или изолированные) и общие (или единые).

Изолированные сети привязаны к одному источнику теплоты и обслуживают конкретный изолированный район, промышленный центр или город в целом. Недостатком таких сетей является низкая маневренность при присоединении тепловых потребителей, невозможность резервирования от отдельных теплоисточников.

Для крупных городов и промышленных районов разработаны и построены единые тепловые схемы трубопроводов, которые не привязаны к конкретному источнику теплоты, они позволяют организовать параллельную работу многих источников на общую, обезличенную сеть. Это создает возможность резервирования источников теплоты, рационального использования имеющихся тепловых мощностей, позволяет маневрировать сооружением теплоисточников и развитием сети, предотвращать развитие аварий.

В связи с высокой централизацией теплоснабжения от ТЭЦ возникла необходимость по аналогии с электрическими и газовыми сетями единые городские тепловые сети крупных городов выполнять по двух- и трехступенчатой схеме, с четким делением сетей на *магистральные* («высокого температурного потенциала») диаметрами 600...1400 мм и более, *распределительные* (*квартальные*) диаметрами 300...600 мм и *дворовые сети* диаметрами менее 300 мм. Для повышения надежности и качества параллельной работы источников на единые сети потребовалась гидравлическая и температурная изоляция магистральных тепловых сетей от распределительных (квартальных), осуществляемая путем сооружения водоподогревательных подстанций или смесительных насосных подстанций, а также сооружения специальных распределительных устройств, называемых *контрольно-распределительными пунктами* (КРП).

Водоподогреватель – устройство, находящееся под давлением выше атмосферного, служащее для нагревания воды водяным паром, горячей водой или другим теплоносителем.

По конфигурации различают лучевые (радиальные) и кольцевые сети. Большинство тепловых сетей от КРП строились как лучевые, они наиболее просты, дешевы и удобны в эксплуатации, хотя в аварийных условиях они не позволяют обеспечить отключаемых потребителей даже минимальным расходом теплоносителя. Кольцевые сети и лучевые с перемычками обеспечивают резервирование, и в этих случаях часто спасают положение. На рис. 1.11 показана схема изолированной тепловой сети от одной ТЭЦ с насосно-повысительными подстанциями, гидравлическими регуляторами и перемычками.

Вывод теплоты от ТЭЦ (или КРП) осуществляется, как правило, по нескольким магистралям. Для повышения надежности теплоснабжения магистрали соединяются между собой резервирующими перемычками. В результате этого в теплосети образуются сложные многокольцевые гидравлические системы. Стоимость теплосети при этом несколько возрастает. Контроль за гидравлическими и температурными режимами осуществляется с помощью средств телемеханики и автоматики на

коллекторах ТЭЦ, на насосных подстанциях и в характерных точках тепловых сетей.

Рис. 1.11. Схема изолированной тепловой сети од одной ТЭЦ:
РДП – районный диспетчерский пункт; ——— магистральные тепловые сети; —— распределительные тепловые сети; ▯– ЦТП; ∘– ИТП; ⊖ – насосные подстанции

Тепловые сети проектируются по следующим схемам:

1. Тупиковая (рис. 6.12 *а*) – наиболее простая, имеет распространение в поселках и малых городах.

2. Радиальная (рис. 6.12 *б*) – устраивается, когда нет возможности предусмотреть кольцевую, но перерыв в теплоснабжении недопустим.

Рис. 1.12. Схемы тепловых сетей: *а*) тупиковая; *б*) радиальная схема;
1 – источник теплоты; 2 – магистральные сети; 3 – перемычка; 4 – ЦТП;
5 – распределительные сети; 6 –квартальные сети; 7 – потребители теплоты

3. Кольцевая (рис. 1.13) – наиболее дорогая, сооружается в крупных городах, обеспечивает бесперебойное теплоснабжение, для чего должен быть предусмотрен второй источник тепловой энергии.

В качестве теплоносителей систем ЦТ применяются вода – для целей отопления, вентиляции и горячего водоснабжения и водяной пар – для промышленных и технологических нужд. Каждый из этих теплоносителей обладает специфическими особен-ностями и качествами, которые обязательно учитываются при проектировании систем, экономических и технических расчетах, разработке правил эксплуатации и содержания энергоустановок.

Рис. 1.13 Кольцевая схема

Водяная система теплоснабжения – система теплоснабжения, в которой теплоносителем является вода.

Вода как теплоноситель в системах ЦТС имеет следующие преимущества перед паром:

1) возможность транспортирования на большие расстояния без больших потерь температурного потенциала, а следовательно, возможность более экономичной комбинированной выработки теплоты и электроэнергии на ТЭЦ;

2) удобство центрального качественного и количественного регулирования отпуска теплоты на ее источнике;

3) простота присоединения большинства абонентских систем к тепловым сетям;

4) сохранение всего конденсата греющего пара на ТЭЦ в водонагревательных установках.

Паровая система теплоснабжения – система теплоснабжения, в которой теплоносителем является пар.

Пар в свою очередь обладает перед водой следующими преимуществами:

1) более широкие возможности применения как теплоносителя (большая универсальность) – возможности удовлетворять не только чисто тепловые потребности, но также и силовые, и некоторые чисто технологические нужды (пропарку, абсорбирование газов и др.);

2) малый вес и незначительность создаваемых гидростатических давлений в трубопроводах даже при самых неблагоприятных рельефах местности теплоснабжаемых районов;

3) простота обнаружения и ликвидации аварий в сетях, так как пар всегда выходит на поверхность земли, а вести сварочные работы при авариях можно немедленно после выключения пара;

4) простота начальной регулировки абонентских систем вследствие автоматизма распределения пара отдельными приборами и системами;

5) отсутствие расхода электроэнергии на передачу пара, так как он поступает к абоненту под давлением в парогенераторах на теплоисточнике, а расход энергии на возврат конденсата весьма незначителен по сравнению с расходом энергии на перекачку воды в водяных теплосетях.

В России преимущественное строительство получили водяные системы ЦТ, в то время как в США, ФРГ, Бельгии – паровые

Пропускная способность трубопроводов по теплоте и по теплоносителю представлена в табл. 1.5. Сравнение водяных сетей с паровыми для средних условий показывает, что водяные сети с расчетным перепадом температур в 60°С примерно равноценны паровым сетям со средним давлением пара в 0,5 МПа.

Таблица 1.5

Пропускная способность трубопроводов по теплоте и по теплоносителю

Диаметр трубы, мм	Пропускная способность				Диаметр трубы, мм	Пропускная способность			
	По теплоте		По теплоносителю			По теплоте		По теплоносителю	
	Вода	Пар	Вода	Пар		Вода	Пар	Вода	Пар
	МВт		кг/с			МВт		кг/с	
15	0,013	0,006	0,051	0,003	300	36,05	16,52	123,3	6,157
25	0,045	0,021	0,181	0,033	350	54,55	25,01	186,7	9,333
38	0,128	0,058	0,506	0,025	400	76,6	35,2	261	13,06
50	0,279	0,128	1,111	0,056	450	92,5	48,7	364	18,19
75	0,838	0,384	3,333	0,167	500	163	64,2	481	24,03
100	1,76	0,803	6,944	0,347	600	263	121	772	38,61
125	3,14	1,44	12,5	0,625	700	338	156	1156	57,78
150	5,07	2,34	20,22	10,11	800	479	220	1639	81,94
200	10,7	4,93	42,78	2,139	900	857	394	2917	145,8
250	19,3	8,85	76,67	3,833	1000	1380	636	4750	237,5

По способу использования первичных теплоносителей системы ЦТ делятся на две большие группы – закрытые и открытые.

Правильный выбор построения и реализация схемы теплоснабжения населенных пунктов во многом определяют пути развития систем ЦТ как собственно источников теплоснабжения, тепловых сетей от них, так и

абонентских установок, а также технические и экономические показатели их. В отечественной теплоэнергетике более половины систем водяного ЦТ построены по открытой схеме.

Закрытая водяная система теплоснабжения – водяная система теплоснабжения, в которой вода, циркулирующая в тепловой сети, используется только как теплоноситель и из сети не отбирается.

В закрытых системах теплоноситель используется в виде греющей среды (рабочего тела), для нагрева вторичного теплоносителя – воды, воздуха, газов, рабочих жидкостей и сред абонента в поверхностных аппаратах. Например, для нагрева в пластинчатых или кожухотрубных подогревателях водопроводной воды для целей горячего водоснабжения, или воздуха в калориферах для сушильных аппаратов и т.д. Конденсат паровых теплообменных аппаратов собирается в конденсатные баки и возвращается на станцию.

Открытая водяная система теплоснабжения – водяная система теплоснабжения, в которой вода частично или полностью отбирается из сети потребителями теплоты.

В открытых системах первичный теплоноситель используется как рабочая среда полностью или частично в абонентских установках теплового потребления. Например, в открытых водяных системах ЦТ сетевая вода полностью обеспечивает горячей водой абонентские установки, будь то жилые дома, административные здания или же промышленные предприятия (обмывочные производства, гаражи и др.), то есть разбирается из городской теплосети.

В паровых системах пар может использоваться непосредственно для пропарки железобетона в пропарочных камерах заводов ЖБИ, в бучильных аппаратах красильных и химических производств, в смешивающих барботажных подогревателях горячей воды и рабочих жидкостей, контактных аппаратах и др. Конденсат при этом полностью используется в технологическом производстве или аппаратах и назад не возвращается.

1.7. Схемы присоединения потребителей к тепловым сетям

По способу отпуска теплоты потребителю схемы подключения потребителей к тепловым сетям (ТС) делятся:

- для отопления – схемы подключения ТС: зависимые и независимые;
- для горячего теплоснабжения – схемы подключения ТС: закрытые и открытые.

Зависимая схема подключения – когда вода из теплосети непосредственно поступает в нагревательные приборы местной отопительной системы (МОС).

Независимая схема подключения – когда имеется два раздельных контура (первичный – вода, циркулирующая в тепловой сети, и вторичный – собственный контур дома, вода, циркулирующая в МОС), при этом, вода из теплосети через теплообменник отдает теплоту воде собственного контура. Вода из ТС доходит только до тепловой подстанции МОС (тепловая подстанция – это ЦТП или МТП), где в подогревателях (теплообменниках ТА) нагревают воду, которая циркулирует в МОС. В этом случае имеет место два теплоносителя: греющий (вода из ТС) и нагреваемый (вода в МОС). Давление первичного контура никак не передается на давление вторичного, который работает за счет собственного циркуляционного насоса.

Открытый водоразбор – напрямую из тепловой сети. Закрытый водоразбор – через теплообменник вода из ТС нагревает воду питьевого водопровода.

Оборудование тепловой подстанции при зависимой схеме проще и дешевле, чем при независимой, однако, необходимо учитывать, что в зависимых схемах давление передается из тепловой сети в МОС, которая выдерживает давление до 0,6...1,0 МПа в зависимости от типа нагревательных приборов. Например, чугунные радиаторы выдерживают давление до 0,6 МПа.

На рис. 1.14 показаны зависимые схемы подключения местных отопительных систем (МОС) к тепловой сети.

Рис. 1.14. Зависимая схема подключения МОС к тепловым сетям: *а*) без смешения; *б*) с элеваторным смешением; Т1 – подающий теплопровод ТС; Т2 – обратный трубопровод ТС; – арматура отключающего устройства; – элеватор

Зависимая схема без смешения применяется при температуре в подающем трубопроводе ТС не превышающем предела, установленного санитарными нормами для приборов местных систем. Это возможно в случае малого источника тепла, когда котельная вырабатывает теплоноситель параметрами 95...105 °С или в системе отопления промышленных зданий $t \geq 100$ °С, но она допустима.

В зависимой схеме подключения с элеваторным смешением вода из подающего трубопровода Т1 с температурой $t_1 = 130$ °С поступает в элеватор (рис. 1.15), через патрубок к элеватору подсасывается вода из обратной местной сети Т2 с температурой $t_2 = 70$ °С. Благодаря соплу, которое встроено в элеватор, и по принципу инжекции, происходит смешение теплоносителей с температурами $t_1 = 130$ °С и $t_2 = 70$ °С, смешанная вода с температурой $t = 90$ °С поступает в нагревательные приборы. Элеваторы рассчитываются, и подбирается диаметр сопла. У нас в стране большинство вводов в здания снабжено элеваторами там, где по теплосетям транспортируют перегретую воду.

Рис. 1.15. Схема элеватора: 1 – сопло; 2 – камера подмешивания; 3 – камера смешения; 4 – диффузор

Необходимо учитывать, что для работы элеватора требуется напор на воде 15 м водного столба.

На рис. 1.16 показана схема независимого подключения МОС с теплообменником.

При таком способе независимая схема делит МОС на два контура, не допуская колебаний давлений. Оба контура гидравлически изолированы и независимы друг от друга. В данной схеме легко учитывать потребность в тепле, регулировать подачу тепла, т.е. устранять проблему лишней передачи теплоты на отопление, что позволяет экономить энергию.

Любая система водяного отопления представляет собой замкнутый циркуляционный контур, заполненный водой, переносящий теплоту от источника (теплогенератора, теплообменного аппарата) до стоков (отопительных приборов). Следовательно, температура циркулирующего теплоносителя (воды) будет различаться в отдельных частях системы. Самой высокой она будет на выходе из источника теплоты, а затем все ниже за счет теплоотдачи труб и отопительных приборов. При этом наибольшее понижение темпе-

ратуры происходит именно в отопительных приборах. Наиболее низкая температура наблюдается на входе в источник теплоты (водонагреватель). Как следствие изменения температуры воды изменяется и ее плотность. Если источник теплоты расположен по вертикали ниже стока, то в замкнутом контуре возникнет гравитационное или естественное циркуляционное давление, способное обеспечить работоспособность системы отопления в небольших одно- или двухэтажных домах.

Рис. 1.16. Независимая схема с теплообменником: 1 – местная отопительная система; 2 – циркуляционный насос; 3 – теплообменник; 4 – расширительный бак: 5 – отключающая арматура

В современных многоэтажных зданиях и сооружениях большого объема и протяженности этого давления оказывается недостаточно. Поэтому все действующие системы отопления в указанных объектах являются насосными, т.е. циркуляция воды осуществляется в основном за счет работы насоса, вмонтированного в циркуляционное кольцо. Но гравитационное давление также оказывает определенное влияние на работу этих систем.

На рис. 1.17 показана зависимая схема с насосным смешением, которая используется в случае недостаточного напора. Центробежный насос ставят между подающим и обратным трубопроводом и он как элеватор подмешивает к подающей воде обратную охлажденную воду. Существуют схемы и с элеватором и с насосом.

Рис. 1.17 Зависимая схема

Достоинством зависимой схемы присоединения является простота и относительно невысокая стоимость абонентских установок по сравнению с независимой схемой. Кроме того, при зависимом присоединении в абонентской установке может быть получен больший, чем при независимом присоединении, перепад температур сетевой воды, что способствует снижению расхода воды в теплосети и,

соответственно, уменьшению диаметров трубопроводов теплосети и снижению капитальных затрат в тепловые сети.

Рассмотрим схемы подключения горячего водоснабжения (ГВС) потребителей к тепловым сетям. Как уже было сказано выше применяются закрытые и открытые системы теплоснабжения.

В закрытых системах теплоснабжения теплоноситель полностью возвращается к источнику теплоснабжения (за исключением утечек). Теплоноситель используют как греющую среду в теплообменных аппаратах. Закрытые системы гидравлически изолированы от тепловых сетей, что обеспечивает стабильное качество воды в ГВС, так как нет выноса шлаковых отложений в систему ГВС. Однако, в систему ГВС (в трубы) поступает вода из холодного водопровода, который не подвергается деаэрации (удалению кислорода и углекислого газа), нагревается и усугубляет коррозионную активность, следовательно, быстрее происходит разрушение труб от коррозии, чем в открытых схемах. Поэтому в закрытых системах рекомендуют применять неметаллические, пластиковые трубы.

Закрытые схемы различают одноступенчатые и многоступенчатые. Выбор схемы зависит от соотношения расхода тепла на отопление и ГВС. Выбор схемы присоединения производится на основании расчета. На рис. 1.18 показаны одноступеньчатые схемы присоединения систем ГВС к тепловым сетям. В случае предвключения (рис. 6.18 *а*) один теплообменник и нагрев воды на ГВС происходит до местной отопительной системы. В случае рис. 1.18 *б* теплообменник ГВС и МОС подключены к тепловой сети параллельно.

Рис. 1.18. Одноступеньчатые схемы: *а*) предвключенная; *б*) параллельная

На рис. 1.19 показаны двухступеньчатые схемы подключения теплообменников ГВС к ТС.

В открытых системах ГВС используют не только теплоту, подводимую теплоносителем из тепловой сети в местную сеть, но и сам теплоноситель. В открытых схемах трубы ГВС коррозируют в меньшей степени, чем в закрытых системах, так как вода поступает из тепловой сети после химводочистки (ХВО), но при этом возможно нарушение стабильности санитарных норм показателей воды. Открытые схемы дешевле, чем закрытые, так как не требуются затраты на теплообменники и насосное оборудование.

а *б*

Рис. 1.19. Двухступеньчатые схемы: *а*) последовательная; *б*) смешанная

В зависимости от числа труб, передающих теплоноситель в одном направлении различают одно-, двух- и многотрубные системы ТС. По минимальному числу труб может быть:

- открытая однотрубная система – применяется при централизованном отоплении на технологические и бытовые нужды, когда вся сетевая вода разбирается потребителями при подаче теплоты на отопление, вентиляцию и ГВС, т.е. когда $Q_o + Q_в = Q_{гвс}$. Такие ситуации характерны для южных районов и технологических потребителей (редко встречаются).
- двухтрубная система – самая распространенная, состоит из подающего (Т1) и обратного (Т2) трубопроводов.
- трехтрубная – состоит из соединения двухтрубной системы водоснабжения на отопление и вентиляцию и третьей трубы для целей ГВС (Т3), что не очень удобно.
- четырехтрубная – когда добавляется циркуляционный трубопровод на ГВС (Т4).
- в многотрубных добавляются трубопроводы для технологических нужд ($Т_т$).

1.8. Трассы тепловых сетей и способы прокладки

Тепловая сеть – это система прочно и плотно соединенных между собой участков теплопроводов, по которым теплота с помощью теп-

лоносителя (пара или горячей воды) транспортируется от источников к тепловым потребителям.

Направление теплопроводов (трасса) выбирается по тепловой карте района с учетом материалов геодезической съемки, плана существующих и намечаемых надземных и подземных сооружений, данных о характеристике грунтов, высоте стояния грунтовых вод и т.п. Для предупреждения коррозии не рекомендуется прокладывать подземные тепловые сети в одном проезде параллельно с трамвайными путями и отсасывающими кабелями постоянного тока, а также на территориях участков, подвергающихся затоплению загрязненными жидкостями, в заболоченных местах.

При высоком уровне грунтовых и внешних вод, большой густоте существующих подземных сооружений на трассе проектируемого теплопровода, сильно пересеченной оврагами местности и пересечении многоколейных железнодорожных путей в большинстве случаев отдается предпочтение надземным теплопроводам. Они обычно также применяются на территориях промышленных предприятий при совместной прокладке энергетических и технологических трубопроводов на общих эстакадах или высоких опорах.

В жилых районах из архитектурных соображений обычно применяется подземная прокладка тепловых сетей. Однако опыт показывает, что надземные теплопроводы долговечнее и более ремонтнопригодны по сравнению с подземными.

Трассы тепловых сетей не могут быть сделаны произвольно, по субъективному желанию, они выполняются в соответствии с указаниями СНиП 41-02-2003, СНиП 3.05.03-85 и строго регламентированы.

По условиям безопасности работы тепловых сетей и надежности теплоснабжения не допускается прокладка в общих каналах теплопроводов совместно с кислородопроводами, газопроводами, трубопроводами сжатого воздуха давлением выше 1,6 МПа, трубопроводами легковоспламеняющихся и ядовитых жидкостей и газов, трубопроводами фекальной и ливневой канализации.

Современные способы прокладки и возведения тепловых сетей (рис. 1.20) классифицируют следующим образом:

1. Бесканальная прокладка тепловых сетей в грунте. (Для тепловых сетей условным диаметром $D_у < 400$ мм следует предусматривать преимущественно бесканальную прокладку.

2. Совмещенная многотрубная прокладка теплопроводов в общей траншее совместно с другими коммуникациями.

3. Прокладка тепловых сетей в подземных непроходных каналах – раздельно или совмещенно с другими коммуникациями.

4. Совмещенная прокладка теплопроводов в подземных проходных коллекторах и технических подпольях зданий.

5. Надземная – воздушная прокладка теплопроводов.

Бесканальная прокладка 1 является наиболее экономичным способом сооружения теплосетей, обеспечивающая меньшие объемы земляных и строительно-монтажных работ, экономию сборного железобетона, снижение трудоемкости строительства и повышение производительности труда.

Рис. 1.20. Современные способы прокладки тепловых сетей

При сооружении внутриквартальных подземных коммуникаций от котельных, ЦТП в районах нового жилищного строительства городов наиболее эффективно применяется совмещенная бесканальная прокладка нескольких сетей 2 – горячего и холодного водоснабжения и других в общей траншее. Число труб при этом может достигать до 10...12 шт. Она более экономична, чем раздельная прокладка (на 15 % по стоимости, на 25...30 % по объему земляных работ), сокращаются сроки строительства.

Преимущественное распространение в городах получил способ строительства тепловых сетей в непроходных подземных каналах 3. Канал защищает теплопровод от механических нагрузок, обеспечивает температурные деформации его, защищает от воздействия грунтовой среды и поверхностных вод.

Ограниченное применение получил способ совмещенной прокладки теплопроводов в тоннелях, проходных коллекторах и технических подпольях зданий 4.

Подземную прокладку тепловых сетей допускается принимать совместно с другими инженерными сетями: в каналах – только с водопроводами, трубопроводами сжатого воздуха давлением до 1,6 МПа, мазутопроводами, с контрольными кабелями связи теплосетей, а в тоннелях – только с водопроводами диаметром до 500 мм, кабелями связи, силовыми кабелями напряжением до 10 кВ, трубопроводами сжатого

воздуха давлением до 1,6 МПа и напорной канализации. Прокладка трубопроводов тепловых сетей в каналах с другими инженерными сетями кроме указанных не допускается.

Для облегчения опорожнения (дренажа) теплопроводов их прокладывают с уклоном к горизонту. Минимальный уклон водяных сетей принимается равным 0,002. Направление уклона безразлично. В паровых сетях минимальный уклон принимается равным 0,002 при направлении уклона по ходу пара и 0,01 против хода пара.

Для защиты паропровода от попадания конденсата из конденсатопровода в период остановки паропровода или падения давления пара после конденсатоотводчиков должны устанавливаться обратные клапаны или затворы.

Выбранное направление трассы тепловых сетей с учетом норм приближения к сооружениям и смежным коммуникациям наносится на план геодезической съемки с привязкой оси трассы к существующим зданиям или другим сооружениям. По трассе тепловых сетей строится продольный профиль, на который наносят планировочные (красные) и существующие (черные) отметки земли, уровень стояния грунтовых вод, существующие и проектируемые подземные коммуникации и другие сооружения, пересекаемые теплопроводом, с указанием вертикальных отметок этих сооружений. На рис. 1.21 приведены для иллюстрации трассы и профиль участка подземного теплопровода в непроходном канале.

Рис. 1.21. Трасса тепловой сети: *а*) план трассы; *б*) профиль теплопровода в непроходном канале; *К* – камера; *НК* – ниша компенсатора; *НО* – неподвижная опора; 1 – черные отметки земли; 2 – планировочные отметки земли; 3 – водосток; 4 – канализация; 5 – водопровод; 6 – электрокабель

В подземных *канальных* теплопроводах изоляционная конструкция разгружена от внешних нагрузок грунта стенками канала.

В *бесканальных* теплопроводах изоляционная конструкция испытывает нагрузку грунта.

Каналы сооружаются проходными и непроходными.

Из всех подземных теплопроводов наиболее надежными, зато и наиболее дорогими по начальным затратам являются теплопроводы в проходных каналах.

Основное преимущество проходных каналов – постоянный доступ к трубопроводам. Проходные каналы позволяют заменять и добавлять трубопроводы, проводить ревизию, ремонт и ликвидацию аварий на трубопроводах без разрушения дорожных покрытий и разрытия мостовых. Проходные каналы применяются обычно на выводах от теплоэлектроцентралей и на основных магистралях промплощадок крупных предприятий. В последнем случае в общем проходном канале прокладываются все трубопроводы производственного назначения (паропроводы, водоводы, трубопроводы сжатого воздуха).

Большинство теплопроводов прокладывается в непроходных каналах или бесканально.

Теплопроводы в непроходных каналах. Каналы собираются из унифицированных железобетонных элементов разных размеров (рис. 1.22). Для надежной и долговечной работы теплопровода необходима защита канала от поступления в него грунтовых или поверхностных вод. Как правило, нижнее основание канала должно быть выше максимального уровня грунтовых вод.

Рис. 1.22. Теплопровод в непроходном канале с воздушным зазором:
1 – трубопровод; 2 – антикоррозионное покрытие; 3 – теплоизоляционный слой; 4 – защитное механическое покрытие

Применение бесканальных теплопроводов в монолитных оболочках – один из основных путей индустриализации строительства тепловых сетей. В этих теплопроводах на стальной трубопровод наложена в заводских условиях оболочка, совмещающая тепло- и гидроизоляционные конструкции. Звенья таких элементов теплопровода длиной до 12 м доставляются с завода на место строительства, где выполняется их укладка в подготовленную траншею, стыковая сварка отдельных звеньев между собой и накладка изоляционных слоев на стыковое соединение. Принципиально теплопроводы с моно-

литной изоляцией могут применяться не только бесканально, но и в каналах.

На рис. 1.23 показан разрез двухтрубного бесканального теплопровода в монолитных оболочках.

Рис. 1.23. Общий вид двухтрубного бесканального теплопровода в монолитных оболочках: 1 – подающий теплопровод; 2 – обратный теплопровод; 3 – гравийный фильтр; 4 – песчаный фильтр; 5 – дренажная труба; 6 – бетонное основание (при слабых грунтах)

Современным требованиям к надежности и долговечности достаточно полно удовлетворяют теплопроводы с монолитной теплоизоляцией из ячеистого полимерного материала типа пенополиуретана с замкнутыми порами и интегральной структурой, выполненной методом формования на стальной трубе в полиэтиленовой оболочке (типа «труба в трубе»).

Надземные теплопроводы (рис.1.24) обычно укладываются на отдельно стоящих опорах (низких или высоких), на вантовых конструкциях, подвешенных к пилонам мачт, на эстакадах. При прокладке теплопроводов на низких опорах расстояние между нижней образующей изоляционной оболочки трубопровода и поверхностью земли принимается не менее 0,35 м при ширине группы труб до 1,5 м и не менее 0,5 м при ширине группы труб более 1,5 м. Высокие отдельно стоящие опоры могут выполняться жесткими, гибкими и качающимися.

Рис. 1.24. Виды отдельно стоящих промежуточных опор: *а*) – жесткая опора; *б*) – гибкая опора; *в*) – двухшарнирная (качающаяся) опора; 1 – трубопровод; 2 – промежуточные опоры; 3– температурная деформация; 4 – положение промежуточных опор при температурной деформации; 5 – анкерная опора

На рис. 1.25 показан надземный теплопровод подвесной конструкции на жестких мачтах. На рис. 1.26 изображено переход от низких опор к жест-

ким высоким опорам для проведения трубопроводов над дорогой. Трубы меньшего диаметра это линии обратного трубопровода.

Низкие опоры применяют в основном для надземной прокладки тепловых сетей на свободных от застроек площадках. При прокладке на низких опорах расстояние в свету от поверхности земли до низа тепловой изоляции теплопроводов должно быть не менее 0,35 м.

Рис. 1.25. Надземный теплопровод подвесной конструкции на мачтах

Рис. 1.26. Проведение теплопроводов над дорогой

Жесткие опоры представляют собой отдельные колонны или рамы, жестко соединенные с фундаментом. Гибкие опоры – это стальные стойки, жестко заделанные в фундамент. Верхушка гибкик опор шарнирно соединятся с трубопроводом и при температурном удлинении последнего перемещается совместно с трубой. Перемещение верхушки происходит за счет упругого изгиба стойки. Качающиеся высокие опоры состоят из стальной или железобетонной стойки, шарнирно соединенной с фундаментом. Верхушка стоек шарнирно соединяется с опирающимся трубопроводом и за счет поворота стойки вокруг нижнего шарнира может свободно перемещаться в горизонтальном направлении при перемещении трубопроводов вследствие изменения температуры.

Высоту мачт определяют исходя из заданных габаритов для проездов. Мачту рассчитывают на массу пролета труб, горизонтальные осевые и боковые усилия, возникающие от трения теплопроводов на подвижных опорах, а также на ветровую нагрузку. При прокладке труб небольшого диаметра на отдельных опорах, промежуточные опоры создают посредством вантовых растяжек и подвесок. Отдельно стоящие мачты или опоры выполняют из стали или железобетона. При

небольших объемах строительства надземных тепловых сетей применяют стальные мачты из профильной стали, однако они дороги и трудоемки и поэтому вытесняются железобетонными. Мачты из железобетона особенно целесообразно применять при массовом строительстве тепловых сетей на промышленных площадках, когда рентабельно организовать их изготовление в заводских условиях.

Для совместной прокладки тепловых сетей с другими трубопроводами различного назначения применяют эстакады, изготовляемые из металла или железобетона. В зависимости от количества одновременно прокладываемых трубопроводов пролетные строения эстакад могут быть одноярусными или многоярусными. Примеры размещения трубопроводов на эстакадах показаны на рис. 1.27. Теплопроводы обычно прокладывают на нижнем ярусе эстакады, при этом трубопроводы с более высокой температурой теплоносителя размещают ближе к краю, обеспечивая тем самым лучшее расположение П-образных компенсаторов, имеющих разные размеры. При прокладке тепловых сетей на территории промышленных предприятий применяют также способ надземной прокладки на кронштейнах, укрепляемых в стенах зданий. Выбор пролета теплопроводов (т.е. расстояний между кронштейнами) производят с учетом несущей способности конструкции здания.

Рис. 1.27. Сечения эстакад: *а*) одноярусное; *б*) двухярусное; *в*) трехярусное; 1 – продольные балки; 2 – трубопроводы; 3 – надстройка; 4 – настил для прохода

На рис. 1.28. показано надземное расположение теплопроводов от ТЭЦ в направлении населенного пункта на низких опорах. На переднем плане хорошо видны вертикально расположенные U- образные компенсаторы температурного удлинения трубопроводов.

В последнее время надземная прокладка тепловых сетей получает все большее распространение, особенно при реконструкции и капитальных ремонтах существующих подземных сооружений.

Рис. 1.28. Надземное расположение теплопроводов на низких опорах

1.9. Оборудование теплопроводов

Материалы, трубы и арматуру для тепловых сетей, независимо от параметров теплоносителя, а также расчет трубопроводов на прочность, способы строительства и монтажа принимают в соответствии с требованиями РД 10-249-98, РД 10-400-01 Госгортехнадзора России, а также требованиями СНиП 41-02-2003.

К трубам тепловых сетей предъявляются следующие основные требования:

1) высокая механическая прочность и герметичность, необходимые для безаварийной работы при заданных давлениях и температурах; 2) постоянство механических свойств и низкий коэффициент линейного удлинения для снижения возникающих термических напряжений при переменных тепловых режимах эксплуатации; 3) антикоррозионная стойкость; 4) высокие теплоизолирующие свойства стенок трубы для сохранения теплоты и температуры теплоносителя; 5) возможность и простота хранения, транспортировки, монтажа и герметичных соединений, приборного контроля элементов теплосети; 6) невысокая стоимость и доступность на рынке и др.

Для каждой ступени построения тепловых сетей – магистральных, квартальных и дворовых – рекомендуются свои трубы и изделия из них, отвечающие по качеству, параметрам теплоносителя в них, назначению, прочностным и санитарным требованиям.

Так для магистральных и квартальных трубопроводов следует предусматривать стальные электросварные трубы или бесшовные, чугунные из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом (ВЧШГ), для трубопроводов дворовых сетей (при рабочем давлении пара 0,07 МПа и ниже и температуре воды 115 ^{o}С и ниже) при давлении до 1,6 МПа включительно допускается применять также и неметаллические трубы. Среди последних наибольшее распространение получили металло-полимерные, асбестоцементные, меньшее – стеклянные, керамические.

Применяемые металлические трубы и фасонные детали должны иметь толщину стенок не менее принятой по номенклатурному типоряду согласно приведенной табл. 1.6. Окончательный выбор марки стали и толщины стенки (табл. 1.7) определяются расчетами при проектировании, а подбор – по ГОСТ и НТД на трубы.

Таблица 1.6

Перечень стальных труб для сетей теплоснабжения

Диаметр условий, мм	Диаметр наружный, мм	Минимальная толщина стенки труб, мм
25	32	3
32	38	3
40	45	3
50	57	3
65	76	3
80	89	4
100	108	4
125	133	4
150	159	4,5
200	219	6
250	273	7
300	325	7
400	426	7
500	530	7
600	630	8
700	720	8
800	820	9
900	920	9
1000	1020	10
1200	1220	10

Для строительства тепловых сетей сортамент труб выбирают с учетом условного давления, максимальной температуры теплоносителя, диаметра трубопровода, марки стали, определенных в проекте. Для сетей горячего водоснабжения в закрытых системах теплоснабжения и от котельных должны применяться оцинкованные или эмалированные стальные трубы, а также трубы из ВЧШГ.

Сводами правил СП 41-102-98 и СП 40-103-98 разрешено в дворовых разводках тепловых сетей, в системах отопления и горячего водоснабжения зданий при менять металлополимерные трубы, изготовленные по техническим условиям (ТУ) на них.

Для сетей горячего водоснабжения в открытых системах следует применять неоцинкованные трубы, допускаются также металлополимерные.

Таблица 1.7

Нормативно-техническая документация на сталь труб

Марка стали	НТД на трубы	НТД на сталь
Бесшовные трубы		
10, 20	ТУ 14-3-190	ГОСТ 1050
20,15ГС	ТУ 14-3-460	ТУ 14-3-460
20	ГОСТ 550 (группа А)	ГОСТ 1050
10Г2	ГОСТ 8731 ГОСТ 8733 (группа В)	ГОСТ 4543
09Г2С	ТУ 14-3-1128	ГОСТ 19 281
16ГС	ТУ 108-1267 ТУ 3-923	ТУ 3-923
Прямошовные трубы		
10, 20	ГОСТ 10 705 (группа В)	ГОСТ 1050
20	ГОСТ 20295	ГОСТ 1050
17ГС, 17Г1С	ГОСТ 20295	ГОСТ 19281
17ГС, 17Г1С, 17Г1СУТУ	ТУ 14-3-620	ТУ 14-1-1921 ТУ 14-1-1950
17ГС, 17Г1С, 17Г1СУ	ТУ 14-3-1138	ТУ 14-1-1950
Трубы со спиральным швом*		
20	ТУ 14-3-808	ТУ 14-1-2471
20	ГОСТ 20295	ГОСТ 1050
17ГС, 17Г1С	ГОСТ 20295	ГОСТ 19281
17Г1С, 17Г1СУ	ТУ 14-3-954	ТУ 14-1-4248
* Трубы со спиральным швом применяются только для устройства прямолинейных участков сетей и не могут использоваться для изготовления отводов и неподвижных опор		

Поверочный расчет труб и элементов теплосети на прочность производится по РД 10-400-01. Он предусматривает оценку статической и циклической прочности (выносливости) трубопровода и его элементов. Статическая прочность оценивается раздельно на действие несамоуравновешенных нагрузок (вес и внутреннее давление) и с учетом всех нагружающих факторов, в том числе температурных деформаций. Учитываемые в расчетах на прочность нагрузки й воздействия подразделяются на три вида (15 воздействий):

постоянные – 1) собственный вес труб, деталей, арматуры и обустройств; 2) вес изоляции; 3) вес и давление грунта; 4) предварительная

растяжка; 5) силы трения в опорах скольжения или при взаимодействии с грунтом (при бесканальной прокладке); 6) натяг упругих опор;

длительные временные – 7) внутреннее давление; 8) вес транспортируемой среды – воды, пара; 9) температурный перепад; 10) смещение концевых защемлений при нагреве присоединенного оборудования; 11) распорные усилия осевых компенсаторов;

кратковременные – 12) снеговая; 13) гололедная; 14) ветровая; 15) от подвижного состава.

Основные размеры труб и деталей теплосети выбираются по расчетным давлению и температуре с учетом коррозионной активности среды. За расчетное давление принимают максимальное рабочее давление, за расчетную температуру – максимальную рабочую температуру по проектной документации.

Номинальная толщина стенки прямой трубы должна быть не менее определенной по формулам:

$$\delta = \delta_R + C, \text{ мм}, \tag{1.51}$$

расчетная толщина стенки трубы

$$\delta_R = \frac{pD_a}{2\varphi_w[\sigma] + p}, \tag{1.52}$$

где p – рабочее давление, МПа; D_a – наружный диаметр трубы, мм; φ_w – расчетный коэффициент прочности продольного или спирального сварного шва (равный 1 при заводском контроле качества сварки); $[\sigma]$ – номинальное допускаемое напряжение при расчетной температуре стенки, МПа; C – суммарная прибавка к расчетной толщине стенки (запас на коррозию, $C = 0{,}5...1{,}0$ мм).

Номинальная толщина стенки труб при изготовлении и фактическая толщина стенки труб при эксплуатации должны быть не менее значений, указанных в табл. 1.8, и не менее значений, полученных в результате расчетов на прочность.

Таблица 1.8

Допустимая толщина стенки труб

Процесс	δ, мм, при D_a, мм					
	< 38	< 51	< 70	< 90	< 108	>108
Изготовление	1,80	2,00	2,50	3,00	3,50	4,00
Эксплуатация	1,45	1,60	2,00	2,40	2,80	3,20

Из табл. 1.8 следует, что в процессе эксплуатации тепловых сетей необходимо вести систематический ежегодный контроль (по индикаторам)

за состоянием металла трубопроводов во избежание разрывов и аварийных повреждений их.

Целью поверочного расчета является не только оценка статической и циклической прочности самого трубопровода, но также определение усилий, действующих со стороны трубопровода на опоры (рис. 1.29), строительные конструкции и присоединенное оборудование – ответвления, секционную арматуру, спускные и дренажные устройства, компенсаторы и др. Для выполнения таких достаточно больших расчетов разработаны специальные компьютерные программы, так как иначе эту трудоемкую работу выполнять весьма сложно.

В тепловых сетях на трубопроводах устраивают опорные конструкции двух типов — подвижные (свободные) и неподвижные (мертвые).

Рис. 1.29. Схема нагрузок на опору: q_x – боковая составляющая силы трения; q_y – продольная составляющая силы трения; Q_z – вертикальное давление трубопровода на подвижную опору; 1 – труба; 2 – подвижная опора

По принципу свободного перемещения различают подвижные опоры, скользящие, катковые, шариковые и подвесные, их используют во всех типах прокладок, кроме бесканальных.

Подвижные опоры служат для передачи веса теплопроводов и их изоляционных оболочек на несущие конструкции и обеспечения перемещений труб, происходящих вследствие изменения их длины при изменениях температуры теплоносителя.

Наиболее распространены в настоящее время в теплосетях типовые скользящие опоры, их подразделяют на низкие (90 мм) и высокие (140 мм) и применяют для всех типов и диаметров труб независимо от направления горизонтальных перемещений трубопроводов. Первые используют для трубопроводов с толщиной теплоизоляции до 80 мм, они имеют плоскость скольжения непосредственно у тела трубы. В местах их расположения должна быть снята тепловая изоляция. Вторые применяют для трубопроводов с толщиной теплоизоляции более 80 мм. Они имеют

плоскость скольжения ниже поверхности теплоизоляции, и поэтому нет необходимости ее нарушать. Все они свободно опираются на бетонные подушки, в которые предварительно заделываются стальные полосы для уменьшения сил трения и истирания.

Для трубопроводов с диаметром труб от 200 мм и больше для уменьшения сил трения на опорах применяют опоры качения – катковые, роликовые, шариковые.

Подвесные опоры применяют для надземной прокладки водоводов небольших диаметров (от 150 до 500 мм) – паропроводов, водопроводов и др., гибкая подвеска позволяет опоре легко поворачиваться и перемещаться вместе с трубопроводом.

На рис. 1.30 показаны варианты низких, высоких и катковых опор, а на рис. 1.31 – подвесных простых опор.

Рис. 1.30. Варианты высоких и низких опор

Рис. 1.31. Подвесные опоры трубопроводов: *а*) для продольных и поперечных перемещений; *б*) для продольных перемещений; *г*) с обвязкой балки

Неподвижные опоры служат для распределения удлинений трубопроводов и восприятия усилий от температурных деформаций и внутренних давлений путем закрепления трубопровода в отдельной точке относительно каналов или несущих конструкций. Размещают неподвижные опоры между компенсаторами и участками трубопроводов с естественной компенсацией температурных удлинений таким образом, чтобы между каждыми двумя компенсаторами была одна неподвижная

опора, а между двумя неподвижными опорами находился один компенсатор. Неподвижное закрепление трубопроводов выполняют различными конструкциями в зависимости от принятого способа прокладки теплосети. Так для бесканальной прокладки и для непроходных каналов выполняют конструкцию индустриальной щитовой опоры в виде железобетонных щитов с заделанными в них изолированными элементами (рис. 1.32). Такие опоры изготавливают в заводских условиях и поставляют на трассу строительства в комплекте с изолированными трубами и другими изделиями.

Рис. 1.32. Щитовая неподвижная опора при установке: *а*) в непроходном канале; *б*) в бесканальной теплотрассе; 1 – железобетонная щитовая стенка; 2 – асбестовая прокладка; 3 – лобовая опора; 4 – перекрытие; 5 – дренажное отверстие; 6 – дно канала; 7 – опорная бетонная подушка; 8 – отверстие для дренажной трубы

В камерах подземных каналов и при надземных прокладках неподвижные опоры выполняются в виде металлических конструкций, сваренных или соединенных на болтах с трубами (рис. 1.33).

Рис. 1.33. Неподвижные опоры: *а*) на фундаментах; *б*) на балке; *в*) на стойках

Усилия Q, воспринимаемые неподвижными опорами, складываются из реакции сил трения $R_{тр}$ в подвижных опорах, реакции компенсатора $R_к$ и реакции сил внутреннего давления $R_{в.д.}$ Полная сила, действующая на

неподвижную опору, равна сумме этих величин и в эксплуатационных условиях может достигать больших размеров.

$$Q = R_{тр} + R_{к} + R_{в.д} = q\,l\,g\,\mu + R_{к} + 7{,}7\,d^2 p,\ \text{Н}, \qquad (1.53)$$

где l – длина трубопровода от неподвижной опоры до компенсатора, м; q – масса 1 м трубопровода с изоляцией и теплоносителем, кг/м; g – ускорение свободного падения, м/с^2; μ – коэффициент трения; d – внутренний диаметр трубы, м; p – максимально возможное давление в трубе, МПА.

Указанные силы действуют на неподвижную опору с двух сторон и при симметричных участках взаимно уравновешиваются. Но при пуске теплопровода или при изменении температуры теплоносителя указанные силы могут быть неуравновешенными. Поэтому расчет неподвижных опор производится на одностороннее действие сил согласно формуле (1.53). Не учет таких воздействий, повреждение или поломка неподвижных опор могут стать причиной серьезных аварий на теплотрассах.

В эксплуатационных сетевых подразделениях помимо «Расчетной схемы тепловых сетей» необходимо составлять «Исполнительные схемы на отдельные участки тепловых сетей (планшетные)». На них изображаются в плане отдельные участки теплосетей (основных трубопроводов и ответвлений) с указанием диаметров, обозначением тепловых пунктов, тепловых камер, компенсаторов, задвижек, неподвижных опор, номеров и адресов абонентов с указанием назначения и этажности здания. На рис. 1.34 показаны схемы разгруженных и неразгруженных опор.

Разгруженными называются опоры, на которые не передаются нагрузки от внутреннего давления в трубопроводах, а воспринимаются стенками труб и взаимно уравновешиваются, как это происходит при компенсации участков гнутыми компенсаторами.

Если на компенсируемом участке теплопроводов установлен сальниковый или линзовый компенсатор и запорный орган (задвижка, вентиль, заглушка), то в этом случае реакция сил внутреннего давления передается на опору и она называется неразгруженной.

В тепловых сетях должна быть обеспечена надежная компенсация тепловых удлинений трубопроводов, для чего применяются: гибкие компенсаторы труб (П-образные) с предварительной растяжкой при монтаже; углы поворотов от 90 до 130° (самокомпенсация); сильфонные, линзовые, сальниковые и манжетные компенсаторы.

Компенсаторы предназначены для восприятия температурных удлинений трубопроводов и разгрузки труб от температурных напряжений и деформаций.

Температурное удлинение стальных труб вычисляется по формуле:

$$\Delta l = \alpha \Delta t\, l = 0{,}0012(t - t_м)\, l, \qquad (1.54)$$

где α – коэффициент линейного удлинения, для стали α = 0,0012 $^oC^{-1}$; t – температура нагретой трубы, ^oC; $t_м$ – температура трубы при монтаже, ^oC; l– длина трубы, м.

Рис. 1.34. Схемы разгруженных и неразгруженных опор трубопроводов: 1 – разгруженная опора; 2 – неразгруженная опора; 3– запорный орган; 4 – сальниковый компенсатор; 5 – гнутый компенсатор

Если участок трубы защемлен и при нагревании не удлиняется, то в металле возникают большие напряжения сжатия, для стали они составят σ = 2,35Δt МПа. Они не зависят от диаметра, толщины стенки и длины трубопровода, а только от вида материала (модуля упругости и коэффициента линейного удлинения) и перепада температур.

Компенсаторы по принципу действия подразделяются на две группы: осевые и радиальные. Первые устанавливают для компенсации температурных удлинений прямых участков трубопроводов, здесь применяют либо сальниковые (телескопические, рис. 1.34, на диаметры от 100 до 1400 мм и рабочим давлением до 2,5 МПа), либо пружинящие (линзовые, сильфонные, рис. 1.35) компенсаторы.

Рис. 1.34. Односторонний сварной сальниковый компенсатор: 1 – нажимной фланец; 2 – грундбукса; 3 – сальниковая набивка; 4 – контрбукса; 5 – стакан; 6 – корпус; 7 – переход диаметров; Компенсирующая способность его составляет 250...400 мм

Рис. 1.35. Схема трехволнового сильфонного компенсатора. (компенсирующая способность составляет 50...150 мм.

Для периодического обслуживания сальниковых компенсаторов (смены сальниковой набивки, обтяжки ее) их размещают в тепловых компенсаторных камерах или камерах ответвлений трубопроводов. Набивка сальникового компенсатора выполняется из прографиченного асбестового шнура и термостойкой круглой резины, которые в виде колец заполняют зазор компенсатора.

Пружинящие осевые компенсаторы получили применение при бесканальной прокладке.теплосетей. Сварные гнутые компенсаторы используются при любой конструкции трубопроводов и любых параметрах теплоносителя. Они широко используются на теплотрассах промышленных предприятий (см. рис. 1.27), а также в городских тепловых сетях при небольших (до 200 мм) диаметрах теплопроводов. Их изготавливают из гнутых или сварных отводов с помощью электродуговой сварки Г-, П- и Q- образной формы и перед монтажом в теплосети производят им холодную растяжку, что почти вдвое увеличивает их компенсирующую способность.

Гибкие компенсаторы располагают в компенсаторных непроходных каналах, выполняемых по конфигурации, соответствующей форме компенсатора.

В 70-х годах прошлого века была изобретена самокомпенсирующаяся стальная труба, позволяющая применять ее без устройства специальных компенсаторов при любых прокладках теплопроводов. Конструктивно она выполнена в форме винтовых гофр, растянутых по всей длине трубы спиралью в виде винтовых образующих трубы, внешний вид которой представлен на рис. 1.36.

Рис. 1.36. Самокомпенсирующаяся стальная труба и гофра (узел 1)

Арматура тепловых сетей подразделяется на запорную, регулировочную, предохранительную, дросселирующую и контрольно-измерительную. В паровых сетях кроме того применяют специальную конденсатоотводящую арматуру.

В тепловых сетях всю арматуру предпочитают выполнять из стали, даже когда это не предписывается правилами Госгортехнад- зора России. Это вызвано желанием полностью предотвратить опасность разрыва задвижек от температурных напряжений, достигающих больших значений при пуске теплопроводов больших диаметров.

В качестве запорных органов применяются в основном задвижки (клиновые и параллельные), шаровые краны и вентили. Применять запорную арматуру в качестве регулирующей не допускается. В магистральных и квартальных тепловых сетях преимущественное применение получила стальная арматура. Она обязательна к применению на выводах тепловых сетей от источников теплоснабжения, на вводах в центральные тепловые пункты (ЦТП), на ответвлениях, в качестве секционирующих.

Секционирующие стальные задвижки (начиная с $D_y \geq 100$ мм) и шаровые краны устанавливают в тепловых сетях на расстоянии не более 3000 м с устройством перемычки (с запорной задвижкой) между подающим и обратным трубопроводами, располагая их в тепловых камерах. Они позволяют производить оперативные отключения в случаях аварий на действующих трубопроводах или готовить подключения вновь монтируемых участков.

На применение арматуры из ковкого и серого чугуна, а также из латуни и бронзы СНиП 41-02-2003 наложены ограничения. Ее разрешено использовать только в тепловых пунктах и на объектах, строящихся в оговоренных климатических условиях.

На спускных и дренажных устройствах теплосетей применение арматуры из ковкого чугуна не допускается.

Для тепловых сетей, как правило, должна применяться арматура с концами под приварку или фланцевая, муфтовую арматуру допускается принимать условным проходом $D_y \leq 100$ мм при давлении теплоносителя 1,6 МПа и ниже и температуре 115 ^{o}С и ниже в случаях применения водогазопроводных труб.

Задвижки и затворы *с* $D_y \geq 500$ мм должны иметь электрические приводы. При этом при подземной прокладке они должны размещаться в камерах с надземными павильонами или в подземных камерах с естественной вентиляцией, оснащенных лазами для выемки арматуры.

В нижних точках трубопроводов водяных тепловых сетей и конденсатопроводов необходимо устраивать спускные устройства с запорной арматурой для спуска воды, а сами трубопроводы должны иметь продольный уклон к ближайшей камере не менее 0,002. При этом

предусматривается строительство сбросных колодцев с отводом воды в системы канализации самотеком или передвижными насосами. При надземной прокладке трубопроводов по незастроенной территории для спуска воды следует предусматривать бетонированные приямки с отводом из них воды кюветами, лотками или трубопроводами.

Из паропроводов тепловых сетей в нижних точках и перед вертикальными подъемами должен осуществляться непрерывный отвод конденсата через конденсатоотводчики. В этих же местах, а также на прямых участках паропроводов через 400...500 м при попутном и через 200...300 м при встречном уклоне монтируется устройство пускового дренажа паропроводов.

В высших точках трубопроводов тепловых сетей на каждом секционном участке должны быть установлены штуцеры с запорной арматурой для выпуска воздуха (воздушники).

Соединение трубопроводов между собой, фасонными деталями и оборудованием осуществляется электродуговой сваркой специальными электродами. Газовую сварку используют для соединения труб небольшого диаметра (до 50 мм) в санитарно-технических устройствах зданий.

1.10. Схемы присоединения установок ГВС к тепловым сетям

По схеме присоединения установок горячего водоснабжения системы теплоснабжения разделяют на открытые и закрытые (рис. 1.37 и 1.38).

Качество воды, подаваемой на хозяйственно-питьевые нужды, как холодной, так и горячей, должно отвечать требованиям СанПиН 2.1.4.1074-01. Температуру горячей воды в местах водоразбора следует принимать согласно СНиП 2.04.01-85*: для централизованных систем горячего водоснабжения, присоединенных к открытым системам теплоснабжения температура воды должна составлять $t_г$ = 60...75°С; для централизованных систем горячего водоснабжения, присоединенных к закрытым системам теплоснабжения – $t_г$ = 50...75°С.

В отечественном теплоснабжении широкое распространение получили как закрытые, так и открытые системы. Каждая из этих систем имеет свои достоинства и недостатки.

Основные достоинства закрытых систем: санитарная надежность; стабильность гидравлического режима; ограниченная подпитка на теплоисточнике; быстрое обнаружение повреждений теплосети по увеличению величины подпитки.

Рис. 1.37. Схемы присоединения абонентов к тепловым сетям в открытых системах теплоснабжения: 1 – аккумулятор горячей воды; 2 – воздушный кран; 3 – водоразборный прибор; 4 – отопительный прибор; 5 – обратный клапан; 6 – водоподогреватель; 7 – регулятор расхода; 8 – регулятор температуры воды; 9 – регулятор отопления; 10 – элеватор; 11 – насос; 12 – смеситель; 13 – регулятор давления; *а*, *б* – системы горячего водоснабжения с верхней и нижней разводкой; *в* – открытая система горячего водоснабжения с зависимой схемой присоединения системы отопления; *г* – открытая система горячего водоснабжения с независимой схемой присоединения системы отопления; *д* – система горячего водоснабжения с предвключенным подогревателем и зависимым включением системы отопления

Недостатками закрытых систем являются: необходимость установки поверхностных теплообменников в абонентских установках горячего водоснабжения; необходимость во многих случаях защиты трубопроводов горячей воды от внутренней коррозии; необходимость компенсации недогрева до температуры греющей среды в поверхностных подогревателях.

Рис. 1.38. Схемы присоединения абонентов к тепловым сетям в закрытых системах теплоснабжения (обозначения те же, что на рис. 6.37): *а*, *б* – установки горячего водоснабжения с верхним и нижним расположением аккумулятора; *в* – установка горячего водоснабжения с параллельным включением подогревателя и зависимая схема включения отопительной установки; *г* – двухступенчатая смешанная схема включения подогревателей горячего водоснабжения и зависимая схема включения отопительной установки; *д* – двухступенчатая последовательная схема включения подогревателей горячего водоснабжения и зависимая схема включения отопительной установки; *е* – установка горячего водоснабжения с предвключенным подогревателем и зависимая схема включения отопительной установки; *ж* – двухступенчатая последовательная схема включения подогревателей горячего водоснабжения и зависимая схема включения отопительной установки с насосным смешением

Основные достоинства открытых систем теплоснабжения: упрощенная схема абонентских вводов без водо-водяных теплообменников горячего водоснабжения; возможность дополнительной теплофикационной выработки электрической энергии при пропуске больших

расходов подпиточной воды через конденсаторы турбин; возможность применения однотрубного транспорта теплоты.

Из недостатков открытых систем необходимо отметить следующие. Непосредственная связь систем горячего водоснабжения и отопления может оказывать неблагоприятное влияние на качество воды в точках водоразбора при периодических и сезонных включениях и отключениях систем отопления, а также при сдаче в эксплуатацию здания после присоединения новых систем к тепловым сетям. Система является надежной в санитарном отношении при качественном проектировании, сооружении и эксплуатации. Недостатками являются также необходимость сооружения на теплоисточнике крупных установок для деаэрации, химической обработки и хранения больших расходов воды; возможность использования воды из тепловой сети не по прямому назначению при недостатке воды в городском водопроводе и необходимость в связи с этим значительного увеличения расхода подпиточной воды; возможность внутренней коррозии трубопроводов тепловых сетей и отложения накипи в водогрейных котлах при несоответствии между мощностью водоподготовки и потребностью в подпиточной воде; нестабильность гидравлических режимов; трудность обнаружения аварийных утечек воды из тепловой сети.

Для повышения надежности открытых систем теплоснабжения применяют двухконтурные схемы с включением водогрейных котлов в замкнутый контур, что позволяет существенно снизить повреждаемость водогрейных котлов. Необходимо отметить, что в настоящее время отсутствуют какие-либо данные о температурных графиках замкнутого контура водогрейных котлов, что затрудняет эксплуатацию и не позволяет сделать объективный вывод о преимуществах двухконтурных схем. Решение о применении двухконтурных схем необходимо принимать на основании технико-экономического расчета, в котором наряду с капитальными затратами в реконструкцию теплоисточника необходимо учитывать затраты, обусловленные повышенными параметрами температурного графика замкнутого контура водогрейных котлов.

В закрытых системах подогреватели горячего водоснабжения присоединяются к тепловым сетям в основном по последовательной (рис. 1.38 *д*), смешанной (рис. 1.38 *г*) или параллельной (рис. 1.38 *в*) схемам, которые применяются как при зависимом, так и при независимом присоединении систем отопления.

Применение той или иной схемы определяется отношением максимальной нагрузки горячего водоснабжения $Q_{\text{гвс}}^{max}$ к расчетной нагрузке отопления Q_o' : $\rho^{max} = Q_{\text{гвс}}^{max} / Q_o'$ принятым в районе температурным графиком центрального регулирования отпуска теплоты. Присоединение водоподогревателей горячего водоснабжения следует принимать:

при $0{,}4 < \rho^{max} < 1{,}0$ – двухступенчатые схемы;

при остальных соотношениях – одноступенчатую параллельную.

Основным достоинством широко распространенной последовательной схемы (рис. 1.38 *д*) является снижение расчетного расхода сетевой воды для покрытия нагрузок отопления и горячего водоснабжения в пределе до значения расхода воды только на отопление. Это достигается использованием теплоты сетевой воды после системы отопления, аккумулирующей способности зданий для компенсации неравномерности суточного графика нагрузки горячего водоснабжения, а также применением центрального регулирования отпуска теплоты, рассчитанного на покрытие совместной нагрузки отопления и горячего водоснабжения.

При двухступенчатой смешанной схеме (рис. 1.38 *г*) также используется теплота сетевой воды после системы отопления. Расчетный расход сетевой воды при смешанной схеме примерно в 1,6...1,8 раза превышает расчетный расход воды на отопление. Для сокращения расхода воды была предложена смешанная схема с ограничением максимального расхода сетевой воды. Такая схема по своим показателям приближается к последовательной схеме.

При параллельной схеме включения подогревателя горячего водоснабжения (рис. 1.38 *в*) расчетный расход сетевой воды на тепловую подстанцию примерно в 2,5 раза превышает расход воды на отопление. Поэтому применение параллельной схемы ограничено очень малыми или очень большими относительными нагрузками горячего водоснабжения.

1.11. Водяные системы теплоснабжения

Наиболее распространенным теплоносителем в системах теплоснабжения является вода. Используются закрытые и открытые системы теплоснабжения. Любая система водяного отопления представляет собой замкнутый циркуляционный контур, заполненный водой, переносящий теплоту от источника (тепловой сети, теплообменного аппарата) до стоков (отопительных приборов). Следовательно, температура циркулирующего теплоносителя (воды) будет

различаться в отдельных частях системы. Самой высокой она будет на выходе из источника теплоты, а затем все ниже за счет теплоотдачи труб и отопительных приборов. При этом наибольшее понижение температуры происходит именно в отопительных приборах. Наиболее низкая температура наблюдается на входе в источник теплоты (водонагреватель). Как следствие изменения температуры воды изменяется и ее плотность. Если источник теплоты расположен по вертикали ниже стока, то в замкнутом контуре возникнет гравитационное или естественное циркуляционное давление, способное обеспечить работоспособность системы отопления в небольших одно- или двухэтажных домах.

В современных многоэтажных зданиях и сооружениях большого объема и протяженности этого давления оказывается недостаточно. Поэтому все действующие системы отопления в указанных объектах являются насосными, т.е. циркуляция воды осуществляется в основном за счет работы насоса, вмонтированного в циркуляционное кольцо. Но гравитационное давление также оказывает определенное влияние на работу этих систем.

Водяные системы делятся на одно-, двух- и многотрубные в зависимости от количества параллельно проложенных теплопроводов (линий). Однотрубные системы используются в том случае, если вся вода, подаваемая в сеть, разбирается абонентами. Значительно чаще применяются двухтрубные водяные системы, в которых горячая вода подается по прямому теплопроводу, а охлажденная возвращается к источнику тепла. Двухтрубные системы обычно используются в случае однородной тепловой нагрузки, например, такой, как отопление, вентиляция и ГВС жилых зданий. В промышленных районах могут использоваться трех- и многотрубные системы теплоснабжения, если имеются потребители теплоты разного потенциала.

В зависимости от вида абонентской тепловой нагрузки существуют различные схемы присоединения систем теплопотребления. По схеме питания отопительных приборов теплоносителем различают однотрубные и двухтрубные стояки и ветви. В первом случае отопительные приборы соединены последовательно, во втором – параллельно по теплоносителю.

Стояки и ветви однотрубных систем различаются по своей конструкции. Они могут быть проточными, проточно-регулируемыми с наличием обходных участков и регулируемыми с рабочими замыкающими участками. Обходные и замыкающие участки

бывают осевые, т.е. расположенные по оси стояка и смещенные от оси стояка на некоторое расстояние (рис. 1.39).

Выбранная конструкция стояков или ветвей определяет особенности их гидравлического расчета и тип применяемых регулирующих устройств, устанавливаемых на подводках к отопительным приборам.

Рис. 1.39. Конструкции стояков: *а* – однотрубный проточный; *б* – то же, с осевым замыкающим участком; *в* – то же, проточно-регулируемый; *г* – духтрубный; *д* – однотрубный со смещенным замыкающим участком; *е* – однотрубный проточно-регулируемый со смещенным обходным участком; 1 – отопительный прибор; 2 – стояк; 3 – замыкающий участок; 4 – обходной участок; 5 – подающий стояк; 6 – обратный стояк; 7 – смещенный обходной участок; 8 – смещенный замыкающий участок

На рис. 1.40. показаны некоторые используемые в практике схемы присоединения установок теплопотребления к двухтрубной закрытой тепловой сети. Здесь приводятся следующие схемы присоединений: *а...г* – отопительные, *а* – зависимая, *б* – зависимая со струйным смешением, *в* – зависимая с насосным смешением, *г* – независимая; *д*, *е* – ГВС с аккумулятором горячей воды верхним и нижним; *ж...к*, *н*, *о* – отопительные со струйным смешением, *ж* – ГВС-параллельная; *з* – ГВС-двухступенчатая смешанная; *и* – ГВС-двухступенчатая последовательная; *к* – ГВС-предварительно включенная.

Все приведенные схемы называются абонентскими вводами, местными (индивидуальными) тепловыми пунктами или подстанциями и обслуживают одно здание. Назначение таких тепловых пунктов со-

стоит в создании потока воды с необходимой расчетной температурой (95°С) для системы отопления и для нужд ГВС (60°С). Исходными потоками, с помощью которых решается эта задача, являются сетевая вода в подающей линии (150°С) и в обратной линии (70°С). Для систем отопления при зависимом присоединении приборов отопления

Рис. 1.40. Закрытая двухтрубная водяная система теплоснабжения с различными схемами присоединения потребителей: 1 – аккумулятор горячей воды; 2 – воздушный кран; 3 – водоразборный кран; 4 – прибор отопления; 5 – обратный клапан; 6...8 –подогреватели ГВС; 9 – подогреватель отопительный; 10 – расширительный сосуд; 11 – регулятор давления «после себя»; 12 – регулятор расхода; 13 – регулятор температуры; 14 – регулятор отопления; 15 – элеватор; 16 – насос; 17 – подпиточный насос; 18 – сетевой насос; 19 – регулятор подпитки; 20 – дроссельное устройство; 21 – теплофикационный подогреватель; 22 – пиковый водогрейный котел

вода готовится путем смешения потоков сетевой воды из подающей и обратной линий с помощью либо струйных насосов, либо центробежных насосов (см. рис. 1.40 *б*, *в*).

В случае независимого присоединения отопительных приборов в отопительном контуре циркулирует вода, получающая теплоту в рекуперативном теплообменнике отопления от сетевой воды из подающей линии (см. рис. 1.40 *г*). На нужды ГВС вода готовится из холодной водопроводной воды путем нагрева ее от сетевой воды из подающей линии в водо-водяных теплообменниках горячей воды.

Схемы с зависимым присоединением отопительных приборов имеют в верхней точке системы воздушные краны для выпуска воздуха из системы. Все схемы с независимым присоединением отопительных приборов имеют в верхней части системы расширительные сосуды, позволяющие, во-первых, избежать возникновения разрушений от термического расширения воды, во-вторых, обеспечить выход воздушных пузырьков, выделяющихся при повышении температуры воды, и, в-третьих, создать приемлемый уровень давления в контуре циркуляции.

При независимом присоединении отопительных приборов движение теплоносителя производится с помощью циркуляционного центробежного насоса. В случае зависимого присоединения смешение сетевой воды из подающего и обратного теплопроводов обычно происходит в устройстве, называемом элеваторным узлом. Элеваторный узел является струйным жидкостным насосом, в котором за счет активного потока сетевой воды из подающей линии происходит подсасывание воды из обратной линии после системы отопления. В результате смешения этих двух потоков образуется поток горячей воды, имеющий температуру и давление, промежуточные по своим значениям между исходными потоками. Очевидно, что давление в потоке после смешения определяется отношением расходов и давлениями смешиваемых потоков. При недостаточном перепаде давлений между подающей и обратной линиями (располагаемый перепад давлений тепловой сети менее 0,1 МПа) избыточного давления приготовленной воды может не хватить для транспортировки воды через приборы отопления. В таком случае вместо элеваторного узла применяется циркуляционный насос, устанавливаемый в отопительном контуре (рис. 1.40 *в*).

Кроме местных тепловых пунктов, в закрытых системах теплоснабжения получили распространение групповые (центральные) тепловые пункты (ГТП, ЦТП), обслуживающие группу зданий. В этих пунктах происходит приготовление горячей воль; в секционных водоводяных теплообменниках, подключаемых по одной из схем: па-

раллельной, двухступенчатой последовательной и двухступенчатой смешанной (рис. 1.41.). Выбор схемы включения теплообменников горячей воды производится в зависимости от соотношения максимальной тепловой нагрузки по ГВС и отопления: при $\rho^{max} > 1{,}2$ – используется параллельная схема; при $0{,}6 < \rho^{max} < 1{,}2$ – двухступенчатая смешанная схема и при $\rho^{max} < 0{,}6$ – двухступенчатая последовательная схема. В ЦТП могут располагаться и теплообменники по отоплению, если используется независимое присоединение систем отопления.

В связи с малым потреблением горячей воды в жилых зданиях в ночное время, вода в теплопроводах ГВС, особенно в зимнее время, заметно охлаждается. Поэтому предусматривается использование циркуляции горячей воды между потребителями и ЦТП (рис. 1.41.). В двухступенчатых схемах обратная линия ГВС подводится после I ступени подогревателя.

Рис. 1.41. Схема присоединения к тепловой сети систем отопления и ГВС на ЦТП: обозначения как на рис. 1.38

Недостатками закрытой системы являются: сложность и повышенная стоимость оборудования ИТП и ЦТП; выпадение накипи в оборудовании ГВС в связи с отсутствием химводоочистки водопроводной воды; коррозия оборудования ГВС из-за отсутствия деаэрации водопроводной воды.

В открытых системах горячая вода создается в результате смешения сетевой воды из подающей и обратной линий. Следовательно, из тепловой сети вода отбирается безвозвратно. Смешение происходит в смесителе в необходимой пропорции, обеспечиваемой регулятором температуры. Обычно уровень температуры горячей воды составляет 50...60°С. В открытых системах теплоснабжения присоединение систем отопления такое же, как и в закрытых системах.

В местном тепловом пункте (МТП) устанавливают контрольно-измерительные приборы и грязевики для защиты как местной системы отопления, так и тепловой сети. На подающей линии имеется регулятор расхода теплоносителя, на обратной регулятор давления до себя и обратный клапан. Во всех случаях местные тепловые пункты оборудуются прибором для измерения и регистрации количества потребляемой теплоты.

В большинстве случаев для системы отопления требуется снижение температуры подаваемой воды. Для этой цели применяют водоструйные элеваторы или смесительные насосы, устанавливаемые в местном тепловом пункте. Схема с использованием элеватора приведена на рис. 1.42.

Рис. 1.42. Схема МТП при зависимом элеваторном присоединении системы отопления к теплосети: 1 – задвижка; 2 – грязевик; 3 – термометр; 4 – манометр; 5 – регулятор расхода; 6 – обратный клапан; 7 – тепелосчетчик; 8 – регулятор давления; 9 – водоструйный элеватор; 10 – ответвления к системам вентиляции и горячего водоснабжения

Регулятор расхода (РР) монтируют после ответвлений к системам вентиляции и горячего водоснабжения, что способствует стабилизации расхода воды в системе отопления.

На обратном трубопроводе устанавливается регулятор давления (РД), поддерживающий необходимое давление в системе и препятствующий ее опорожнению (как и обратный клапан) при аварийной ситуации в тепловой сети.

Широкое применение как простой и надежный смесительный аппарат имеет водоструйный элеватор в котором отсутствуют движущиеся элементы, что, безусловно, упрощает его эксплуатацию.

Водоструйный элеватор (рис. 1.43) оборудован соплом для выпуска сетевой воды с большой скоростью в камеру смешения. При этом вокруг струи высокотемпературной воды создается разрежение, обеспечивающее всасывание охлажденной воды из обратной магистрали. Смешанная вода поступает в горловину элеватора, а затем в диффузор, где динамическое давление потока преобразуется в статическое, обеспечивающее циркуляцию в системе отопления.

Основным недостатком водоструйного элеватора является его низкий КПД (около 10 %). Следовательно, давление на вводе тепловой сети должно десятикратно превышать насосное циркуляционное давление в системе отопления.

Рис. 1.43. Устройство водоструйного элеватора:
1 – сопло; 2 – камера всасывания; 3 – смесительный конус; 4 – горловина; 5 – диффузор

К другим недостаткам относят прекращение циркуляции воды в системе отопления при аварии в тепловой сети и постоянство коэффициента смешения *u:*

$$u = G_{подм}/G_{т.с} \qquad (1.55)$$

где $G_{подм}$, $G_{т.с}$ – расход воды, подмешиваемой из обратной магистрали, и расход воды из тепловой сети соответственно, кг/ч.

Последний недостаток можно преодолеть применением элеватора с регулируемым соплом, способным изменять температуру воды, подаваемую в систему отопления.

Разность давления на вводе теплосети $\Delta p_{т.с}$, кПа, необходимую для работы элеватора, находят, используя зависимость

$$\Delta p_{т.с} = 6{,}3\ G_{т.с}^2 / d_c^4, \qquad (1.56)$$

где $d_c = d_г/(1 + u)$ – диаметр сопла, $d_г$ – диаметр горловины элеватора ($d_г$ = 2...20 мм).

Расход воды в системе отопления $G_{с.о}$ связан с расходом воды, поступающей из тепловой сети, соотношением:

$$G_{с.о} = (1 + u)G_{т.с}. \qquad (1.57)$$

Насосное циркуляционное давление, передаваемое в систему отопления из тепловой сети $\Delta p_н$, кПа, определяют по формуле

$$\Delta p_н = 0{,}75\Delta p_{т.с}/(1 + 2u + 0{,}21u^2). \qquad (1.58)$$

Для обеспечения требуемой температуры воды, подаваемой в систему отопления, используют смесительные насосы, которые могут быть установлены на перемычке между обратной и подающей магистралью, на обратной или подающей магистрали.

Смесительный насос, установленный на перемычке, обеспечивает подмешивание охлажденного теплоносителя из обратной магистрали к высокотемпературному, поступающему из тепловой сети, не влияя на величину циркуляционного давления в системе отопления. Таким образом, он выполняет ту же функцию, что и водоструйный элеватор, но лишен присущих ему недостатков. Для обеспечения требуемого расхода теплоносителя в системе отопления требуется значительно меньший перепад давления на вводе тепловой сети, а также смесительный насос может обеспечить циркуляцию воды при аварийной ситуации в тепловой сети. При этом подача насоса, установленного на перемычке, меньше, чем в случае установки на магистрали, так как расход подмешиваемой воды меньше циркуляционного.

Смесительный насос устанавливают на магистрали (обратной или подающей), когда разности давлений на вводе тепловой сети не обеспечивает требуемый расход воды в системе отопления. Насос в этом случае выполняет циркуляционно-смесительную функцию. При этом он перемещает всю воду, циркулирующую в системе, увеличивая циркуляционное давление до требуемой величины.

При установке насоса на обратной магистрали давление в системе отопления будет меньше давления сети. Давление в точке смешения устанавливается с помощью соответствующей настройки регулятора расхода, смонтированного на подающем трубопроводе тепловой сети.

Насос, установленный на подающей магистрали, помимо перечисленных функций обеспечивает также повышение гидростатического давления, если его недостаточно для системы отопления высокого здания. Обычно устанавливают два параллельно смонтированных смесительных насоса (рабочий и резервный). Принципиальная схема местного теплового пункта при независимом присоединении системы отопления к тепловой сети приведена на рис. 1.44. По своей сути она близка к схеме с децентрализованным теплоснабжением. Разница заключается лишь в том, что роль генератора теплоты в ней исполняет водо-водяной теплообменник и система отопления, как правило, заполняется деаэрированным теплоносителем из тепловой сети.

Рис. 1.44. Схема М111 при независимом присоединении системы отопления к теплосети: 1 – задвижка; 2 – грязевик; 3 – манометры; 4 – регулятор давления; 5 – ответвления к системам вентиляции и горячего водоснабжения; 6 – водоводяной теплообменник; 7 – обратный клапан; *8* – циркуляционный насос; 9 – расширительный бак; 10 – подпиточный насос; 11 – клапан с электроприводом; 12 – регулирующий клапан; 13 – термометр; 14 – теплосчетчик

Следует отметить, что в этом случае в системе поддерживается собственный теплогидравлический режим. Подпитка системы отопления в том случае, когда давление в тепловой сети недостаточно, осуществляется периодически с помощью подпиточного насоса по сигналу уровня воды в открытом расширительном баке либо понижению давления до нижнего предела.

Расход сетевой воды регулируется автоматизированным клапаном по программе, обеспечивающей требуемую температуру воды, подаваемой в систему отопления. Для обеспечения необходимого давления воды перед теплообменником устанавливают регулятор давления (РД).

Для нагревания воды применяют скоростные водо-водяные теплообменники кожухотрубного или пластинчатого типа (рис. 1.45). При этом желательно обеспечить противоточное или перекрестно-противоточное движение греющего и нагреваемого теплоносителей.

а

б

Рис. 1.45. Водоводяные теплообменники: *а*) кожухотрубный типа ПВРМ (1 – камера распределительная; 2 – корпус; 3 – трубная система; 4 – малая водяная камера: 5 – съемная часть корпуса; *А*, *Б* – отвод и подвод нагреваемой воды; *В*, *Г* – подвод и отвод греющей воды); *б*) пластинчатого типа (1 – тонкие штампованные пластины; 2 – уплотнения; 3 – неподвижная плата; 4 – прижимающая плита; 5 – шпилька; 6 – верхняя направляющая; 7 – нижняя направляющая; 8 – задняя стойка; 9 – штуцера для теплоносителей)

Перемещение воды в независимо присоединенной системе отопления осуществляется с помощью циркуляционного насоса.

Мощность, потребляемая электродвигателем циркуляционного насоса, N, кВт, зависит от расхода теплоносителя и давления, создаваемого насосом, и определяется по формуле

$$N = kG_c\Delta p_c 10^{-6}/3{,}6\eta_{нас}, \qquad (1.59)$$

где k – коэффициент запаса, учитывающий пусковой момент (максимальное значение k_{max} = 1,5 при минимальной мощности электродвигателя); G_c – расход циркулирующего теплоносителя, кг/ч; Δp_c – насосное давление, кПа; $\eta_{нас}$ – КПД насоса (можно принять $\eta_{нас}$ = 0,6).

В настоящее время в качестве циркуляционных в основном применяют моноблочные бесшумные насосы, монтируемые непосредственно на трубопроводах. Циркуляционные насосы подбирают в соответствии с их характеристикой таким образом, чтобы рабочая точка (точка пересечения характеристик насоса и системы отопления) соответствовала значениям КПД насоса, близким к максимальному. Для обеспечения беспрепятственной циркуляции теплоносителя в системе отопления применяют два параллельно присоединенных попеременно работающих насоса. Обратные клапаны, установленные на трубопроводах, препятствуют циркуляции воды через неработающий насос.

1.12. Паровые системы теплоснабжения

Паровые системы сооружаются двух типов: с возвратом конденсата, без возврата конденсата.

В практике промышленной теплофикации широко применяется однотрубная паровая система с возвратом конденсата (рис. 1.46). Пар из отбора турбины поступает в однотрубную паровую сеть *I* и транспортируется по ней к тепловым потребителям. Конденсат возвращается от потребителей на станцию по конденсатопроводу *II*. На случай остановки турбины или недостаточной мощности отбора предусмотрена резервная подача пара в сеть через редукционно-охладительную установку (РОУ) 31.

Схемы присоединений абонентских установок к паровой сети зависят от конструкции этих установок. Если пар может быть пущен непосредственно в установку абонента, то присоединение производится по зависимой схеме (рис. 1.46 *а*). Если пар не может быть подан непосредственно в установку абонента, то присоединение прозводится по независимой схеме через теплообменник (рис. 1.46 *б* и *в*).

Конденсат отводится конденсатоотводчиком 6 в сборный резервуар 7, откуда он забирается насосом 16 и перекачивается по конденсатопроводу тепловой сети обратно на станцию. Для защиты установок от поступления в них конденсата из конденсатопровода тепловой сети после насоса 16 установлен обратный клапан 5.

Рис. 1.46. Однотрубная паровая система теплоснабжения с возвратом конденсата: Схемы присоединений: *а* — О(З); *б* — О(Н); *в* — Г(АВ); *г* — технологических аппаратов; *д* — технологических аппаратов с местной термокомпрессией; *I* – паропровод; *II*– конденсатопровод; 1 – паровая турбина; 2 – воздушный кран; 3 – водоразборный кран; 4 – нагревательный прибор; 5 – обратный клапан; 6 – конденсатоотводчик; 7 – конденсатосборник; 8 – термокомпрессор; 9 – технологический аппарат; 10 – расширительный сосуд; 11 – регулирующий клапан; 12 – аккумулятор горячей воды; 13 – регулятор температуры воды; 16 – насос; 31 – редукционно-охладительная установка

На схеме 1.46 *в* показано присоединение горячего водоснабжения.

Технологические аппараты промышленных предприятий присоединяются обычно к паровой сети непосредственно или через РОУ 31. Схема такого присоединения показана на рис. 1.46 *г*.

Сбор конденсата от теплопотребляющих установок и возврат его к источнику теплоты имеют важное значение не только для надежности работы котельных установок современных теплоэлектроцентралей, но и для экономии теплоты и общей экономичности системы теплоснабжения в целом. Возврат конденсата особенно важен для ТЭЦ с высокими и сверхкритическими начальными параметрами (13 МПа и выше). Сооружение обессоливающих установок таких ТЭЦ очень дорого, и поэтому мощность этих установок, как правило, ограничена. Невозврат конденсата вызывает необходимость увеличения мощности водоподготовительных установок и дополнительного расхода химиче-

ских реагентов, а также приводит к дополнительным тепловым потерям.

Применение открытых систем сбора и возврата конденсата допускается обычно только в условиях, исключающих внутреннюю коррозию конденсатопроводов, например в системах сбора замасленного конденсата. В большинстве случаев применяются напорные системы конденсатопроводов с размещением конденсатных насосов у потребителей, как это показано на рис. 1.46.

Особенно важное значение в системе сбора и возврата конденсата имеют конденсатоотводчики, которые устанавливаются, как правило, после всех поверхностных паровых нагревательных приборов, а также на паропроводах насыщенного пара в возможных узлах скопления конденсата.

В тех случаях, когда давление пара в паровой сети меньше давления, требующегося отдельным абонентам, оно может быть искусе і пенно повышено у абонентов при помощи компрессора. Для этой цели применяются поршневые, ротационные или центробежные компрессоры с электрическим или механическим приводом (рис. 1.46 *д*).

Если давление пара, получаемого из отборов турбин на ТЭЦ, недостаточно для удовлетворения всех или значительной части тепловых потребителей, то оно может быть искусственно повышено на станции. Для повышения давления пара на станции можно применять струйные компрессоры. На рис. 1.47 показана паровая система с центральной термокомпрессией.

Рис. 1.47. Однотрубная паровая система теплоснабжения с центральной струнной компрессией и с возвратом конденсата: 3 – паровой котел; 17 – деаэратор; 18 – струйный компрессор; 36 – химводоочистка; остальные обозначения те же, что и на рис. 6 .46

Отработавший пар из турбины поступает в приемную камеру струйного компрессора 18, в сопло которого поступает свежий пар из котла. Сжатый

пар при повышенном давлении выходит из диффузора компрессора в паровую сеть.

В тех случаях, когда промышленным потребителям района требуется пар разных давлений (низкого и повышенного), а станция может удовлетворить потребность в паре низкого давления из отборов турбин и потребность в паре повышенного давления непосредственно из котлов, применяются двухтрубные и многотрубные системы. Двухтрубные паровые системы иногда применяются также при различных расходах пара у абонентов в разные сезоны, например, зимой и летом. В этом случае в периоды больших расходов пара включаются в работу оба паропровода, а в периоды малых расходов – один. В некоторых случаях двухтрубные паровые системы применяются по условиям резервирования, когда для технологического процесса недопустимы даже кратковременные перерывы в подаче пара.

На рис. 1.48 показана двухтрубная паровая система с возвратом конденсата. Отработавший пар низкого давления поступает из турбины в один паропровод. Редуцированный пар из котла или пар из отбора повышенного давления поступает в другой паропровод. В зависимости от требуемых параметров теплоты абонентские установки присоединяются к тому или другому паропроводу. Конденсат возвращается на станцию по общему конденсатопроводу.

Рис. 1.48. Двухтрубная паровая система теплоснабжения с возвратом конденсата: 3 – паровой котел; 17 – деаэратор; 36 – химводоочистка; остальные обозначения те же, что и на рис. 6.46

В некоторых случаях при пароснабжении потребителей от ТЭЦ низкого давления (начальное давление 4,5 МПа и ниже), на которых применяются упрощенные водоподготовительные установки, экономически оправдывается отказ от возврата конденсата, если его можно использовать в абонентских установках. При отказе от возврата конденсата упрощаются и удешевляются тепловая сеть и абонентская установка (из-за замены поверхностного подогрева смешивающим), а также экономится электроэнергия на перекачку. Поскольку потеря конденсата компенсируется увеличением производительности станционной водоподготовки, возрастает начальная стоимость станции и увеличиваются потери котельной из-за увеличения продувки котлов.

Проведенные исследования показывают, что для ТЭЦ низкого и среднего давления при удовлетворительном качестве исходной сырой воды (солесодержание менее 250 мг/л) экономически целесообразно использовать конденсат у абонентов для технологического горячего водоснабжения.

На рис.1.49 показана паровая система без возврата конденсата. Все потребители теплоты присоединяются, как правило, непосредственно, без промежуточных теплообменников. Конденсат греющего пара используется для горячего водоснабжения абонентов.

Рис. 1.49. Однотрубная паровая система без возврата конденсата:
Схемы присоединений: *а*) водяной отопительной установки и установки горячего водоснабжения; *б*) паровой отопительной установки и установки горячего водоснабжения; *в*) установки горячего водоснабжения; 15 – паровой инжектор; 16 – струйный подогреватель; остальные обозначения те же, что и на рис. 1.46

2. РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

2.1. 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 теплоты в абонентских системах расходуется на нагрев воды в водяных системах теплоснабжения. Поэтому тепловая нагрузка в первую очередь зависит от режима теплопередачи. Теплоотдача всех нагревательных приборов описывается уравнением теплопередачи

$$Q = kS\Delta t\, z, \tag{2.1}$$

где Q – количество теплоты, передаваемое от теплоносителя тепловой сети к нагреваемой воде; k – коэффициент теплопередачи; S – площадь поверхности теплообмена; Δt – средняя разность температур между греющей и нагреваемой средой; z – длительность работы системы.

В первом приближении средний температурный напор:

$$\Delta t = \frac{\tau_1 + \tau_2}{2} - \frac{t_1 + t_2}{2}, \tag{2.2}$$

τ – температура сетевой воды; t – температура нагреваемой воды; индексы 1 и 2 относятся ко входу и выходу теплообменника.

Из уравнения теплоты, отбираемой из сети

$$Q = c_p G_1 (\tau_1 - \tau_2) z = W_{\text{п}}(\tau_1 - \tau_2) z,$$

где G_1 – расход сетевой воды (пара); c_p – удельная теплоемкость теплоносителя найдем; $W_п = c_p G_1$ – эквивалент расхода греющей среды. Из последнего уравнения найдем τ_2:

$$\tau_2 = \tau_1 - Q/(zc_pG_1).$$

Подставив полученное выражение в (2.2) и решая совместно с (2.1), получим

$$Q = \frac{[\tau_1 - 0{,}5(t_1 + t_2)]z}{\frac{1}{kS} + \frac{0{,}5}{G_1 c_p}} = \frac{(\tau_1 - t_{cp})z}{\frac{1}{kS} + \frac{0{,}5}{W_п}}. \qquad (2.3\ a)$$

Таким образом, тепловую нагрузку в принципе можно регулировать изменением пяти параметров – k, S, z, τ_1, G_1. Изменение τ_1 и G_1 имеют ограничения. Температура сетевой воды не может быть ниже 60°С, необходимой для обеспечения температуры воды ГВС и не может быть выше температуры насыщения для данного давления. Расход воды определяется располагаемым перепадом давления на групповом тепловом пункте (ГТП) и местном тепловом пункте (МТП).

Если теплоносителем служит насыщенный пар, то $\tau_1 = \tau_2 = \tau$ и уравнение (2.1) принимает вид

$$Q = k(\tau - t_{ср})\, z, \qquad (2.3\ б)$$

где τ – температура конденсации пара.

Основной метод регулирования тепловой нагрузки нагревательных приборов при использовании пара заключается в изменении температуры конденсации посредством дросселирования или же в изменении времени n работы прибора, т.е. работа так называемыми «пропусками». Оба метода регулирования являются местными.

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 z 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 коэффициент $y > 0{,}4$, 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).

В дальнейшем будем использовать следующие условные обозначения: $t_{н.о}$ – расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления, °С; $t_н$ – текущее значение температуры наружного воздуха, $t_н \geq t_{н.о}$; $t_{в.р}$ – расчетная температура воздуха отапливаемых помещений, °С; $t_в$ – любая температура воздуха в отапливаемых помещениях, °С; $t_{н.в}$ – расчетная температура наружного воздуха для проектирования вентиляции, °С; $t_{н.к}$ – температура наружного воздуха, соответствующая началу или концу отопительного сезона, °С; Q' – расчетная тепловая нагрузка (для отопления соответствует наружной температуре $t_{н.о}$).

При расчетной тепловой нагрузке Q': τ'_1 – температура воды в подающем трубопроводе, °С; τ'_2 – температура воды в обратном трубопроводе, °С; τ'_3 – температура воды в подающем стояке местной системы после смешения на вводе, °С; $\delta\tau' = \tau'_1 - \tau'_2$ – перепад температур воды в тепловой сети, °С; $\theta' = \tau'_3 - \tau'_2$ – перепад температур воды в местной системе, °С; $\tau'_{пр}$ – средняя температура нагревательного прибора в местной системе, °С; $t'_{ср}$ – средняя температура нагреваемой среды, °С; $\Delta t'$ – температурный напор нагревательного прибора местной системы, $\Delta t' = \tau'_{пр} - t_{в.р}$, °С; k' – коэффициент теплопередачи нагревательных приборов местной системы, G_1 – расход воды в тепловой сети; $W' = G_1 c_p$ — эквивалент расхода воды; τ_1, τ_2, τ_3, $\tau_{пр}$, $\delta\tau$, θ, $\Delta t, k$, G, W – те же величины при произвольной тепловой нагрузке $Q < Q'$; u – коэффициент смешения, т.е. отношение расхода подмешиваемой воды из

обратной линии к расходу воды из подающей линии тепловой сети; S – площадь поверхности нагревательных приборов, м ; c_p – теплоемкость воды, c_p = 4,19 кДж/(кг·К) = 1 ккал/(кг·°С); $\overline{Q}$, $\overline{G}$, $\overline{W}$, $\overline{\delta\tau}$, $\overline{\theta}$, $\overline{k}$ – относительные величины соответственно тепловой нагрузки, расхода теплоносителя, эквивалента расхода теплоносителя, перепада температур в сети, перепада температур в местной системе, температурного напора в нагревательных приборах, коэффициента теплопередачи нагревательных приборов: $\overline{Q} = Q/Q'$; $\overline{G} = G/G'$; $\overline{W} = W/W'$; $\overline{\delta\tau} = \delta\tau/\delta\tau'$; $\overline{k} = k/k'$.

При автоматизации абонентских вводов основное применение в городах получило центральное качественное регулирование, дополняемое на ГТП или МТП количественным регулированием или регулирование пропусками.

Качественная работа отопительных установок жилых и общественных зданий при применении количественного регулирования или регулирования пропусками возможна только при присоединении этих установок к тепловой сети по независимой схеме или по зависимой схеме со смесительным насосом, так как только при этих схемах присоединения в местных отопительных установках может поддерживаться расчетный расход воды независимо от ее расхода из тепловой сети.

При присоединении отопительных установок к тепловой сети по зависимой схеме с элеватором без дополнительного смесительного насоса снижение расхода сетевой воды вызывает пропорциональное изменение ее расхода в местной системе. При уменьшении расхода воды в отопительной установке увеличивается перепад температур воды в отопительных приборах и возрастает гравитационный перепад, что приводит к вертикальной разрегулировке отопительных систем. Это обстоятельство ограничивает использование количественного регулирования в двухтрубных отопительных установках жилых зданий, имеющих, как правило, значительную высоту и небольшую потерю напора при расчетном расходе воды.

Разрегулировка в отопительных установках возникает также при регулировании пропусками, так как при периодических выключениях и включениях циркуляции отопительные приборы, находящиеся на различном расстоянии от узла регулирования, находятся в неодинаковых условиях.

При теплоснабжении от ТЭЦ комбинированная выработка электрической энергии при центральном качественном регулировании больше, чем при других методах центрального регулирования. Цен-

тральное количественное регулирование уступает качественному в отношении стабильности теплового режима отопительных установок, присоединенных к тепловой сети по зависимой схеме с элеваторным смешением без установки дополнительного смесительного насоса. Вследствие переменного расхода воды в сети расход электроэнергии на перекачку при количественном регулировании меньше, чем при качественном.

Для всех систем непрерывного регулирования действительны следующие зависимости, базирующиеся на уравнениях теплового баланса и теплопередачи:

$$\overline{Q} = \overline{W}\overline{\delta}\overline{\tau} = \overline{k}\Delta\overline{t} \qquad (2.4)$$

В ряде случаев при расчете режимов регулирования с переменным расходом воды приходится задаваться зависимостью расхода или эквивалента расхода воды в сети от тепловой нагрузки. Эту зависимость удобно описывать эмпирическим уравнением

$$\overline{W} = \overline{Q}^{m} \text{ или } \overline{Q} = \overline{W}^{1/m}. \qquad (2.5)$$

Принципиально уравнения (2.5) применимы при всех системах регулирования.

При качественном регулировании, т.е. при постоянном расходе сетевого теплоносителя, $m = 0$, $\overline{W} = 1$. Как видно из (2.4), в этом с лучае $\overline{Q} = \overline{\delta}\overline{\tau}$.

На рис. 2.1. приведена зависимость относительного эквивалента расхода воды от относительной тепловой нагрузки $\overline{W} = f(\overline{Q})$ при различных системах регулирования.

Рис. 2.1. Зависимость $\overline{W} = f(\overline{Q})$:
1 – качественное регулирование: 2 – качественно-количественное регулирование; 3, 4 – количественное регулирование

При количественном регулировании $m \geq 1$. Тогда как видно из уравнения (7.5) $\overline{W} \leq \overline{Q}$.

При качественно-количественном регулировании $0 \leq m \leq 1$ и в этом случае $\overline{W} \geq \overline{Q}$.

2.2. Центральное регулирование однородной тепловой нагрузки

Расходы теплоты на отопление – основной вид тепловой нагрузки. Доля других видов тепловой нагрузки, например горячего водоснабжения и вентиляции, в период отопительного сезона обычно существенно ниже отопительной нагрузки. Поэтому в основу центрального регулирования часто закладывается закон изменения отопительной нагрузки от температуры наружного воздуха.

В районах с преобладающей отопительной нагрузкой центральное регулирование отпуска теплоты целесообразно осуществлять по эквивалентной наружной температуре.

Под эквивалентной наружной температурой $t_{н.э}$ понимается наружная температура, при которой теплопотери зданий от теплопередачи через наружные ограждения равны фактическим теплопотерям этих зданий с учетом инфильтрации холодного воздуха и солнечной радиации.

Данной наружной температуре $t_н$ в зависимости от интенсивности инфильтрации и солнечной радиации соответствуют различные эквивалентные наружные температуры $t_{н.э}$.

Эквивалентная наружная температура

$$t_{н.э} = t_н - \Delta t_{ин} + \Delta t_{с.р},$$

где $\Delta t_{ин}$ – перепад температур, учитывающий эффект инфильтрации,

$$\Delta t_{ин} = \mu(t_{в.р} - t_н);$$

где μ – коэффициент инфильтрации; $\Delta t_{с.р}$ – перепад температур, учитывающий эффект солнечной радиации,

$$\Delta t_{с.р} = a q_{с.р}/\alpha_н,$$

a – коэффициент поглощения солнечных лучей наружной поверхностью ограждающих конструкций, равный отношению поглощенной лучистой энергии к падающей энергии; $q_{с.р}$ – поверхностная плотность потока солнечной радиации на данную поверхность, Вт/м^2; $\alpha_н$ – коэффициент теплоотдачи от наружного воздуха к поверхности наружных ограждений, Вт/(м^2·К).

Для серых тел, какими обычно являются стены зданий и окисленное железо, a = 0,7...0,9; для оцинкованного железа a = 0,6...0,8; для красной и коричневой черепицы a = 0,65...0,75.

При расчете $t_{н.э}$ для центрального регулирования учитывается только рассеянная солнечная радиация $q_{с.р} \approx 100$ Вт/м^2.

Задача регулирования состоит в поддержании расчетной внутренней температуры $t_{в.р}$ в отапливаемых помещениях. Рассмотрим три теоретически возможных метода центрального регулирования отопительной нагрузки: качественный, количественный и качественно-количественный.

2.2.1. Качественное регулирование

Расчет качественного регулирования заключается в определении температуры воды в тепловой сети в зависимости от тепловой нагрузки при постоянном эквиваленте расхода теплоносителя в тепловой сети, т.е. при $\overline{W}_o = 1$.

При зависимой схеме присоединения отопительных установок к тепловой сети (см. рис. 1.17, 1.40 *а...в*) температура сетевой воды перед отопительной установкой

$$\tau_{01} = t_{в.р}\Delta t'_o(\overline{Q}_o^{р})^{0,8} + [\delta\tau'_o - \frac{\theta'}{2}]\overline{Q}_o^{р}. \qquad (2.6)$$

Температура воды после отопительной установки

$$\tau_{02} = \tau_{01} - \delta\tau'_o\overline{Q}_o^{р} = t_{в.р} + \Delta t'_o(\overline{Q}_o^{р})^{0,8} - \frac{\theta'}{2}\overline{Q}_o^{р}. \qquad (2.7)$$

Температура воды после смесительного устройства (элеватора)

$$\tau_{03} = \tau_{02} + \theta'\overline{Q}_o^{р}, \qquad (2.8\ а)$$

или

$$\tau_{03} = t_{в.р} + \Delta t'_o(\overline{Q}_o^{р})^{0,8} + \frac{\theta'}{2}\overline{Q}_o^{р}. \qquad (2.8\ б)$$

В последних формулах: $t_{в.р}$ – расчетная температура воздуха отапливаемых помещений, °С; $\Delta t'_o = (\tau'_{03} + \tau'_{02})/2 - t_{в.р}$ – температурный напор отопительного прибора при расчетном режиме, °С; $\delta\tau'_o = \tau'_{01} - \tau'_{02} = (1 + u)\theta'$ – расчетный перепад температуры в тепловой сети,

где u – коэффициент смешения; $\theta' = \tau'_3 - \tau'_2$ – перепад температур воды в местной системе, °С; $\overline{Q}_o^{\text{р}}$ – относительный расчетный расход теплоты на отопление.

При отсутствии смешения на абонентском вводе $\delta\tau'_o = \theta'$ и уравнения (2.6) и (2.8) совпадают.

Для обратной линии в этом случае справедливо уравнение (2.7). Как видно из (2.6) и (2.7), температурные отопительные графики являются однозначной функцией величины $\overline{Q}_o^{\text{р}}$. Эти графики для $t_{\text{в.р}}$ =18 °С приведены на рис. 2.2.

Рис. 2.2. Температурные графики качественного регулирования отопительной нагрузки:

$\overline{Q}_o = Q_o / Q'_o$ – относительная отопительная нагрузка при наружной температуре $t_{\text{в.р}}$, °С; $\delta\tau'$ – расчетный перепад температур в тепловой сети, °С; $t_{\text{н.о}}$ – расчетная температура наружного воздуха для отопления, °С; 1 – $\delta\tau'$ = 25 °С; 2 – $\delta\tau'$ = 40 °С; 3 – $\delta\tau'$ = 50 °С; 4 – $\delta\tau'$ = 60 °С; 5 – $\delta\tau'$ = 70 °С; 6 – $\delta\tau'$ = 80 °С; 7 – $t_{\text{н.о}}$ = -15 °С; 8 – $t_{\text{н.о}}$ = -20 °С; 9 – $t_{\text{н.о}}$ = -25 °С; 10 – $t_{\text{н.о}}$ = -30 °С; 11 – $t_{\text{н.о}}$ = -35 °С; 12 – $t_{\text{н.о}}$ = -40°С

В табл. 2.1 даны значения $\tau_{01} = f(\overline{Q}_o^{\text{р}})$.

При принудительной циркуляции воздуха вдоль поверхности нагрева отопительных приборов (например, в отопительных агрегатах воздушного отопления) коэффициент теплопередачи остается практически постоянным независимо от температуры воды в приборе. При этих условиях температурные графики принимают вид прямых линий:

$$\tau_{01} = t_{\text{в.р}} + (\tau'_{01} - t'_{\text{в.р}})\overline{Q}_o^{\text{р}} \ , \qquad (2.9)$$

$$\tau_{02} = t_{\text{в.р}} + (\tau'_{02} - t_{\text{в.р}})\overline{Q}_o^{\text{р}} \ . \qquad (2.10)$$

Таблица 2.1

Температура воды в тепловой сети при качественном регулировании отопительной нагрузки н зависимой схеме присоединения отопительных установок

$\overline{Q}_o^{\text{р}}$	Температура воды в подающей линии τ_{01}, °С, при $\delta\tau'_o$, °С						Температура воды после отопительной установки τ_{02}, °С
	25	40	50	60	70	80	
0,2	38,3	41,3	43,3	45,3	47,3	49,3	33,3
0,4	54,0	60,0	64,0	68,0	72,0	76,0	44,0
0,6	68,5	77,5	83,5	89,5	95,6	101,5	53,5
0,8	82,0	94,0	102,0	110,0	118,0	126,0	62,0
1,0	95,0	110,0	120,0	130,0	140,0	150,0	70,0

При независимой схеме присоединения отопительных установок сети (рис. 2.3) при $\overline{W}_o = \overline{W}_{\text{т}} = 1$, т.е. $W_o = W'_o$ справедливо уравнение:

Рис. 2.3. Схема независимого присоединения отопительной установки к тепловой сети:
1 – отопительный теплообменник; 2 – циркуляционный насос отопительной установки; 3 – отопительная установка; 4 – элеватор

$$\tau_{\text{т1}} = t_{\text{в.р}} + \Delta t'_o(\overline{Q}_o^{\text{р}})^{0,8} + \delta\tau'_o\left(\frac{W_o}{W_{\text{м}}^{\text{т}}\varepsilon_{\text{т}}} - \frac{0,5}{1+u}\right)\overline{Q}_o^{\text{р}} \ . \qquad (2.11)$$

Поскольку $\dfrac{0,5}{1+u}\delta\tau'_o = \dfrac{\theta'}{2}$, то

$$\tau_{\text{т1}} = \tau_{01} + \delta\tau'_o\left(\frac{W_o}{W_{\text{м}}^{\text{т}}\varepsilon_{\text{т}}} - 1\right)\overline{Q}_o^{\text{р}} \ ; \qquad (2.12)$$

$$\tau_{т2} = t_{в.р} + \Delta t'_o(\overline{Q}_o^{р})^{0,8} + \delta\tau'_o\left(\frac{W_o}{W_м^{т}\varepsilon_т} - \frac{0,5}{1+u}\right)Q_o^{р} - \delta\tau'_o\overline{Q}_o^{р}. \qquad (2.13)$$

Поскольку $\delta\tau'_o = \delta\tau'_т W_т/W_o$, то

$$\tau_{т2} = \tau_{02} + \delta\tau'_т\left(\frac{W_0}{W_м^{т}\varepsilon_т} - 1\right)\overline{Q}_o^{р}. \qquad (2.14)$$

В последних формулах $\varepsilon_т$ – коэффициент эффективности отопительного прибора ($\varepsilon_т$ = 0,7...0,999); $\delta\tau'_т$ – перепад температур греющей среды в отопительном приборе при расчетной наружной температуре $t_{н.о}$; $W_т$ – эквивалент расхода греющей среды в отопительном теплообменнике при данном режиме; $W_м^{т}$ – меньшее значение эквивалента расхода теплообменивающихся потоков теплоносителя в отопительном теплообменнике; W_o – фактический эквивалент расхода сетевой воды на отопление.

В табл. 2.2 приведены значения $\tau_{т1} = f(\overline{Q}_o^{р})$ и $\tau_{т2} = f(\overline{Q}_o^{р})$ для независимой схемы присоединения. При построении таблицы расчетные температуры воды во вторичном контуре (между отопительным подогревателем и отопительными установками) приняты τ'_{01} = 130 °С и τ'_{02} = 70 °С.

Таблица 2.2

Температура воды в тепловой сети при качественном регулировании отопительной нагрузки и независимой схеме присоединения отопительных установок, °С

$\overline{Q}_o^{р}$	$\delta\tau'_т$ = 75 °С		$\delta\tau'_т$ = 85 °С		$\delta\tau'_т$ = 95 °С		$\delta\tau'_т$ = 105 °С		$\delta\tau'_т$ =115 °С	
	$\tau_{т1}$	$\tau_{т2}$	$\tau_{т1}$	$\tau_{т2}$	$\tau_{т1}$	$\tau_{т2}$	$\tau_{т1}$	$\tau_{т2}$	$\tau_{т1}$	$\tau_{т2}$
0,2	49,5	34,5	51,3	34,3	53,1	34,1	54,9	33,9	56,7	33,7
0,4	76,4	46,4	80	46	83,7	45,7	87,2	45,2	90,8	44,8
0,6	102,1	57,1	107,5	56,5	113	56	118,3	55,3	123,7	54,7
0,8	126,7	66,7	134	66	141,4	65,4	148,3	64,3	155,6	63,6
1,0	150	75	160	75	170	75	180	75	190	75

2.2.2. Количественное регулирование

Расчет количественного регулирования заключается в определении эквивалента расхода воды в сети и температуры обратной воды в зависимости от относительной расчетной тепловой нагрузки $\overline{Q}_o^{р}$.

Для рассматриваемого метода регулирования при зависимой схеме присоединения отопительной установки $\tau_{01} = \tau'_{01} = \text{const}$, относительный эквивалент расхода воды сети $\overline{W}_o = W_o/W'_o = \text{var}$ (переменный) и определяется уравнением

$$\overline{W}_o = \frac{\overline{Q}_o^{\text{р}}}{1 + \dfrac{\Delta t'_o}{\delta\tau'_o - 0{,}5 \cdot \theta'}\left(1 - (\overline{Q}_o^{\text{р}})^{0{,}8}\right)}. \qquad (2.15)$$

Выражение для температуры обратной воды сети имеет вид

$$\tau_{02} = \tau'_{01} - \delta\tau'_o \left\{1 + \frac{\Delta t'_o}{\delta\tau'_o - 0{,}5\theta'}\left[1 - (\overline{Q}_o^{\text{р}})^{0{,}8}\right]\right\}. \qquad (2.16)$$

На рис. 2.4 приведен график количественного регулирования отопительной нагрузки.

Рис. 2.4. График количественного регулирования отопительной нагрузки ($\theta' = 25$ °C, $t_{\text{в.р}} = 18$ °C): 1 – $\tau'_{01} = 150$ °C; 2 – $\tau'_{01} = 130$ °C; 3 – $\tau'_{01} = 110$ °C; 4 – $\tau'_{01} = 90$ °C

Для установок, в которых коэффициент теплопередачи нагревательных приборов не зависит от температурного напора, например, для установок воздушного отопления, в (2.15) и (2.16) показатель степени при $\overline{Q}_o^{\text{р}}$ заменяется на 1,0.

Уравнения (2.15) и (2.16) справедливы когда температура обратной воды сети больше расчетной температуры воздуха отапливаемых помещений, т.е. при $\tau_{02} > t_{в.р}$.

2.2.3. Качественно-количественное регулирование

Задача расчета качественно-количественного регулирования заключается в определении эквивалента расхода сетевой воды и ее температур τ_{01} и τ_{02} в зависимости от относительной расчетной тепловой нагрузки $\overline{Q}_o^{р}$. Уравнения для расчета качественно-количественного регулирования отопительной нагрузки имеют вид

$$\tau_{01} = t_{в.р} + \Delta t'_o (\overline{Q}_o^{р})^{0,8} + (\delta\tau'_o - \frac{\theta'}{2})(\overline{Q}_o^{р})^{1-m}; \qquad (2.17)$$

$$\tau_{02} = t_{в.р} + \Delta t'_o (\overline{Q}_o^{р})^{0,8} - \frac{\theta'}{2}(\overline{Q}_o^{р})^{1-m}; \qquad (2.18)$$

$$\tau_{03} == t_{в.р} + \Delta t'_o (\overline{Q}_o^{р})^{0,8} + \frac{\theta'}{2}(\overline{Q}_o^{р})^{1-m}. \qquad (2.19)$$

На рис. 2.5 приведены графики температур и расхода воды при качественно-количественном регулировании нагрузки при m = 0,33.

Рис. 2.5. Графики температур и расхода воды при качественно-количественном регулировании отопительной нагрузки (обозначения такие же, что и на рис. 7.4

При различных значениях показателя m получаются различные законы изменения расхода воды в сети.

Можно выбрать такой закон качественно-количественного регулирования, при котором устраняется переменное влияние гравитационного перепада давлений на работу двухтрубной отопительной системы.

Как показывает проведенное исследование, при осуществлении качественно-количественного регулирования отопительной нагрузки по закону m = 0,33, т.е. при изменении расхода воды в сети пропорционально кубическому корню из отопительной нагрузки, распределение расхода воды по высоте двухтрубной отопительной системы теоретически должно оставаться постоянным при любой тепловой нагрузке.

2.3. Центральное регулирование разнородной нагрузки

Применение только центрального регулирования систем теплоснабжения не может обеспечить качественное и экономичное регулирование разнородных тепловых нагрузок. Центральное регулирование, выполняя грубую регулировку системы теплоснабжения, позволяет снизить нагрузку на системы группового и местного регулирования. Однако наиболее эффективным методом регулирования разнородных тепловых нагрузок является индивидуальное регулирование установок потребления теплоты. Центральное регулирование городских районов ориентируют обычно на отопительную нагрузку или же на совмещенную нагрузку отопления и горячего водоснабжения.

Если у большинства абонентов в районе наряду с отоплением имеются установки горячего водоснабжения, центральное регулирование часто осуществляется по закону изменения совмещенной нагрузки отопления и горячего водоснабжения. Неравномерности суточного графика суммарной нагрузки выравниваются за счет теплоаккуму-лирующей способности строительных конструкций отапливаемых зданий или же путем установки специальных аккумуляторов горячей воды. При разнородной тепловой нагрузке района независимо от центрального регулирования должно проводиться групповое и (или) местное регулирование, как правило, всех видов тепловой нагрузки. При этом температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети не должна снижаться ниже уровня, определяемого условиями горячего водоснабжения.

В соответствии со СНиП 2.04.01-85 температура горячей воды в местах водоразбора должна быть не ниже 60 °С при открытой и 50 °С при закрытой системах теплоснабжения.

С учетом снижения температуры воды в местных коммуникациях горячего водоснабжения и перепада температур между греющей и нагреваемой водой в подогревателе горячего водоснабжения минимальная температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети как при открытой, так и при закрытой системах теплоснабжения принимается обычно равной или выше 65 °С, т.е. τ'''_{01} = 65 °С. На рис. 2.6 приведены графики температур и расходов сетевой воды при комбинированном регулировании отопительной нагрузки, т.е. при применении разных методов регулирования в различных диапазонах наружных температур.

График температур в подающем трубопроводе тепловой сети имеет вид ломаной линии (рис. 2.6 *б*). При наружных температурах $t_н < t_{н.и}$, где $t_{н.и}$ – наружная температура, соответствующая излому температурного графика, график температур воды в подающей линии строится по законам отопительной нагрузки или совмещенной нагрузки отопления и горнего водоснабжения. При $t_н > t_{н.и}$ температура воды в подающей линии тепловой сети $\tau_{01} = \tau'''_{01}$ = const.

Рис. 2.6. Графики при комбинированном регулировании отопительнои нагрузки: *а*) тепловой нагрузки; *б*) температуры сетевой воды; *в*) эквивалента расхода сетевой воды; 1 – количественное регулирование; 2 – регулирование местными пропусками

Рассмотрим методику построения графиков температур и расходов воды при двух характерных методах центрального регулирования: 1) по отопительной нагрузке; 2) по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения.

2.3.1. Центральное регулирование по отопительной нагрузке

При центральном регулировании по отопительной нагрузке для поддержания стабильной расчетной внутренней температуры в отапливаемых зданиях в диапазоне наружных температур от $t_{н.о}$ до $t_{н.и}$ тем-

пература воды в подающей линии тепловой сети должна соответствовать графику качественного регулирования отопительной нагрузки, описываемому уравнением (2.6), а расход сетевой воды на отопление должен быть постоянным.

В диапазоне температур отопительного периода $t_н > t_{н.и}$ регулирование отопительных установок может проводиться как количественным методом, так и местными пропусками, т.е. посредством периодического отключения отопительных установок от тепловой сети.

При установке на абонентских вводах струйных смесителей (элеваторов) количественное регулирование приводит к разрегулировке отопительных установок. Этот недостаток устраняется при установке на абонентских вводах или групповых тепловых подстанциях кроме струйных смесителей также механических (центробежных насосов). Это позволяет при наружных температурах $t_н > t_{н.и}$ поддерживать постоянный расход воды в отопительной установке при уменьшении расхода сетевой воды из тепловой сети.

При снижении подачи сетевой воды возрастает подача механического смесительного насоса, а суммарный расход воды в отопительной установке остается постоянным. При такой схеме присоединения в самой отопительной установке осуществляется качественное регулирование при переменном расходе воды, поступающей из тепловой сети в отопительную установку. В этом случае температура обратной воды после отопительной установки τ_{02} изменяется по закону качественного регулирования и может определяться по (2.7).

При применении рассмотренного метода количественного регулирования эквивалент расхода сетевой воды на отопление при наружных температурах $t_н > t_{н.и}$ определяется по формуле

$$W_o = \frac{Q_o^р}{\tau_{01}''' - \tau_{02}}. \qquad (2.20)$$

При регулировании отопительной нагрузки в диапазоне наружных температур $t_н > t_{н.и}$ другим методом – местными пропусками число часов ежесуточной работы отопительных установок вычисляется как

$$z = 24(t_{в.р} - t_н)/(t_{в.р} - t_{н.и}). \qquad (2.21)$$

При количественном регулировании расход сетевой воды изменяется сильнее, чем при регулировании местными пропусками, что объясняется большим перепадом температур сетевой воды в отопительной установке ($\tau_{01}''' - \tau_{02}$) по сравнению с регулированием местными пропусками.

2.3.2. Суммарный расход воды в тепловой сети

Многие важные экономические показатели систем централизованного теплоснабжения (начальные затраты на сооружение тепловых сетей и сетевых насосных установок, расход энергии на перекачку теплоносителя и т.д.) зависят от расчетного расхода воды в сети, под которым понимается максимальный суммарный расход сетевой воды.

В закрытых системах теплоснабжения при параллельном присоединении на абонентских вводах установок отопления и горячего водоснабжения (см. рис. 1.37, 1.38) суммарный расход сетевой воды в тепловой сети является суммой расходов воды на отдельные виды тепловой нагрузки, причем, поскольку вода из тепловой сети не разбирается, расходы в подающей и обратной линиях сети одинаковы. Суммарный эквивалент расхода сетевой воды в закрытой тепловой сети при любом режиме ее работы определяется по формуле

$$W = W_{п} = W_{об} = W_{о} + W_{в} + W_{гвс}, \qquad (2.22)$$

где $W_{п}$, $W_{об}$, $W_{в}$, $W_{гвс}$ – эквиваленты расхода сетевой воды соответственно в подающей и обратной линиях тепловой сети, на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение.

На рис. 2.7 представлен график суммарного эквивалента расхода воды в сети закрытой системы теплоснабжения. Суммарный расход воды в сети (линия 5) изменяется по некоторой кривой. Максимальный расход воды в сети имеет место при $t_{н.и}$ в точке «излома» температурного графика в подающем трубопроводе тепловой сети. Поскольку нагрузка горячего водоснабжения имеет неровный суточный график, то максимальный суммарный расход воды в сети имеет место при $t_{н.и}$ в часы пиковой нагрузки горячего водоснабжения (для жилых зданий – вечерние часы накануне выходных дней). Для последующего сравнения с другими схемами присоединения абонентов на рис. 2.7 показан также суммарный расход воды в сети на отопление и горячее водоснабжение (кривая 4).

На рис. 2.8 приведен график суммарного эквивалента расхода воды в сети открытой системы теплоснабжения. Расходы воды на отопление и вентиляцию (кривые 1 и 2) имеют те же значения, что и в закрытых системах. В интервале наружных температур от ($t_{н.к}$ до $t_{н.и}$ весь расход воды на горячее водоснабжение отбирается из подающей линии (кривая $3_{п}$). При понижении наружной температуры от $t_{н.и}$ до $t_{н.г}$ водоразбор из подающей линии сокращается до нуля и соответственно возрастает водоразбор из обратной линии ($3_{об}$). В диапазоне на-

ружных температур от $t_{н.г}$ до $t_{н.о}$ весь водоразбор идет из обратной линии тепловой сети. Абсолютное значение водоразбора несколько уменьшается при снижении наружной температуры от $t_{н.г}$ до $t_{н.о}$, поскольку при наружных температурах $t_н < t_{н.г} \rightarrow \tau_{02} > t_г$.

По характеру изменения расхода теплоты и температуры в подающей линии режим работы вентиляционных установок можно разде-

Рис. 2.7. График суммарного расхода сетевой воды в закрытой системе теплоснабжения:
1 – отопление; 2 – вентиляция; 3 – горячее водоснабжение; 4 – расход на отопление и горячее водоснабжение; 5 – суммарный расход на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение

Рис. 2.8. График суммарного расхода сетевой воды в открытой системе теплоснабжения: 1– отопление; 2 – вентиляция; $3_п$ – горячее водоснабжение из подающей линии; $3_{об}$ – горячее водоснабжение из обратной линии; $4_п$ – суммарный расход в подающей линии; $4_{об}$ – суммарный расход в обратной линии

лить на три диапазона (рис. 2.7):

I – между наружными температурами $t_{н.к}$... $t_{н.и}$; температура воды в подающей линии тепловой сети остается постоянной, а расход теплоты на вентиляцию изменяется;

II – между наружными температурами $t_{н.и}$... $t_{н.в}$; изменяется как температура воды в подающей линии, так и расход теплоты на вентиляцию;

III – между наружными температурами $t_{н.в}...t_{н.о}$; температура воды в подающей линии изменяется, а расход теплоты на вентиляцию остается постоянным.

В диапазоне I температура сетевой воды, поступающей в вентиляционные калориферы, постоянна.

В диапазоне II температура сетевой воды, поступающей в калориферы, растет по мере понижения наружной температуры. Расход теплоты также должен расти при понижении наружной температуры. Такая взаимосвязь между графиком температур подающей линии и расходом теплоты является типичной для качественного регулирования. Поэтому в диапазоне II расход сетевой воды через калориферы остается практически постоянным.

В диапазоне III при снижении наружной температуры от $t_{н.в}$ до $t_{н.о}$ авторегуляторы уменьшают расход сетевой воды через калориферы таким образом, что тепловая нагрузка $Q_в$ остается постоянной. Это вызывает снижение температуры обратной сетевой воды, а также снижение коэффициента теплопередачи калориферов.

Суммарный эквивалент расхода воды в подающей и обратной линиях открытой системы теплоснабжения при любом режиме ее работы определяется по следующим формулам:

$$W_п = W_о + W_в + \beta W_{гвс}, \qquad (2.23)$$

$$W_{об} = W_о + W_в - (1-\beta) W_{гвс}. \qquad (2.24)$$

Здесь β, $(1-\beta)$ – доля расхода воды на ГВС из подающей и обратной линии:

$$\beta = (t_г - \tau_{02})/(\tau_{01} - \tau_{02}), \qquad (2.25)$$

где τ_{01}, τ_{02} – температуры сетевой воды соответственно в подающей и обратной линиях, $t_г$ – нагретой водопроводной воды для ГВС.

В диапазоне наружных температур от $t_{н.к}$ до $t_{н.и}$ коэффициент $\beta = 1$; при наиболее низких наружных температурах (когда $t_н < t_{н.г}$) $\beta = 0$.

Суммарные расходы воды в подающей (кривая $4_п$) и в обратной (кривая $4_{об}$) линиях имеют максимальное (расчетное) значение при $t_{н.и}$ в точке излома температурного графика. Расход воды в подающей линии постоянно больше расхода в обратной линии. Разность расходов воды в подающей и обратной линиях сети равна расходу воды на горячее водоснабжение (без учета утечек в сети).

При одинаковых тепловых нагрузках и одинаковой расчетной температуре воды в подающей линии тепловой сети в открытых системах теплоснабжения расчетный расход воды в подающей линии несколько

меньше, чем в закрытой системе, а расчетный расход воды в обратной линии значительно меньше, чем в закрытой системе. Больший расчетный расход воды в закрытых системах по сравнению с открытыми вызывается тем, что в закрытых системах при параллельном включении установок отопления и горячего водоснабжения энтальпия сетевой воды недостаточно полно используется в абонентских установках для удовлетворения нагрузки горячего водоснабжения. При двухступенчатой смешанной схеме присоединения установок горячего водоснабжения (см. рис. 1.41) улучшается использование энтальпии сетевой воды для горячего водоснабжения. Однако и при этом доля максимальной нагрузки горячего водоснабжения, удовлетворяемая за счет теплоты обратной воды от отопления при наружных температурах $t_н > t_{н.и}$, невелика.

Средняя температура воды в обратной линии тепловой сети в закрытых системах теплоснабжения определяется по формуле

$$\tau_2 = \frac{\tau_{02} W_o - \tau_{в2} W_в - \tau_{г2} W_{гвс}}{W}, \qquad (2.26)$$

где τ_{02}, $\tau_{в2}$, $\tau_{г2}$, – температура обратной сетевой воды соответственно после установок отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, °С.

В открытых системах теплоснабжения средняя температура воды в обратном трубопроводе тепловой сети

$$\tau_2 = \frac{\tau_{02} W_o - \tau_{в2} W_в - (1-\beta)\tau_{г2} W_{гвс}}{W_o + W_в - (1-\beta) W_{гвс}}. \qquad (2.27)$$

2.3.3. Центральное регулирование по совмещенной нагрузке

В районах, в которых кроме отопления имеется значительная тепловая нагрузка другого вида, например горячее водоснабжение или вентиляция, можно значительно уменьшить расчетный расход воды в тепловой сети при переходе от центрального регулирования одного вида тепловой нагрузки – отопления, к центральному регулированию совмещенной нагрузки – отопления и горячего водоснабжения или отопления и вентиляции. Ниже рассмотрен метод расчета центрального регулирования по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения.

Центральное регулирование совмещенной нагрузки отопления и горячего водоснабжения ориентируется обычно на типичную для данного района относительную нагрузку горячего водоснабжения, рав-

ную отношению расчетных значений регулируемых нагрузок $(\rho_{г.т}^{ср.н})_т = (Q_{гвс}^{ср.н} / Q'_o)_т$, где $Q_{гвс}^{ср.н}$ – средненедельный расход теплоты на бытовое горячее водоснабжение; Q'_o – расчетная тепловая нагрузка отопления.

Для обеспечения качественного и экономичного теплоснабжения абонентов при центральном регулировании по совмещенной нагрузке необходимо, чтобы независимо от центрального регулирования, осуществляемого обычно в источнике теплоснабжения (*на ТЭЦ или в котельной*)*, проводилось дополнительно групповое и* (*или*) *местное количественное регулированиевсех видов тепловой нагрузки на ГТП и* (*или*) *МТП*, *а также дополняемое индивидуальным регулированием.*

В качестве импульса для регулирования отопительной нагрузки на ГТП или МТП наиболее целесообразно использовать внутреннюю температуру отапливаемых помещений или температуру устройства, моделирующего температурный режим отапливаемых зданий. Такая схема регулирования позволяет использовать температуру воды в подающем трубопроводе тепловой сети в качестве одного из маневренных параметров системы теплоснабжения. При необходимости можно без нарушения качества теплоснабжения поднять температуру воды в подающем трубопроводе сети значительно выше, чем это требуется по оптимальному расчетному режиму для данных условий.

Кроме того, при установке на ГТП или МТП регуляторов отопления можно выбирать сравнительно свободное отношение нагрузок $(\rho_{г.т}^{ср.н})_т = (Q_{гвс}^{ср.н} / Q'_o)_т$, по которому строится режим центрального регулирования, не опасаясь перерасхода теплоты, поскольку корректировка расхода теплоты на отопление производится по внутренней температуре отапливаемых помещений.

Как правило, увеличение $(\rho_{г.т}^{ср.н})_т$ при неизменной расчетной тепловой нагрузке района приводит к уменьшению расчетного расхода воды в тепловой сети и эксплуатационных расходов на перекачку теплоносителя. Одновременно уменьшается комбинированная выработка электрической энергии на ТЭЦ, так как повышается температура сетевой воды в подающей линии тепловой сети.

Рассмотрим применение центрального регулирования совмещенной нагрузки – отопления и горячего водоснабжения – в закрытых и открытых системах теплоснабжения.

2.3.4. Центральное регулирование закрытых систем теплоснабжения.

В закрытых системах теплоснабжения при использовании регуляторов отопления центральное регулирование по совмещенной нагрузке принципиально может применяться в любом районе, где имеются оба вида тепловой нагрузки (отопление и горячее водоснабжение), независимо от относительного количества абонентов с обоими видами нагрузки.

При использовании как регуляторов отопления, так и регуляторов расхода режим центрального качественного регулирования по совмещенной нагрузке рассчитывается из условия постоянного расхода сетевой воды для удовлетворения суточного расхода теплоты на отопление и горячее водоснабжение абонентов с типичным для района значением $(\rho_{г.т}^{ср.н})_т$.

Наиболее рациональной зависимой схемой присоединения абонентов при рассматриваемом методе центрального регулирования является схема с двухступенчатым подогревом воды для горячего водоснабжения. Эта схема с регуляторами отопления и регулятором расхода показана на рис. 1.40.

На рис. 2.9 *а* эта схема приведена в увеличенном масштабе, а на рис. 2.9 *б* показан характер изменения расхода сетевой воды через установку W в зависимости от расхода сетевой воды $W_п$ через верхнюю ступень подогревателя горячего водоснабжения 1. Расход сетевой воды в рассматриваемой установке регулируется двумя приборами – регулятором расхода 6 и регулятором температуры 7. Регулятор расхода 6 поддерживает практически постоянным заданный расход сетевой воды через сопло элеватора или через какое-либо другое заданное сопротивление установки, например через дроссельную шайбу на трубопроводе. Когда регулятор температуры 7 открывается и расход сетевой воды $W_п$ через подогреватель 1 увеличивается, регулятор 6 прикрывается настолько, чтобы расход сетевой воды через сопло элеватора сохранился практически постоянным. Только в тех случаях, когда расход сетевой воды $W_п$ через подогреватель 1 превышает заданный расход сетевой воды W' на установку $W_п/W' > 1$, регулятор 6 полностью закрывается и весь расход сетевой воды проходит через подогреватель 1. В этом режиме $W = W_п > W'$.

Основные преимущества этой схемы:

а) выравнивание суточного графика совмещенной нагрузки за счет использования аккумулирующей способности строительных конст-

рукций отапливаемых зданий без установки специальных аккумуляторов;

б) минимальный расчетный расход сетевой воды, равный для типовых вводов расчетному расходу воды на отопление;

в) пониженная температура обратной воды благодаря использованию теплоты этой воды для частичного покрытия нагрузки горячего водоснабжения.

Рис. 2.9. Присоединение установки горячего водоснабжения по двухступенчатой последовательной схеме и отопительной установки по зависимой схеме: *а*) принципиальная схема; *б*) зависимость суммарного расхода сетевой воды W от ее расхода через верхнюю ступень подогревателя горячего водоснабжения $W_п$; 1– подогреватель верхней ступени; 2 – то же нижней ступени; 3 – элеватор; 4 – отопительный прибор; 5 – водоразборный кран; 6 – регулятор и ограничитель расхода; 7 – регулятор температуры

Задача расчета центрального регулирования заключается в определении температуры сетевой воды в подающей и обратной линиях сети при различных наружных температурах τ_1, $\tau_2 = f(t_н)$ (рис. 2.10).

Исходными данными для расчета служат: значение $\rho_{г.т}^{ср.н}$ для типового абонента; расчетный график температур для отопления τ_{01}, $\tau_{02} = f(t_н)$, построенный по формулам качественного регулирования (2.6), (2.7); типовой суточный график горячего водоснабжения.

Рис. 2.10. Графики при центральном качественном регулировании совмещенной нагрузки отопления и горячего водоснабжения (закрытая система): *а*) температур; *б*) и расхода сетевой воды

Поскольку суточный график горячего водоснабжения весьма неравномерен, то основной расчет проводится по балансовой нагрузке горячего водоснабжения $Q_{\text{гвс}}^{\text{б}}$, несколько превышающей среднене-дельную $Q_{\text{гвс}}^{\text{ср.н}}$. Это объясняется тем, что при нагрузке горячего водоснабжения $Q_{\text{гвс}}$ более высокой, чем $Q_{\text{гвс}}^{\text{ср.н}}$, по которой выбирается площадь поверхности нагрева подогревателя нижней ступени, разность нагрузок $Q_{\text{гвс}} - Q_{\text{гвс}}^{\text{ср.н}}$ покрывается в основном подогревателем верхней ступени за счет теплоты воды подающей линии тепловой сети, что приводит к снижению отпуска теплоты на отопление. Поэтому из условия обеспечения суточного баланса теплоты на отопление при расчете температурного графика в качестве расчетной нагрузки горячего водоснабжения принимают не среднене-дельную, а так называемую балансовую нагрузку $Q_{\text{гвс}}^{\text{б}} = \varkappa_{\text{б}} Q_{\text{гвс}}^{\text{ср.н}}$, где $\varkappa_{\text{б}}$ – поправочный коэффициент для компенсации небаланса теплоты на отопление, вызываемого неравномерностью суточного графика горячего водоснабжения.

При искусственном выравнивании суточного графика горячего водоснабжения у абонентов с помощью аккумуляторов горячей воды $\varkappa_{\text{б}} = 1$. При отсутствии аккумуляторов можно принимать для жилых зданий ориентировочно $\varkappa_{\text{б}} = 1{,}2$. Возможные неточности, связанные с ориентировочным выбором значения $\varkappa_{\text{б}}$, устраняются путем проверочного расчета температурного графика центрального регулирования

по суточному тепловому балансу отопительных установок с типовым отношением нагрузок горячего водоснабжения и отопления.

Расчет температурного графика заключается в определении перепадов температур сетевой воды в подогревателе нижней ступени горячего водоснабжения δ_2 и подогревателей верхней ступени δ_1 при различных наружных температурах $t_н$ и балансовой нагрузке горячего водоснабжения $Q^б_{гвс}$. Расчет значений δ_2 и δ_1 проводится следующим образом. Задаются недогревом $\Delta t'''_н$ в нижней ступени, т.е. разностью между температурой обратной воды после системы отопления τ'''_{02} и температурой водопроводной воды после нижней ступени подогревателя $t'''_п$ при нагрузке $Q^б_{гвс}$ и наружной температуре $t_{н.и}$:

$$\Delta t'''_н = \tau'''_{02} - t'''_п . \qquad (2.28)$$

Предварительно можно принимать $\Delta t'''_н = 5...10$ °С.

Вычисляют перепад температур сетевой воды в нижней ступени подогревателя горячего водоснабжения при $Q^б_{гвс}$ и $t_{н.и}$ по формуле

$$\delta'''_2 = \rho^б_г \frac{t'''_п - t_х}{t_г - t_х}(\tau'_{01} - \tau'_{02}) , \qquad (2.29)$$

где $\rho^б_г = Q^б_{гвс} / Q'_o$; $t'''_п$ – температура водопроводной воды после нижней ступени подогревателя горячего водоснабжения; $t'''_n = t_x + \delta'''_2$; $t_х$ – температура холодной водопроводной воды.

Определяют значение δ_2 при $Q^б_{гвс}$ и любой наружной температуре $t_н$ из условия:

$\frac{\delta_2}{\delta'''_2} = \frac{\nabla}{\nabla'''} = (\tau_{02} - t_х)/(\tau'''_{02} - t_х)$ по формуле

$$\delta_2 = \delta'''_2(\tau_{02} - t_х)/(\tau'''_{02} - t_х) . \qquad (2.30)$$

При нагрузке горячего водоснабжения $Q^б_{гвс}$ суммарный перепад температур $\delta = \delta_1 + \delta_2$ постоянен при всех температурах наружного воздуха и равен

$$\delta = \rho^б_г (\tau'_{01} - \tau'_{02}). \qquad (2.31)$$

Перепад температур сетевой воды в верхней ступени подогревателя горячего водоснабжения при любой наружной температуре может быть найден по формуле

$$\delta_1 = \delta - \delta_2. \qquad (2.32)$$

Если расчетный недогрев воды в нижней ступени при наружной температуре $t_{н.и}$

$$\Delta t_{н}''' = \frac{\tau_{02}' - t_{г}}{\tau_{02}' - t_{х}}(\tau_{02}''' - t_{х}), \qquad (2.33)$$

то при расчетной наружной температуре $t_{н.о}$ «балансовая» нагрузка горячего водоснабжения $Q_{гвс}^{б}$ целиком покрывается за счет теплоты обратной воды после отопления и перепад $\delta_1 = 0$. По найденным значениям δ_2 и δ_1 и известным значениям температур воды в сети при чисто отопительной нагрузке τ_{01} и τ_{02} и любой наружной температуре в подающей и обратной линиях тепловой сети при «балансовой» нагрузке горячего водоснабжения легко определять τ_1 и τ_2:

$$\tau_1 = \tau_{01} + \delta_1, \quad \tau_2 = \tau_{02} - \delta_2. \qquad (2.34)$$

При центральном регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения температура сетевой воды в подающей линии тепловой сети при повышенных наружных температурах выше, чем по отопительному графику $\tau_1 > \tau_{01}$.

Это обстоятельство дает возможность сдвинуть наружную температуру излома графика $t_{н.и}$ в сторону более высоких $t_{н}$ и благодаря этому уменьшить диапазона излома графика в ряде случаев до нуля.

Такое решение существенно улучшает работу теплофикационной системы, но требует увеличения поверхностей нагрева подогревателей горячего водоснабжения (см. пунктир на рис. 2.10).

По приведенным выше формулам находят значения δ_1 и δ_2 для диапазона центрального качественного регулирования по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения, т.е. для диапазона наружных температур от $t_{н.о}$ до $t_{н.и}$.

На всем этом диапазоне расход сетевой воды у абонентов с типичным отношением нагрузок $\rho_{г.т}^{ср.н}$ практически постоянный $W = W'$.

В диапазоне излома температурного графика, т.е. в диапазоне наружных температур от $t_{н.и}$ до $t_{н.к}$, регулятор отопления, установленный на ГТП или МТП, снижает расход сетевой воды по мере повышения наружной температуры, так как температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети $\tau_1 = \tau_1'''$ превышает температуру, требующуюся для качественного регулирования тепловой нагрузки.

Для поддержания в этом диапазоне постоянного расхода воды непосредственно в отопительной установке должен включаться в работу смесительный насос на МТП или ГТП.

2.3.5. Центральное регулирование открытых систем теплоснабжения.

Центральное регулирование открытых систем теплоснабжения по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения производится обычно качественным или качественно-количественным методом при свободном располагаемом или постоянном напоре на коллекторах ТЭЦ.

Качественное регулирование. В зависимости от применяемых на ГТП или МТП типов регуляторов при центральном качественном регулировании по совмещенной нагрузке узлы присоединения абонентских установок к тепловой сети выполняются по различным схемам.

При применении регуляторов отопления для количественного регулирования отопительной нагрузки по внутренней температуре отапливаемых помещений эти регуляторы устанавливаются: при зависимой схеме присоединения – перед смесительными узлами отопительных установок (рис. 2.11 *а*); при независимой схеме присоединения — перед отопительными подогревателями (рис. 2.11 *б*).

Рис. 2.11. Схема абонентского ввода открытой системы теплоснабжения: *а*) при зависимом присоединении; *б*) при независимом присоединении отопительной установки; 1– регулятор отопления; 2 – регулятор температуры горячей воды; 3 – обратный затвор; 4 – отопительный прибор; 5 – водоразборный кран; 6 – элеватор; 7 – насос; 8 – ограничитель расхода; 9 – подогреватель отопления

При применении регуляторов расхода их устанавливают на подающей линии тепловой сети перед узлом отбора воды на горячее водоснабжение.

При применении регуляторов отопления, поддерживающих заданную температуру в отапливаемых помещениях, можно использовать температуру воды в подающей линии тепловой сети в качестве одного из маневренных параметров системы теплоснабжения. Такое решение повышает маневренную способность тепловой сети и позволяет обеспечить относительно качественное теплоснабжение абонентов, имеющих различное отношение $\rho_{г.т}^{ср.н}$ без установки дополнительных регуляторов.

При отсутствии у абонентов аккумуляторов горячей воды можно принимать для жилых зданий $\varkappa_б = 1{,}1$.

При применении как регуляторов отопления, так и регуляторов расхода задача расчета режима центрального регулирования заключается в определении температур воды τ_1 и τ_2 в подающей и обратной линиях тепловой сети при различных наружных температурах $t_н$ и балансовой нагрузке горячего водоснабжения $Q_{гвс}^{б}$.

На рис. 2.12 *а* показан температурный график открытой системы теплоснабжения при рассматриваемом методе качественного регулирования по совмещенной нагрузке и зависимом присоединении отопительной установки к тепловой сети (см. рис. 2.11 *б*), а на рис. 2.12 *б* – расход сетевой воды.

При качественном регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения эквивалент расхода воды в подающей линии тепловой сети в диапазоне наружных температур от $t_{н.о}$ до $t_{н.и}$ поддерживается постоянным, равным расчетному эквиваленту расхода воды на отопление $W_1 = W_1' = W_o' = Q_o' / \delta\,\tau_o'$; $\overline{W_1} = W_1 / W_o' = 1$.

Поэтому водоразбор из подающей линии снижает расход сетевой воды в систему отопления. Для предупреждения гидравлической и тепловой разрегулировки отопительных установок необходимо в узлах смешения устанавливать кроме струйного насоса (элеватора) также механический насос, как это показано на рис. 2.11 *а*.

Такое решение позволяет поддерживать постоянный расход воды в отопительной установке при переменном расходе сетевой воды, поступающей в систему отопления. В этом случае температурный режим непосредственно отопительной установки, т.е. температурный режим отопительных приборов, соответствует режиму качественного регу-

лирования. Поэтому температура обратной воды после отопительной установки τ_{02} соответствует уравнению (2.7).

Рис. 2.12. Графики при центральном качественном регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения (открытая система; зависимая схема присоединения отопительной установки): *а*) температурный; *б*) график расхода сетевой воды

Температура воды в подающей линии в диапазоне $t_{н.о}$ ... $t_{н.и}$ определяется на основе уравнения

$$(W'_o - W^{б}_{г.п})(\tau_1 - \tau_{02}) = Q_o, \qquad (2.35)$$

где $W^{б}_{г.п}$ – эквивалент расхода воды из подающей линии на горячее водоснабжение при балансовой нагрузке.

Поскольку $W'_o = Q'_o / \delta\tau'_o$; $W^{б}_{г.п} = \dfrac{\beta\rho^{б}_{г} Q'_o}{t_г - t_х}$; $Q_o = \overline{Q}^{р}_o Q'_o$; $\beta = \dfrac{t_г - \tau_{02}}{\tau_1 - \tau_{02}}$, то из совместного решения следует

$$\tau_1 = \tau_{02} + \delta\tau'_o\left(\frac{t_г - \tau_{02}}{t_г - t_х}\rho^{б}_{г} + \overline{Q}^{р}_o\right) = \tau_{01} + \delta\tau'_o\rho^{б}_{г}\frac{t_г - \tau_{02}}{t_г - t_х}. \qquad (2.36)$$

Из (2.36) следует, что при качественном регулировании открытых систем теплоснабжения по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения температура воды в подающей линии тепловой сети выше температуры в подающей линии при качественном регулировании по отопительной нагрузке (2.6) на величину, равную

$$\delta\tau'_o\rho^{б}_{г}\frac{t_г - \tau_{02}}{t_г - t_х}.$$

Поэтому при наружной температуре $t_н = t_{н\cdot г}$, когда $\tau_{02} = t_г$, указанная надбавка равна нулю. При наружных температурах $t_н < t_{н\cdot г}$ график температур подающей линии при качественном регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения совпадает с графиком качественного регулирования отопительной нагрузки $\tau_1 = \tau_{01}$ (см. (2.6)).

В диапазоне наружных температур $t_{н\cdot о} \ldots t_{н\cdot г}$, когда $\tau_{02} \geq t_г$, весь водоразбор осуществляется из обратной линии тепловой сети, ($\beta = 0$ и расход сетевой воды, поступающей в отопительную систему $W_o = W_o'$; $\overline{W}_o = 1$. В диапазоне наружных температур $t_{н.г} \ldots t_{н.и}$ водоразбор частично удовлетворяется из подающей линии тепловой сети. Доля водоразбора из подающей линии $\beta = (t_г - \tau_{02})/(\tau_1 - \tau_{02})$ возрастает от $\beta = 0$ при $t_н = t_{н\cdot г}$, когда $t_г = \tau_{02}$, до $\beta = 1$ при $t_н = t_{н.и}$, когда $t_г = \tau_1$.

Относительный эквивалент расхода сетевой воды на отопление в этом диапазоне

$$\overline{W}_o = \delta\tau_o' \frac{\overline{Q}_o}{\tau_1 - \tau_{02}}. \qquad (2.37)$$

В диапазоне наружных температур $t_{н.и} \ldots t_{н.\,к}$, когда $t_г = \tau_{01}$, $\beta = 1$ и весь расход воды на горячее водоснабжение отбирается только из подающей линии тепловой сети. В этом диапазоне эквивалент расхода воды в подающей линии тепловой сети

$$W_1 = W_o - W_г = \frac{Q_o^р}{\tau_1''' - \tau_{02}} + \frac{Q_г^б}{\tau_1''' - t_х} \qquad (2.38)$$

или

$$\overline{W}_1 = W_o / W_o' + W_г / W_o' = \delta\tau_o' \left(\frac{\overline{Q}_o^р}{\tau_1''' - \tau_{02}} + \frac{\rho_г^б}{\tau_1''' - t_х}\right). \qquad (2.39)$$

В правой части (2.38) первое слагаемое – эквивалент расхода сетевой воды на отопление, второе – на горячее водоснабжение.

Расход воды в обратной линии сети равен расходу в подающей линии минус расход на горячее водоснабжение:

$$W_2 = W_1 - W_г^б.$$

В диапазоне наружных температур $t_{н.о} \ldots t_{н.и}$

$$W_2 = W_o' - W_г^б \text{ или}$$

$$\frac{W_2}{W_o'} = \overline{W_2} = 1 - \frac{\delta\tau_o'\rho_г^б}{t_г - t_х}. \qquad (2.40)$$

При наружных температурах $t_{н.о}...t_{н.и}$ обратная вода после отопительной установки, отбираемая на горячее водоснабжение, имеет температуру $\tau_{02} > t_г$, причем температура τ_{02} возрастает при снижении $t_н$. Поэтому в этом диапазоне снижается эквивалент расхода воды на горячее водоснабжение и возрастает $\overline{W_2}$.

В диапазоне наружных температур $t_{н.и}...t_{н.к}$ эквивалент расхода воды в обратной линии равен расходу на отопление, поскольку вода на горячее водоснабжение отбирается только из подающей линии тепловой сети:

$$\overline{W_2} = \delta\tau_o' \frac{\overline{Q_o}^р}{\tau_1''' - \tau_{02}}. \qquad (2.41)$$

На рис. 2.11 *б* и центральном качественном регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения и центральном качественном регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения.

При использовании этой системы эквивалент расхода воды во вторичном контуре (между отопительным подогревателем и отопительной установкой) является постоянным при всех температурах отопительного периода W_o = const. Значение W_o зависит от расчетного перепада температур $\delta\tau_o'$, принятого для вторичного контура. При заданной балансовой нагрузке горячего водоснабжения $Q_{гвс}^б$ эквиваленты расхода воды в подающей и обратной линиях первичной сети W_1 и W_2 связаны уравнением

$$W_1 = W_2 + W_г^б = \text{const},$$

причем

$$W_1 = Q_o'/\delta\tau', \qquad (2.42)$$

где $\delta\tau' = \tau_1' - \tau_2'$;

$$W_г^б = Q_{гвс}^б/(t_г - t_х). \qquad (2.43)$$

Температура в подающей и обратной линиях первичного контура τ_1 и τ_2 при больших значениях относительной отопительной нагрузки

$\overline{Q}_o$, когда $\tau_2 > t_г$, т.е. когда вода для горячего водоснабжения отбирается только из обратной линии тепловой сети ($\beta = 0$), определяется по (2.11—2.13) для качественного регулирования отопительной нагрузки при независимой схеме присоединения отопительных установок.

При $\tau_2 < t_г$ расчет температуры воды в подающей и обратной линиях тепловой сети первичного контура при заданной балансовой нагрузке горячего водоснабжения и различных относительных значениях отопительной нагрузки $\overline{Q}_г^р$ проводится следующим образом.

Определяют относительный расход греющей воды через отопительный подогреватель по следующему уравнению:

$$\overline{W}_т\left(\frac{W'_т}{W_г^б}+\frac{t_г-\tau_{02}}{\delta\tau'}\frac{1}{\overline{Q}_г^р}-a\frac{\delta\tau'_o}{\delta\tau'}\right)-\frac{1}{\Phi_т}\sqrt{\overline{W}_т\frac{\delta\tau'_o}{\delta\tau'}}-\left(\frac{W'_т}{W_г^б}-1+b\right)=0, \quad (2.44)$$

где $\overline{W}_т = W_т/W'_т = W_т/W'_1$; τ_{02} – температура обратной воды после отопительной установки при отопительной нагрузке $\overline{Q}_г^р$.

Параметр отопительного подогревателя $\Phi_т$ определяют по известным данным для его расчетного режима

$$\Phi_т = \frac{kS}{W'_o} = \frac{Q'_o/\Delta t'_o}{Q'_o/\delta\tau'_0} = \frac{\delta\tau'_o}{\Delta t'_o}, \quad (2.45)$$

где k – коэффициент теплопередачи подогревателя; S – площадь поверхности теплообмена; $\delta\tau'_o$ – перепад температуры сетевой воды в отопительной установке; $\Delta t'_o$ – средняя разность температур в отопительном приборе между греющей водой и воздухом в отаапливаемом помещении при расчетном режиме, т.е. при наружной температуре $t_{н.о}$.

Для секционных водо-водяных подогревателей $a = 0{,}35$, $b = 0{,}65$.

Находят температуру воды в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети по (2.11 —2.13).

В табл. 2.3 приведены значения τ_1; τ_2, при открытой системе теплоснабжения и зависимой схеме присоединения.

При проведении расчета принято: $\tau'_{01} = 150°C$; $\tau'_{02} = 70°C$; $\varkappa_б = 1{,}1$.

В табл. 2.4 приведены те же величины, что и выше, но при независимой схеме присоединения. При проведении расчета принято: $\tau'_{01} = 130°C$; $\tau'_{02} = 70°C$; $\varkappa_б = 1{,}1$.

Таблица 2.3

Температура и относительный расход воды на отопление при центральном качественном регулировании по совмещенной нагрузки отопления и горячего водоснабжения и зависимой схеме присоединения отопительных установок (открытая система)

$\overline{Q}_г^р$	$\rho_г^{ср.н} = 0$			$\rho_г^{ср.н} = 0{,}15$			$\rho_г^{ср.н} = 0{,}3$		
	τ_1	τ_2	$\overline{W}_0$	τ_1	τ_2	$\overline{W}_0$	τ_1	τ_2	$\overline{W}_0$
1	150	70	1,0	150	70	1,0	150	70	1,0
0,8	126	62	1,0	126	62	1,0	126	62	1,0
0,6	101,5	53,5	1,0	103	53,5	0,97	104,6	53,5	0,94
0,4	76	44	1,0	79,8	44	0,894	83,7	44	0,806
0,3	62,9	38,9	1,0	68	38,9	0,825	73	38,9	0,703
0,28	60,2	37,8	1,0	65,5	37,8	0,809	70,8	37,8	0,679
0,25	56,2	36,2	1,0	61,2	36,2	0,8	67,6	36,2	0,636
0,2	49,3	33,3	1,0	60	33,3	0,6	62,1	33,3	0,555

Таблица 2.4

Температура и относительный расход сетевой воды через отопительный водоподогреватель при центральном качественном регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения и независимой схеме присоединения отопительных установок

$\overline{Q}_г^р$	$\rho_г^{ср.н} = 0$			$\rho_г^{ср.н} = 0{,}15$			$\rho_г^{ср.н} = 0{,}3$		
	τ_1	τ_2	$\overline{W}_т$	τ_1	τ_2	$\overline{W}_т$	τ_1	τ_2	$\overline{W}_т$
1,0	150	75	1,0	150	75	1,0	150	75	1,0
0,8	126,7	66,7	1,0	126,7	66,7	1,0	126,7	66,7	1,0
0,6	102,1	57,1	1,0	102,2	56,5	0,985	103	56,5	0,97
0,4	76,4	46,4	1,0	78,5	45,2	0,895	81,5	44,7	0,815
0,28	61	40,0	1,0	65,0	39,6	0,82	69,5	39,0	0,69
1,0	180	75	1,0	180	75	1,0	180	75	1,0
0,8	148,3	64,3	1,0	148,3	64,3	1,0	148,3	64,3	1,0
0,6	118,3	55,3	1,0	120	55,3	0,98	121	54,6	0,94
0,4	87,2	45,2	1,0	91,5	44,7	0,895	96,3	44	0,80
0,23	60	35,8	1,0	67,7	35,6	0,76	75,4	35,6	0,60

Качественно-количественное регулирование при свободном или постоянном располагаемом напоре на коллекторах ТЭЦ.

Принципиальная схема абонентского ввода при рассматриваемом методе регулирования отпуска теплоты показана на рис. 2.13.

Для получения одинакового закона изменения расхода воды у всех абонентов необходимо при начальной регулировке сети, которая производится при выключенном горячем водоснабжении, установить одинаковые напоры в подающей и обратной линиях на всех абонент-

ских вводах. Пьезометрический график изменения напора тепловой сети при начальной регулировке показан на рис. 2.14. При этом должны быть соблюдены следующие условия для напоров на всех абонентских вводах: $H_п$ = idem; $H_{об}$ = idem; $H_а$ = idem.

Рис. 2.13. Схема абонентского ввода в открытой системе теплоснабжения при центральном качественно-количественном регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения: 7 – постоянное гидравлическое сопротивление; остальные обозначения те же, что и на рис. 2.11

Рис. 2.14. Пьезометрический график открытой системы теплоснабжения

Все избытки напора при начальной регулировке должны гаситься постоянными сопротивлениями 7, установленными на вводе перед узлом водоразбора (см. рис. 2.13).

При данном методе регулирования расход воды в тепловой сети зависит от относительной нагрузки горячего водоснабжения и характера распределения этой нагрузки между подающей и обратной линиями тепловой сети.

Основной расчет центрального регулирования, т.е. расчет графика температур воды в подающей и обратной линиях тепловой сети ведется по типовому абоненту района и по средненедельной нагрузке горячего водоснабжения. Как показывают проведенные исследования, при этом, как правило, обеспечивается суточный баланс теплоты на отопление.

Расчетным уравнением для рассматриваемого метода центрального регулирования является уравнение гидравлики, связывающее потери давления в системе теплоснабжения с располагаемым перепадом давлений на коллекторах станции.

Для двух режимов работы тепловой сети, из которых при одном имеется водоразбор на горячее водоснабжение, а при другом водоразбор полностью отсутствует, можно написать следующие уравнения гидравлики:

$$s_{\text{п}}(V_o+\beta V_{\text{г}})^2+s_{\text{э}}V_o^2+s_o(V_o-(1-\beta)V_{\text{г}})^2=H_{\text{ст}}\,; \qquad (2.46)$$

$$(s_{\text{п}}+s_{\text{э}}+s_o)(V_o')^2=H_{\text{ст}}'\,, \qquad (2.47)$$

где V_o и $V_{\text{г}}$ – расходы сетевой воды на отопление и горячее водоснабжение при наличии водоразбора, м^3/с или м^3/ч; V_o' – расход сетевой воды на отопление при отсутствии водоразбора, м^3/с или м^3/ч; $H_{\text{ст}}$, $H_{\text{ст}}'$ – располагаемый напор на коллекторах станции при двух рассматриваемых режимах работы сети, м; $s_{\text{п}}$ $s_{\text{э}}$, s_o – сопротивления подающей линии тепловой сети, элеваторного узда и обратной линии тепловой сети, м·с^2/м^6 или м·ч^2/м^6 ; β – доля отбора воды на горячее водоснабжение из подающей линии тепловой сети.

Из совместного решения уравнений (2.46) и (2.47) получаем

$$\overline{V}_o=\overline{W}_{\text{о}}=\frac{\alpha}{\sqrt{\bar{s}_{\text{п}}\left(1+\beta\dfrac{V_{\text{г}}}{V_o}\right)^2+\bar{s}_{\text{э}}+\bar{s}_o\left[1-(1-\beta)\dfrac{V_{\text{г}}}{V_o}\right]^2}}\,, \qquad (2.48)$$

где $\overline{V}_o=\overline{W}_o=V_o/V_o'=W_o/W_o'$ – отношение расхода воды или эквивалента расхода воды на отопление при любом режиме к расходу или эквиваленту расхода воды при отсутствии водоразбора; $\alpha^2=H_{\text{ст}}/H_{ст}'$ – отношение располагаемого напора на коллекторах станции при любом режиме к располагаемому напору при отсутствии водоразбора (при поддержании на станции постоянного напора $\alpha^2=1$); $\bar{s}_{\text{п}}$, $\bar{s}_{\text{э}}$, $\bar{s}_o$ – относительные сопротивления подающей линии, элеваторного узла, обратной линии, $\bar{s}_{\text{п}}=s_{\text{п}}/s$; $\bar{s}_{\text{э}}=s_{\text{э}}/s$; $\bar{s}_o=s_o/s$; $s=s_{\text{п}}+s_{\text{э}}+s_o$.

Из совместного решения уравнений (2.11—2.13) и (2.25) выводится зависимость доли водоразбора из подающей линии сети от расхода воды на отопление и отопительной нагрузки:

$$\beta=\frac{\overline{W}_{\text{о}}}{\delta\tau_{\text{о}}'}\left(\frac{t_{\text{г}}-t_{\text{в.р}}}{\overline{Q}_o}-\frac{\Delta t_o'}{\overline{Q}_o^{0,2}}\right)+\frac{0,5}{1+u}\,, \qquad (2.49)$$

а из совместного решения (2.48) и (2.49) – зависимость для расчета относительного эквивалента расхода воды на отопление

$$\overline{W}_o=\frac{-n+\sqrt{n^2-4mp}}{2m}\,, \qquad (2.50)$$

где

$$
\left.
\begin{aligned}
&m = (\bar{s}_{\text{п}} + \bar{s}_{\text{о}})c^2 + \bar{s}_{\text{э}} \ ;\\
&n = 2\left(\frac{0{,}5}{1+u}\bar{s}_{\text{п}} - \frac{0{,}5+u}{1+u}\bar{s}_o\right)cd \ ;\\
&p = \left[\left(\frac{0{,}5}{1+\text{u}}\right)^2 \bar{s}_{\text{п}} + \left(\frac{0{,}5+u}{1+u}\right)^2 \bar{s}_o\right]d^2 - \alpha^2 \ ;\\
&c = 1 + \rho_{\text{г}}\frac{t_{\text{г}} - t_{\text{в.р}}}{t_{\text{г}} - t_{\text{х}}}\frac{1}{\overline{Q}_o^{\text{р}}} - \frac{\Delta t'_o}{t_{\text{г}} - t_{\text{х}}}\frac{\rho_{\text{г}}}{(\overline{Q}_o^{\text{р}})^{0,2}} \ ;\\
&d = \rho_{\text{г}}\frac{\delta\tau'_{\text{о}}}{t_{\text{г}} - t_{\text{х}}} \ ; \qquad \rho_{\text{г}} = \frac{Q_{\text{г}}}{Q'_o} \ .
\end{aligned}
\right\} \qquad (2.51)
$$

Если принять $\rho_{\text{г}} = \rho_{\text{г}}^{\text{ср.н}} = Q_{\text{гвс}}^{\text{ср.н}} / Q'_o$, то по уравнению (2.50) можно определить относительный эквивалент расхода воды на отопление при средненедельной нагрузке горячего водоснабжения при любой отопительной нагрузке $\overline{Q}_o^{\text{р}}$.

При $\rho_{\text{г}} = 0$; $d = 0$; $c = 1$; $p = -\alpha^2$; $n = 0$; $m = 1 \rightarrow \overline{W}_o = \sqrt{4\alpha^2} / \alpha = \alpha$.

На основе найденных значений $\overline{W}_o$ по (2.11—2.13) определяют температуру воды в подающих и обратных линиях тепловой сети.

Если найденное по (2.13) значение τ_2 удовлетворяет условию $\tau_2 < t_{\text{г}}$, то полученный результат не нуждается в уточнении. В том случае, когда найденное по (2.13) значение $\tau_2 > t_{\text{г}}$, следует провести корректировку $t_{\text{г}}$ путем подстановки в (2.50) значения $\tau_2 > t_{\text{г}}$, так как физически $t_{\text{г}}$ не может быть меньше τ_2. В этом случае задача решается методом последовательных приближений: уточняют значение $\overline{W}_o$ по (2.50) и вновь находят значения τ_1 и τ_2 по (2.11) и (2.13). Расчет считается законченным, когда полученное значение τ_2 совпадает со значением $t_{\text{г}}$, принятым в (2.51) при расчете $\overline{W}_o$.

Эквивалент расхода воды в подающей линии сети при любой нагрузке горячего водоснабжения

$$W_1 = W_o + \beta W_{\text{г}}, \qquad (2.52)$$

или в относительных величинах

$$\overline{W}_1 = \overline{W}_o + \beta \frac{W_г}{W'_o} = \overline{W}_o + \beta \rho_г \frac{\delta \tau'_o}{t_г - t_х}. \qquad (2.53)$$

Относительный эквивалент расхода воды в обратной линии тепловой сети

$$\overline{W}_2 = \overline{W}_o - (1-\beta)\rho_г \frac{\delta \tau'_o}{t_г - t_х}. \qquad (7.54)$$

На рис. 2.15 и в табл. 2.5 приведены графики температур и расхода воды при открытой системе теплоснабжения и постоянном напоре на коллекторах ТЭЦ. При расчете принято: $\bar{s}_п = \bar{s}_o = 0{,}4$; $\bar{s}_э = 0{,}2$; $\tau'_{01} = 150$ °С; $\tau'_{02} = 70$ °С; $t_г = 60$ °С; $t_х = 5$ °С; $Q_{гвс}^{ср.н} = \text{const}$.

Рис. 2.15. Графики открытой системы теплоснабжения при центральном качественно-количественном регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения и постоянном располагаемом напоре на ТЭЦ : *а*) температурный; *б*) график (эквивалентов) расходов сетевой воды; – – – $Q_г = 0$; ——— $Q_{гвс}^{ср.н} / Q'_o = 0{,}3$

Таблица 2.5

Температура и относительный расход воды в тепловой сети и отопительной системе при постоянном располагаемом напоре на коллекторах станции и центральном регулировании по совмещенной нагрузки отопления и горячего водоснабжения

$\overline{Q}_o^р$	$\rho_г^{ср.н} = 0$			$\rho_г^{ср.н} = 0{,}15$					$\rho_г^{ср.н} = 0{,}3$				
	$\tau_1=\tau_{01}$	$\tau_2=\tau_{02}$	$\overline{W}_o$	τ_1	τ_2	$\overline{W}_o$	$\overline{W}_1$	$\overline{W}_2$	τ_1	τ_2	$\overline{W}_o$	$\overline{W}_1$	$\overline{W}_2$
1,0	150	70	1,0	145,5	70,7	1,07	1,07	0,89	141	70,5	1,13	1,13	0,76
0,8	126	62	1,0	121,8	62,6	1,08	1,08	0,87	119	63,6	1,15	1,15	0,74
0,6	101,5	53,5	1,0	99	53,8	1,06	1,09	0,87	97,5	54,3	1,11	1,17	0,73
0,4	76	44	1,0	76,3	44,0	0,99	1,10	0,88	76,6	43,9	0,98	1,19	0,75
0,3	62,8	38,8	1,0	64,2	38,6	0,936	1,105	0,885	66	38,5	0,87	1,21	0,77
0,25	56,2	36,2	1,0	58,2	35,8	0,89	1,11	0,89	60,5	35,5	0,80	1,23	0,79

В некоторых случаях начальная регулировка (дросселирование) абонентских вводов производится не по «горизонтальной дорожке», показан ной на рис. 2.14, а по «наклонной», показанной на рис. 2.16 *а*. В этом случае все избытки напора при начальной регулировке гасятся постоянными сопротивлениями (дроссельными шайбами), устанавливаемыми только на подающих линиях вводов, перед узлами водоразбора (рис. 2.16 *б*). При такой начальной регулировке соблюдается только условие $H_а$ = idem. Что же касается полных напоров в подающей и обратной линиях в узлах водоразбора ($H_п = H_{об}$), то они различны вдоль сети. Они имеют минимальные значения у абонентов, ближайших к станции, и максимальные у концевых абонентов. При таком методе диафрагмирования полное значение включаемого постоянного сопротивления $s_{п.с}$ на абонентском вводе такое же, как и при диафрагмировании по «горизонтальной дорожке». Однако в данном случае все сопротивление включается на подающей линии ввода, в то время как при «горизонтальной дорожке» половина сопротивления включается в подающем трубопроводе и половина – в обратном.

2.16. При начальной регулировке по «наклонной дорожке»: *а*) пьезометрический график; *б*) принципиальная схема сети

Рис. 2.17. Характер изменения вдоль сети относительного расхода воды на отопление:
1 – водразбор отсутствует; 2 – водоразбор только из подающей линии (β = 1): 3– водразбор только из обратной линии (β = 0)

Поскольку при водоразборе расход воды в подающем трубопроводе больше, чем в обратном, то при диафрагмировании по «наклонной дорожке» потеря давления в диафрагме больше, чем при дифрагмировании по «горизонтальной дорожке». Так как включаемое сопротивление тем больше, чем ближе абонент к станции, то при водоразборе возрастает потеря давления *у* ближайших к станции абонентов, что

создает более благоприятные условия для концевых абонентов. При этом получается разрегулировке вдоль сети, так как относительное изменение пягходов воды на отопление различно, однако концевых абонентов при водоразборе расход воды на отопление больше, чем у абонентов, ближайших к станции. Как видно из рис. 2.17, при водоразборе из подающей линии, так же как и при водоразборе из обратной линии, расход воды на отопление у концевых абонентов такой же как у абонентов, присоединенных к начальным участкам сети. Такой метод начальной регулировки представляет интерес для систем теплоснабжения с недостаточными располагаемыми напорами на концевых участках.

2.4. Выбор метода центрального регулирования отпуска теплоты

Центральное регулирование отпуска теплоты должно ориентироваться на основную тепловую нагрузку района. При разнородной тепловой нагрузке наряду с центральным регулированием должно проводиться регулирование всех видов тепловой нагрузки: групповое или местное в узлах присоединения групп однотипных приборов и индивидуальное – на теплопотребляющих приборах.

Групповое или местное регулирование отопительной нагрузки может проводиться по различным импульсам: по усредненной температуре наружного воздуха за сравнительно длительный период времени (6...12 ч); по усредненной внутренней температуре представительных помещений; по внутренней температуре устройства, моделирующего тепловой режим зданий. Регулируемым параметром должен являться суммарный расход сетевой воды на здание или группу зданий или расход сетевой воды на отдельные виды тепловой нагрузки (отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение и др.).

Система группового или местного автоматического регулирования не должна допускать увеличения суммарного расхода сетевой воды выше заданного расчетного значения.

При осуществлении в узлах присоединения абонентских установок количественного регулирования всех видов тепловой нагрузки наиболее целесообразным методом центрального регулирования совмещенной нагрузки является качественное регулирование. В этих условиях этот вид центрального регулирования целесообразно применять при любом отношении расчетных нагрузок горячего водоснабжения и отопления $\rho_{г}^{ср.н}$.

При таком решении обеспечивается максимальная комбинированная выработка электрической энергии на базе теплового потребления и качественное и экономичное теплоснабжение абонентов при минимальном расходе воды в сети.

Условия работы системы теплоснабжения существенно изменяются, когда местное или групповое регулирование отопительной нагрузки совсем не производится или же в узлах присоединения устанавливаются регуляторы расхода, которые по принципу работы не контролируют температурный режим отапливаемых помещений. В этом случае выбор системы центрального регулирования отпуска теплоты зависит от структуры тепловой нагрузки района и гидравлической устойчивости тепловой сети.

В закрытых системах теплоснабжения при наличии в районе кроме отопления также нагрузки горячего водоснабжения применяется, как правило, центральное качественное регулирование. Если у большинства абонентов имеются оба вида нагрузки – отопление и горячее водоснабжение, то центральное регулирование целесообразно проводить по совмещенной нагрузке, в противном случае центральное регулирование целесообразно вести по отопительной нагрузке.

В открытых системах теплоснабжения, в сетях с повышенной гидравлической устойчивостью (отношение располагаемого напора у концевого абонента сети к располагаемому напору на коллекторах станции около 0,4 и более) при наличии у большинства абонентов кроме отопления нагрузки горячего водоснабжения применяется качественно-количественное регулирование по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения.

В сетях с низкой гидравлической устойчивостью целесообразно применять качественное регулирование.

2.5. Режим отпуска теплоты от ТЭЦ

При удовлетворении от ТЭЦ сезонной нагрузки (отопление, вентиляция), а также сезонной нагрузки и горячего водоснабжения тепловая нагрузка теплофикационных турбин и параметры пара в отборе должны изменяться в зависимости от температуры наружного воздуха.

При понижении температуры наружного воздуха увеличивается тепловая нагрузка района. Одновременно должна повышаться температура воды в тепловой сети, а для этого необходимо повышать давление отработавшего пара, используемого для подогрева воды. При расчетной наружной температуре тепловая нагрузка района достигает

максимума. Однако длительность стояния наиболее низких температур отопительного периода обычно невелика, поэтому максимальный отпуск теплоты имеет кратковременный характер.

Если тепловая мощность отборов турбин выбирается по максимуму тепловой нагрузки, присоединенной к ТЭЦ, то годовая длительность использования максимума тепловой мощности отборов мала, так как большую часть года они недогружаются. В то же время по условиям покрытия графика электрической нагрузки энергосистемы число часов использования максимума электрической мощности теплофикационных турбин должно составлять обычно около 5...6 тыс. ч/год. Это приводит к существенному увеличению доли конденсационной выработки в годовом производстве электрической энергии на ТЭЦ. Прямым следствием такого решения является перерасход топлива в энергосистеме, поскольку расход топлива на конденсационную выработку электрической энергии на ТЭЦ больше, чем на конденсационных тепловых электростанциях с теми же начальными параметрами. Завышение электрической мощности ТЭЦ вызывает также неоправданный перерасход капиталовложений из-за более высокой удельной стоимости ТЭЦ по сравнению с современными мощными конденсационными электростанциями.

Для уменьшения конденсационной выработки электрической энергии на ТЭЦ целесообразно максимум сезонной тепловой нагрузки покрывать отработавшим паром теплофикационных турбин не полностью, а частично. Часть теплоты целесообразно отпускать непосредственно из котлов. Максимальный отпуск теплоты в системе теплоснабжения можно представить как сумму двух слагаемых

$$Q'_{\text{т}} = Q'_{\text{отб}} + Q'_{\text{п}}, \qquad (2.55)$$

где $Q'_{\text{т}}$ – расчетная тепловая нагрузка системы; $Q'_{\text{отб}}$ – расчетная тепловая нагрузка отборов теплофикационных турбин; $Q'_{\text{п}}$ – пиковая тепловая нагрузка, покрываемая непосредственно от котлов.

Доля расчетной тепловой нагрузки системы, удовлетворяемая из отборов турбин, называется коэффициентом теплофикации:

$$\alpha_{\text{т}} = Q'_{\text{отб}} / Q'_{\text{т}}. \qquad (2.56)$$

На рис. 2.18 показано распределение тепловой нагрузки ТЭЦ между отбором и пиковыми котлами при $\alpha_{\text{т}} < 1$.

Часть тепловой нагрузки (площадка *abc)* покрывается непосредственно из котлов. При максимальной тепловой нагрузке от котлов по-

крывается значительная доля, обычно около 50 % расчетной тепловой нагрузки. Однако от годового отпуска теплоты доля теплоты из котлов весьма невелика (отношение площади *abc* к площади 0*bcdkl*0 обычно составляет 15...18 %).

Рис. 2.18. Характер покрытия тепловой нагрузки ТЭЦ

Для выяснения режима работы теплофикационного оборудования, определения давления пара в регулируемых отборах теплофикационных турбин, подсчета годового расхода топлива на ТЭЦ при различных методах регулирования отпуска теплоты и разных коэффициентах теплофикации удобно пользоваться годовыми графиками продолжительности тепловой нагрузки и параметров теплоносителя.

На рис. 2.19 приведены для иллюстрации такие графики для ТЭЦ с расчетной тепловой нагрузкой $Q'_т$. Располагаемая тепловая мощность отборов теплофикационных турбин равна $Q'_{отб}$ располагаемая мощность пиковых котлов $Q'_п$. На рис. 2.19 *а* слева показана зависимость тепловой нагрузки от наружной температуры (кривая *abcdek*0). При наружной температуре $t_{нα}$ тепловая нагрузка системы равна тепловой мощности теплофикационных турбин. При тепловой нагрузке $Q < Q'_{отб}$ тепловое потребление удовлетворяется отработавшим паром от теплофикационных турбин. Как видно из рис. 2.19 *а*, такое положение имеет место при температурах на ружного воздуха $t_н \geq t_{нα}$. При температурах наружного воздуха $t_н < t_{нα}$ тепловая нагрузка системы превышает тепловую мощность теплофикационных турбин $Q_т > Q'_{отб}$, и поэтому для покрытия тепловой нагрузки кроме теплоты из отборов турбин используется также теплота непосредственно из котлов. При расчетной наружной температуре $t_{н.о}$ тепловая нагрузка системы достигает максимального значения $Q'_т$. При этом режиме отдача теплоты от пиковых котлов в тепловую сеть также достигает максимального значения $Q'_п$.

На рис. 2.19 *а* справа нанесен график тепловой нагрузки района по продолжительности (кривая *almnps*0). Ордината любой точки этого графика равна часовой тепловой нагрузке системы при данной темпе-

ратуре наружного воздуха, а абсцисса – годовой длительности стояния температур наружного воздуха, равных и ниже данной. Площадь *almnps*0, эквивалентная годовому расходу теплоты, слагается из двух площадей: 0*rlmnps*0, эквивалентной годовому расходу теплоты из отборов теплофикационных турбин, и *ralr,* эквивалентной годовому расходу теплоты из пиковых котлов.

Как видно из рис. 2.19 *а*, расчетный максимум тепловой нагрузки покрывается в данном случае поровну из отборов турбин и из котлов, так как $Q'_{отб}/Q'_{т} = \alpha_{т} = 0{,}5$. Однако годовой отпуск теплоты из отборов значительно больше годового отпуска теплоты непосредственно из котлов, так как длительность стояния низких наружных температур невелика.

На рис. 2.19 *б* показаны зависимости температуры воды в сети: слева – от наружной температуры $t_{н}$, справа – от длительности «стояния» $t_{н}$ в отопительном периоде (τ_1 – температура воды в подающей линии тепловой сети; $\tau_{отб}$ – температура сетевой воды после теплофикационных подогревателей; τ_2 – температура воды в обратной линии тепловой сети; $\delta\tau$ – перепад температур сетевой воды: $\delta\tau = \tau_1 - \tau_2$; $\delta\tau_{отб}$ – перепад температуры сетевой воды в теплофикационных подогревателях ТЭЦ, получаемый за счет теплоты отработавшего пара теплофикационных турбин; $\delta\tau_{п}$ – перепад температуры сетевой воды за счет теплоты, взятой непосредственно из котлов).

Рис. 2.19. Годовые графики продолжительности тепловой нагрузки и параметров теплоносителя

При любой наружной температуре выполняются условия

$$\delta\tau_{отб}/\delta\tau = Q_{отб}/Q_{т};\ \ \delta\tau_{п}/\delta\tau = Q_{п}/Q_{т}.$$

С помощью графика на рис. 2.19 легко определить режим давления пара в отборах теплофикационных турбин и пиковых котлов. На

основе годового графика продолжительности тепловой нагрузки и параметров теплоносителя легко подсчитать годовую комбинированную выработку электрической энергии. При предварительных расчетах ее значение может быть определено по среднегодовой температуре насыщения пара в условном теплофикационном отборе, эквивалентном удельной комбинированной выработке в реальном отборе.

Среднегодовая температура насыщения пара в условном теплофикационном отборе:

$$t_{\text{ср}}^{\text{год}} = \Sigma(t_{\text{усл}}^{i} Q_{\text{отб}}^{i}) / Q_{\text{отб}}^{\text{год}}, \qquad (2.57)$$

где $t_{\text{усл}}^{i}$ – температура насыщения пара в условном теплофикационном отборе при данном режиме работы турбины; $Q_{\text{отб}}^{i}$ – отпуск теплоты из теплофикационных отборов при данном режиме работы турбины; $Q_{\text{отб}}^{\text{год}}$ – годовой отпуск теплоты из теплофикационных отборов.

Температура $t_{\text{усл}}^{i}$ зависит от температур сетевой воды на входе в подогревательную установку ТЭЦ и выходе из нее (τ_2 и τ_1), коэффициента теплофикации $\alpha_{\text{т}}$, числа последовательно включенных ступеней подогрева и характера распределения между ними тепловой нагрузки.

Значение $t_{\text{усл}}^{i}$ можно определить по формуле

$$t_{\text{усл}}^{i} = a\tau_2 + b\tau_1 + \Delta t_{\text{н}}, \qquad (2.58)$$

где τ_1 – температура воды на выходе из подогревательной установки (в подающей линии тепловой сети), °С; $\Delta t_{\text{н}}$ – среднее значение недогрева воды в теплофикационных подогревателях, т.е. разность между температурой насыщения греющего пара и температурой воды на выходе из подогревателя, °С (для предварительных расчетов можно принимать $\Delta t_{\text{н}} = 5$ °С); a и b – коэффициенты, значение которых зависит от коэффициента теплофикации, числа последовательно включенных отборов турбины и характера распределения между ними тепловой нагрузки, $a + b = 1$.

При трехступеньчатом теплофикационном подогреве

$$a = 1 - (\varphi_1^2 + \varphi_2^2 + \varphi_3^2 + \varphi_1\varphi_2 + \varphi_1\varphi_3 + \varphi_2\varphi_3)/\alpha_{\text{т}}, \qquad (2.59)$$

где φ_1, φ_2, φ_3 – доли от суммарной тепловой нагрузки (включая пиковую), удовлетворяемые от последовательно включенных по сетевой

воде соответственно первого, второго и третьего теплофикационных подогревателей: $\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 = \alpha_т$.

Индекс при φ соответствует уровню давления в отборах турбин. Индекс 1 присвоен подогревателю самого низкого давления отбора.

В частном случае при $\alpha_т = 0{,}5$ и равномерном распределений тепловой нагрузки между отборами турбин $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_3 = 0{,}167$; $a = 0{,}667$; $b = 0{,}333$. На рис. 2.20 показана зависимость коэффициентов a и b в (2.58) от коэффициента теплофикации $\alpha_т$ и числа ступеней теплофикационного подогрева сетевой воды при равномерном распределении тепловой нагрузки между теплофикационными подогревателями.

С увеличением числа ступеней подогрева растет коэффициент a и снижается коэффициент b, что при прочих равных условиях приводит к снижению средней температуры $t^i_{усл}$ отвода теплоты из теплофикационного цикла.

Рис. 2.20. Зависимость коэффициентов a и b в (7.58) от $\tau_т$ и числа ступеней теплофикационного отбора при φ =idem:
1 – одна ступень; 2 – две ступени; 3 – три ступени подогрева

При неизменном числе ступеней подогрева увеличение коэффициента теплофикации приводит к снижению коэффициента a и увеличению коэффициента b, что при прочих равных условиях приводит к повышению средней температуры отвода теплоты из цикла.

Однако отсюда не следует, что повышение коэффициента теплофикации $\alpha_т$ приводит к снижению комбинированной выработки электрической энергии на ТЭЦ.

Увеличение $\alpha_т$ приводит к повышению $t^i_{усл}$, что эквивалентно снижению удельной комбинированной выработки, но зато при этом возрастает абсолютное количество теплоты, отводимое из отборов турбин. Поэтому при заданной расчетной тепловой нагрузке района увеличение $\alpha_т$ приводит к увеличению абсолютного значения комбинированной электрической энергии, хотя и не пропорционально количеству теплоты, отведенной из отборов турбин.

Зависимость изменения средней температуры $t^i_{усл}$ от изменения температур сетевой воды на входе и выходе из подогревательной установки определяется уравнением

$$d\,t^i_{усл} = a + b\,d\tau_1. \qquad (2.60)$$

Как видно из уравнения (7.60), изменение температур τ_2 и τ_1 на одно и то же значение вызывает разное изменение $d\,t^i_{усл}$ в зависимости от значений коэффициентов *a* и *b*.

2.6. Распределение тепловой нагрузки между котлами

Около крупных городов и промышленных районов для обеспечения пиковой части сезонной тепловой нагрузки используются мощные водогрейные котлы. Для покрытия пиковой части тепловой нагрузки могут быть также использованы паровые котлы низкого и среднего давления. Такое решение может оказаться более предпочтительным при работе на твердом топливе в связи с усложнением в этом случае конструкции водогрейных котлов.

При использовании паровых котлов сетевая вода после теплофикационных подогревателей проходит через пиковые пароводяные подогреватели, в которых осуществляется ее дополнительный подогрев за счет теплоты пара из пиковых паровых котлов.

На рис. 2.21 показана принципиальная схема включения ТЭЦ и пиковых котельных. В данном случае в районе имеются два источника теплоснабжения: ТЭЦ и пиковая котельная района (ПКР) 4. К воде, циркулирующей в тепловой сети, теплота подводится из отборов теплофикационных турбин 1 в подогревателях 2 и в пиковой котельной (ПКТ) 3, расположенной на ТЭЦ. Сетевые подогреватели, питаемые из отборов теплофикационных турбин, и пиковая котельная ТЭЦ включены последовательно по сетевой воде.

Тепловые потребители, расположенные между ТЭЦ и ПКР 4, снабжаются теплотой из подающей магистрали сети, температура в которой определяется режимом подогрева на ТЭЦ. Эти потребители в дальнейшем будут называться неавтономными *Н*. Когда график температур воды, поступающей от ТЭЦ, не соответствует режиму теплопотребления неавтономных абонентов, в системе распределения теплоты должна быть установлена насосная подстанция 11, при помощи которой может корректироваться температурный график этих абонентов.

Часть воды поступает к автономным абонентам *А,* тепловые сети которых могут питаться теплотой как от ТЭЦ, так и от пиковой котельной района 4. Для того чтобы в системе теплоснабжения автономных абонентов мог поддерживаться стабильный гидравлический режим, в месте присоединения магистральных тепловых сетей к пиковой котельной района должны быть установлены подмешивающие насосы 12.

Рис. 2.21. Схема включения ТЭЦ и пиковых котельных:
1 – турбина; 2 – теплофикационный подогреватель; 3 – пиковая котельная ТЭЦ; 4 – пиковая котельная района; 5 – сетевой насос; 6 – подпиточный насос; 7 – регулятор подпитки; 8 – тепловая сеть; 9 – распределительная сеть неавтономного района *Н*; 10 – распределительная сеть автономного района *А*; 11 – подмешивающие насосы неавтономного района; 12 – подмешивающие насосы автономного района; 13 – элеваторный узел; 14 – система отопления

На рис. 2.22 приведен график отопительно-бытовой тепловой нагрузки $Q = f(t_н)$ и показан характер его покрытия различными тепловыми источниками. Тепловая мощность отборов теплофикационных турбин на ТЭЦ равна $Q'_{отб}$. За счет теплоты из отборов турбин удовлетворяется базовая часть теплового графика. При температуре наружного воздуха ниже $t_{нα}$ в дополнение к отборам турбин в работу включаются пиковые котельные. В первую очередь начинает работать пиковая котельная ТЭЦ. При температуре наружного воздуха $t_{нω}$ тепловое потребление района равно тепловой мощности ТЭЦ $Q'_т$, которая складывается из тепловой мощности отборов $Q'_{отб}$ и тепловой мощности пиковой котельной $Q'_{п.т}$:

$$Q'_т = Q'_{отб} + Q'_{п.т}. \qquad (2.61)$$

При температурах наружного воздуха ниже $t_{нω}$ тепловое потребление района превышает тепловую мощность ТЭЦ и в работу включается пиковая котельная района.

При расчетной температуре наружного воздуха $t_{н.о}$ для удовлетворения теплового потребления района $Q'_р$ используется суммарная тепловая мощность ТЭЦ и пиковой котельной района:

$$Q'_р = Q'_т + Q'_{п.р} = Q'_{отб} + Q'_{п.т} + Q'_{п.р} = Q'_{отб} + Q'_п, \quad (2.62)$$

где $Q'_п$ – суммарная пиковая мощность.

Рис. 2.22. График тепловой нагрузки

При наружных температурах выше $t_{нω}$ вся тепловая нагрузка района удовлетворяется целиком от ТЭЦ и теплофикационное оборудование работает по обычному режиму. При наружных температурах ниже $t_{нω}$ режим работы несколько усложняется, поскольку тепловое потребление района обеспечивается одновременно от двух источников – ТЭЦ и пиковой котельной района.

Для упрощения работы системы теплоснабжения целесообразно выбрать такой метод регулирования отпуска теплоты, при котором в магистральной тепловой сети в течение всего отопительного периода выдерживается расчетный график температур, соответствующий качественному регулированию отопления или совмещенной нагрузки отопления и горячего водоснабжения. В этом случае отпадает необходимость в постоянной работе насосных смесительных подстанций 11 у неавтономных абонентов, так как удельный расход сетевой воды на единицу расчетной тепловой нагрузки в разводящих сетях неавтономных абонентов совпадает с удельным расходом воды в магистральных тепловых сетях.

При проведении такого регулирования расход сетевой воды через теплофикационную установку ТЭЦ должен постепенно уменьшаться при снижении наружной температуры от $t_{нω}$ до $t_{н.о}$, так как располагаемая тепловая мощность ТЭЦ $Q'_т$ полностью используется уже при наружной температуре $t_{нω}$ и поэтому не может быть увеличена, а перепад температур сетевой воды на ТЭЦ ($\tau_1 - \tau_2$) при центральном качественном регулировании должен увеличиваться при снижении наружной температуры.

Поскольку в диапазоне наружных температур от $t_{нω}$ до $t_{н.о}$ тепловая мощность отборов теплофикационных турбин $Q'_{отб}$ должна оставаться постоянной, а расход сетевой воды через теплоподготовительную установку ТЭЦ уменьшается, то появляется необходимость повышения температуры подогрева воды в теплофикационных подогревателях и растет давление пара в отборах теплофикационных турбин. В результате в этом диапазоне несколько уменьшается удельная комбинированная выработка электрической энергии.

На рис. 2.23 показаны графики температур и расхода воды при рассматриваемом методе регулирования отпуска теплоты. При температурах наружного воздуха выше $t_{нω}$ от ТЭЦ в тепловую сеть поступает эквивалент расхода сетевой воды, равный $W_т$. Этот эквивалент расхода воды распределяется между неавтономными и автономными абонентами: $W_т = W_H + W_A$.

Рис. 2.23. Режим совместной работы ТЭЦ и пиковых котельных: *а*) температурный, *б*) гидравлический режимы температуры воды; *I* – в подающем трубопроводе; *II* – после теплофикационного подогревателя; *III* – в обратном трукбопроводе

В диапазоне температур наружного воздуха от $t_{нω}$ до $t_{н.о}$ расход воды, подаваемой от ТЭЦ, уменьшается. Минимальная подача воды от ТЭЦ $W'_т$ имеет место при расчетной температуре наружного воздуха $t_{н.о}$. Этот расход воды меньше суммарного расчетного расхода воды у абонентов. Для обеспечения при этом режиме расчетного расхода воды в системе теплоснабжения автономных абонентов должна быть включена насосная подстанция 12 (см. рис. 2.21) производительностью $W_{нA}$ (см. рис. 2.23).

3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РЕЖИМ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

3.1. Задачи гидравлического расчета и конфигурации тепловых сетей

При проектировании тепловых сетей в гидравлический расчет входят следующие задачи:

1) определение диаметров трубопроводов;
2) определение падения давления теплоносителя (напора);
3) определение давлений (напоров) в различных точках сети;
4) увязка всех точек системы при статическом и динамическом режимах с целью обеспечения допустимых давлений и требуемых напоров в сети и абонентских системах.

В некоторых случаях может быть поставлена также задача определения пропускной способности трубопроводов при известном их диаметре и заданной потере давления.

Результаты гидравлического расчета дают следующий исходный материал:

1) для определения капиталовложений, расхода металла (труб) и основного объема работ по сооружению тепловой сети;
2) установления характеристик циркуляционных и подпиточных насосов, количества насосов и их размещения;
3) выяснения условий работы источников теплоты, тепловой сети и абонентских систем и выбора схем присоединения теплопотребляющих установок к тепловой сети;
4) выбора средств авторегулирования в тепловой сети на ГТП, МТП и на абонентских вводах;
5) разработки режимов эксплуатации систем теплоснабжения.

Для проведения гидравлического расчета должны быть заданы схема и профиль тепловой сети, указаны размещение источников теплоты и потребителей и расчетные нагрузки.

Схема тепловой сети определяется размещением источников теплоты (ТЭЦ или котельных) по отношению к району теплового потребления, характером тепловой нагрузки потребителей района и видом теплоносителя.

Пар в качестве теплоносителя используется главным образом для технологических нагрузок промышленных предприятий. Основная нагрузка паровых сетей обычно концентрируется в сравнительно небольшом количестве узлов, которыми являются цехи промышленных

предприятий. Поэтому удельная протяженность паровых сетей на единицу расчетной тепловой нагрузки, как правило, невелика. Когда по характеру технологического процесса допустимы кратковременные (до 24 ч) перерывы в подаче пара, наиболее экономичным и в то же время достаточно надежным решением служит прокладка однотрубного паропровода с конденсатопроводом.

Более сложной задачей считается выбор схемы водяных тепловых сетей, поскольку их нагрузка, как правило, менее концентрирована. Водяные тепловые сети в современных городах обслуживают большое число потребителей, измеряемое нередко тысячами и даже десятками тысяч присоединенных зданий, расположенных на территориях, измеряемых часто многими десятками квадратных километров. При выборе схемы водяных тепловых сетей вопросам надежности и резервирования теплоснабжения необходимо уделить особое внимание.

Теплоноситель поступает из магистральных сетей в распределительные сети и по распределительным сетям подается через групповые тепловые подстанции или местные тепловые подстанции к теплопотребляющим установкам абонентов. Непосредственное присоединение тепловых потребителей к магистральным сетям не следует допускать, за исключением случаев присоединения крупных промышленных предприятий.

Магистральные тепловые сети с помощью задвижек разделяются на секции длиной 1...3 км. При раскрытии (разрыве) трубопровода место отказа или аварии локализуется секционирующими задвижками. Благодаря этому уменьшаются потери сетевой воды и сокращается длительность ремонта вследствие уменьшения времени, необходимого для дренажа воды из трубопровода перед проведением ремонта и для заполнения участка трубопровода сетевой водой после ремонта.

Расстояние между секционирующими задвижками должно быть, как правило, меньше при больших диаметрах трубопроводов и при более низкой ракетной наружной температуре для отопления $t_{н.о}$.

При использовании теплопровода большого диаметра желательно предусматривать системное резервирование теплоснабжения. Одним из методов резервирования является блокировка смежных магистралей.

Секционирующие задвижки удобно размещать в узлах присоединения распределительных сетей к магистральным тепловым сетям. В этих узловых камерах кроме секционирующих задвижек размещаются также головные задвижки распределительных сетей, задвижки на блокирующих линиях между смежными магистралями или между маги-

стралями и резервными источниками теплоснабжения, например районными котельными (камеры 4 на рис. 3.1).

В секционировании паровых магистралей нет необходимости, так как масса пара, требующаяся для заполнения длинных паропроводов, невелика. Секционные задвижки должны быть оборудованы электро- или гидроприводом и иметь телемеханическую связь с центральным диспетчерским пунктом. Распределительные сети должны иметь присоединение к магистрали с обеих сторон секционирующих задвижек с тем, чтобы можно было обеспечить бесперебойное теплоснабжение абонентов при авариях на любом секционированном участке магистрали.

Блокировочные связи между магистралями могут выполняться однотрубными. Соответствующей схемой их присоединения к магистральной сети может быть предусмотрено использование блокировочной связи как для подающего, так и для обратного трубопровода.

В зданиях особой категории, которые не допускают перерывов в теплоснабжении, должна быть предусмотрена возможность резервного теплоснабжения от газовых или электрических нагревателей или же от местных котельных на случай аварийного прекращения централизованного теплоснабжения. Для предприятий, в которых не допускаются перерывы в подаче теплоты, должны предусматриваться дублированные или кольцевые схемы тепловых сетей. Расчетные аварийные расходы теплоты должны приниматься в соответствии с режимом работы предприятий.

На рис. 3.1 приведена принципиальная однолинейная схема двухтрубной водяной тепловой сети от ТЭЦ электрической мощностью 500 МВт и тепловой мощностью 2000 МДж/с.

Радиус действия тепловой сети 15 км. До конечного района теплопотребления сетевая вода передается по двум двухтрубным транзитным магистралям длиной 10 км. Диаметр магистралей на выходе с ТЭЦ 1200 мм. По мере распределения воды в попутные ответвления диаметры магистральных линий уменьшаются. В конечный район теплового потребления сетевая вода вводится по четырем магистралям диаметром 700 мм, а затем распределяется по восьми магистралям диаметром 500 мм. Блокировочные связи между магистралями, а также резервирующие насосные подстанции установлены только на линиях диаметром 800 мм и более.

Такое решение допустимо в том случае, когда при принятом расстоянии между секционирующими задвижками (на схеме – 2 км) время, необходимое для ремонта трубопровода диаметром 700 мм, мень-

ше времени, в течение которого внутренняя температура отапливаемых зданий при отключении отопления при наружной температуре $t_{н.о}$ снизится от 18 до 12 °С (не ниже).

Рис. 3.1. Принципиальная однолинейная коммуникационная схема двухтрубной водяной тепловой сети с двумя магистралями: 1 – коллектор ТЭЦ; 2 – магистральная сеть; *3* – распределительная сеть; 4 – секционирующая камера; 5 – секционирующая задвижка; 6 – насос; 7 – блокирующая связь

Блокировочные связи и секционирующие задвижки распределены таким образом, что при аварии на любом участке магистрали диаметром 800 мм и более обеспечивается теплоснабжение всех абонентов, присоединенных к тепловой сети. Теплоснабжение абонентов нарушается только при авариях на линиях диаметром 700 мм и менее.

В этом случае прекращается теплоснабжение абонентов, расположенных за местом аварии (по ходу теплоты).

При теплоснабжении крупных городов от нескольких ТЭЦ целесообразно предусмотреть взаимную блокировку ТЭЦ посредством соединения их магистралей блокировочными связями. В этом случае может быть создана объединенная кольцевая тепловая сеть с несколькими источниками питания (рис. 3.2). В такую же систему могут быть в ряде случаев объединены тепловые сети ТЭЦ и крупных районных или промышленных котельных.

Объединение магистральных тепловых сетей нескольких источников теплоты наряду с резервированием теплоснабжения позволяет уменьшить суммарный котельный резерв на ТЭЦ и увеличить степень использования наиболее экономичного оборудования в системе за

счет оптимального распределения нагрузки между источниками теплоты.

Независимо от блокирующих связей между магистралями целесообразно в городах с развитой нагрузкой горячего водоснабжения предусматривать перемычки сравнительно небольшого диаметра между смежными распределительными тепловыми сетями для резервирования нагрузки горячего водоснабжения.

Рис. 8.2. Кольцевая тепловая сеть

3.2. Основы гидравлических расчетов

Раздел физики, изучающий движение жидкости или газа, называется *гидродинамикой* или *аэродинамикой*. Этот раздел физики выделился как отдельная наука.

Различают два основных типа течений жидкостей и газов. Если *течение* плавное и смежные слои как бы скользят друг относительно друга, то его называют *ламинарным* или *потенциальным*. Когда скорость движения превышает определенную величину, течение становится *турбулентным*. Такое движение сопровождается вращением макрочастиц жидкости, т.е. образованием вихрей. Причиной вихреобразования является вязкость жидкости.

Ламинарное течение несжимаемой жидкости по трубопроводу (рис. 8.3) описывается уравнением Бернулли, которое выражает энергетический баланс единицы массы жидкости без учета изменения ее энтальпии:

$$Z_1 g + \frac{w_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} = Z_2 g + \frac{w_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + \frac{\Delta p}{\rho}, \qquad (3.1)$$

где Z_1, Z_2 – геометрическая высота оси трубы в сечениях 1 и 2 относительно горизонтального уровня отсчета, м; w_1 и w_2 – скорости движения жидкости в сечениях 1 и 2, м/с; p_1 и p_2 – давление жидкости на оси

трубы в сечениях 1 и 2, Па; Δp – падение давления на отрезке 1...2; g – ускорение свободного падения; ρ – плотность жидкости, кг/м^3.

Рис. 3.3. Движение жидкости по трубопроводу

Первый член в (3.1) Zg – удельная энергия высоты в данном сечении, (отнесенная к единице массы жидкости), Дж/кг; $w^2/2$ – удельная кинетическая энергия жидкости в данном сечении, Дж/кг; p/ρ – удельная потенциальная энергии жидкости в данном сечении, Дж/кг; $\Delta p/\rho$ – удельная потеря потенциальной энергии жидкости из-за трения и местных сопротивлений на участке трубопровода 1...2, Дж/кг, которая переходит в теплоту, что приводит к увеличению удельной энтальпии жидкости в процессе ее движения по трубопроводу.

Уравнение Бернулли можно записать относительно напоров, разделив обе части на g. Наряду с удельной энергией в гидравлическом расчете тепловых сетей широко используется другой параметр – напор, м,

$$H_o = Z + \frac{w^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} = Z + \frac{w^2}{2g} + H\ , \qquad (3.2)$$

где $\gamma = \rho g$ – удельный вес жидкости; $H = p/\rho g = H/\gamma$ – пьезометрический напор, м.

Скорость жидкости в трубопроводах невелика, поэтому кинетической энергией потока можно пренебречь и при гидравлических расчетах не учитывают отношение $w^2/(2g)$.

Падение давления в трубе представляет собой сумму линейных потерь давления $\Delta p_л$ и потерь давления на местных гидравлических сопротивлениях$\Delta p_м$:

$$\Delta p = \Delta p_л + \Delta p_м. \qquad (3.3)$$

В трубопроводах $\Delta p_л = R_л\ l$, где $R_л$ – удельное падение давления, т.е. падение давление единицы длины трубы, Па/м; l – длина трубы, м.

Удельное линейное падение определяется по формуле д'Арси:

$$R_л = \lambda \frac{\rho w^2}{2d} = 0{,}812\lambda \frac{G^2}{d^5 \rho}\ , \qquad (3.4)$$

где λ – коэффициент гидравлического сопротивления (безразмерная величина); d – внутренний диаметр трубы, м; G – массовый расход теплоносителя, кг/с.

Коэффициент гидравлического сопротивления λ зависит от режима течения жидкости и абсолютной эквивалентной шероховатости стенок трубы $k_э$. Можно в расчетах принимать следующие значения $к_э$ – в паропроводах $k_э$ = 0,0002 м; в водяных сетях $k_э$ = 0,0005 м; в конденсатопроводах и системах ГВС $k_э$ = 0,001 м.

При ламинарном течении жидкости в трубе (Re < 2300)

$$\lambda = 64/\mathrm{Re}. \tag{3.5}$$

В переходной области 2300 < Re < 4000

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{k_э}{d} + \frac{68}{\mathrm{Re}}\right)^{0.25}. \tag{3.6}$$

При Re > $568d/k_э = \mathrm{Re}_{пр}$ больше предельного значения:

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{k_э}{d}\right)^{0.25}. \tag{3.7}$$

Обычно в тепловых сетях Re > $\mathrm{Re}_{пр}$, поэтому формулу (3.4) для удельного падения давления можно привести к виду

$$R_л = A_R \frac{G^2}{\left(\rho d^{5,25}\right)}, \text{ Па/м}, \tag{3.8}$$

где $A_R = 0{,}0894k_э^{0,25}$.

Отсюда диаметр трубопровода, м:

$$d = A_d G^{0,38}/(R_л\rho)^{0,19}, \tag{3.9}$$

где $A_d = 0{,}63\ k_э^{0,0475}$.

Пропускная способность трубопровода, кг/с:

$$G = A_G (R_л\rho)^{0,5} d^{2,625}, \tag{3.10}$$

где $A_G = 3{,}35/\ k_э^{0,125}$.

Потери давления на местных сопротивлениях определяются по формуле

$$\Delta p_м = \Sigma\xi \frac{\rho w^2}{2} = 0{,}812\xi \frac{G^2}{\rho d^4}, \tag{3.11}$$

где Σξ – сумма коэффициентов местных сопротивлений участка; ξ – безразмерная величина, зависящая от характера сопротивления .

Значения коэффициента местного гидравлического сопротивления ξ приводятся в справочниках [19]. При гидравлических расчетах по-

тери давления на местных сопротивлениях можно учитывать через эквивалентную длину $l_э$:

$$\Delta p_м = R_л l_э; \qquad (3.12)$$

$$l_э = \Sigma\xi\, d/\lambda. \qquad (3.13)$$

Коэффициенты местных сопротивлений некоторой арматуры и фасонных частей приведены в табл. П(приложения, более подробные данные имеются в [19].

Коэффициент местного сопротивления задвижек и клапанов можно определить по формуле

$$\xi = \left[\frac{11 - n}{(0{,}67 - 0{,}57n)n} - 1\right]^2, \qquad (3.14)$$

где n – степень сжатия сечения, т.е. отношение сжатого сечения потока к площади поперечного сечения трубопровода:

При открытой задвижке $n = 1$, $\xi = 0$

При 50 %-ном открытии $n = 0{,}5$, $\xi = 4{,}4$

При 10 %-ном открытии $n = 0{,}1$, $\xi = 235$

При закрытой задвижке $n = 0$, $\xi = \infty$

Сопротивления муфтовых, фланцевых и сварных соединений трубопроводов при правильном выполнении незначительны, поэтому их надо рассматривать в совокупности с линейными сопротивлениями.

Отношение падения давления в местных сопротивлениях трубопровода к линейному падению в этом трубопроводе представляет собой *долю местных потерь.* Нетрудно видеть, что доля местных потерь равна отношению эквивалентной длины местных сопротивлений к длине трубопровода:

$$\alpha = \Delta p_м/\Delta p_л = l_э / l. \qquad (3.15)$$

При транспортировке жидкости, в частности воды

$$\alpha = 1{,}15 A_\alpha^в \frac{\sum\xi}{l}\sqrt{\frac{G}{\sqrt{\Delta p \rho / l}}}, \qquad (3.16)$$

где $A_\alpha^в = 5{,}1/(k_э^{0,19}\rho^{0,24})$; Δp – располагаемый перепад давления, Па.

Суммарное падение давления вдоль трубопровода:

$$\Delta p = \Delta p_л + \Delta p_м = \Delta p_л(1 + \Delta p_м/\Delta p_л) = R_л l(1 + \alpha) = R_л(l + l_э). \qquad (3.17)$$

$$\text{Откуда } R_л = \Delta p/[l(1 + \alpha)]. \qquad (3.18)$$

Доля местных потерь возрастает при увеличении суммы коэффициентов сопротивлений на единицу длины трубопровода $\Sigma\xi/l$, а также при снижении располагаемого удельного перепада давлений на единицу длины трубопровода $\Delta p/l$.

3.3. Порядок гидравлического расчета

При гидравлическом расчете трубопроводов обычно заданы расход теплоносителя и суммарное падение давления на участке. Требуется определить диаметр трубопровода. Расчет состоит из двух этапов: предварительного и проверочного.

Гидравлический расчет упрощается при использовании номограмм (рис. 3.4—3.6).

Рис. 3.4. Номограмма для гидравлического расчета трубопроводов: $k_э$ = 0,0002 м; $\rho_в$ = 975 кг/м^3; $\rho_п$ = 2,45 кг/м^3; d = 0,07...1,392 м; при другой плотности пара $R_2 = (2{,}45/\rho_2)/R_1$,

а

б

Рис. 3.5. Номограмма для гидравлического расчета трубопроводов:
а) d = 0,005...0,07 м; *б*) d= 0,07...1,392 м; $k_э$ = 0,0005 м; $\rho_в$ = 975 кг/м^3; $\rho_п$ = 2,45 кг/м^3;

Рис. 3.6. Номограмма для гидравлического расчета трубопроводов:
$k_э$=0,001 м; $\rho_в$=975 кг/м^3; $\rho_п$=2,45 кг/м^3; при другой плотности пара $R_2 = (2{,}45/\rho_2)/R_1$,

Предварительный расчет.

1. Задаются долей местных потерь или вычисляют ее по формуле (3.16).

2. Находят удельное линейное падение давления по (3.18).

3. Определяют среднюю плотность теплоносителя на участке по формуле

$$\rho_{ср} = (\rho_{нач} + \rho_{кон})/2. \qquad (3.19)$$

Индексы «нач» и «кон» относятся к началу и концу участка. Если теплоноситель – жидкость, то принимают $\rho_{нач} = \rho_{кон} = \rho_{ср}$.

4. Определяют диаметр трубопровода из предположения его работы в квадратичной области по (3.9)

Проверочный расчет.

1. Предварительно рассчитанный диаметр округляют до ближайшего по стандарту. Таблица стандартных диаметров труб, применяемых при транспортировке воды и водяного пара, приведена в приложении табл. П10.

2. Определяют число Re, сравнивают его с предельным значением

$Re_{пр} = 568d/k_э$. Устанавливают расчетную область, в которой работает трубопровод.

Когда трубопровод работает в квадратичной области, линейное удельное падение давления определяют по (3.8) , эквивалентную длину местных сопротивлений – по (3.13), суммарное падение давления – по (3.17).

Если трубопровод работает в переходной области, то по (3.6) вычисляют коэффициент гидравлического трения λ, находят по (3.4) удельное линейное падение давления, а затем по (3.13) находят эквивалентную длину местных сопротивлений и по (3.17) суммарное падение давления на участке.

Определение области, в которой работает трубопровод, следует проводить только при расчете участков с малой нагрузкой (абонентские ответвления с малым расходом теплоносителя). При расчете магистральных линий и основных ответвлений проверку расчетной области можно не выполнять, считая, что эти сети работают в квадратичной области.

3. При расчете паропроводов сопоставляют полученное значение $\rho_{ср}$ с предварительно принятым. При большом расхождении задаются более близкими значениями этих величин и вновь осуществляют проверочный расчет.

3.4. Пьезометрический график и нейтральные точки

При проектировании и эксплуатации разветвленных тепловых сетей широко используется пьезометрический график, на котором в конкретном масштабе нанесены рельеф местности, высота присоединенных зданий, напор в сети; по нему легко определить напор (давление) и располагаемый напор (перепад давлений) в любой точке сети и абонентских системах.

На рис. 3.7 приведены пьезометрический график двухтрубной водяной системы теплоснабжения и принципиальная схема системы. За горизонтальную плоскость отсчета напоров принят уровень I-I, имеющий горизонтальную отметку 0; $H_{п1}$, $H_{п4}$ – график напоров подающей линии сети; $H_{о1}$, $H_{о4}$ – график напоров обратной линии сети; $H_{о1}$ – полный напор в обратном коллекторе источника теплоснабжения $H_н$ – напор, развиваемый сетевым насосом *I*; $H_{ст}$ – полный напор, развиваемый подпиточным насосом, или, что то же, полный статический напор тепловой сети; $H_к$ – полный напор в точке *К* на нагнетательном патрубке насоса *I*; $\delta H_т$ – потеря напора сетевой воды в теплоподготовительной установке *III*; $H_{п1}$ – полный напор в подающем коллекторе

источника теплоснабжения; $H_{п1} = H_к - \delta H_т$. Располагаемый напор сетевой воды на коллекторах ТЭЦ $H_1 = H_{п1} - H_{о1}$. Напор в любой точке тепловой сети, например в точке 3, обозначается следующим образом: $H_{п3}$ – полный напор в точке 3 подающей линии сети; $H_{о3}$ – полный напор в точке 3 обратной линии сети.

Рис. 3.7. Схема (*а*) и пьезометрический график (*б*) двухтрубной сети

Если геодезическая высота оси трубопровода над плоскостью отсчета в этой точке сети равна Z_3, то пьезометрический напор в точке 3 подающей линии $H_{п3} - Z_3$, а пьезометрический напор в обратной линии $H_{о3} - Z_3$. Располагаемый напор в точке 3 тепловой сети равен разности пьезометрических напоров подающей и обратной линий тепловой сети или, что одно и то же, разности полных напоров $H_3 = H_{п3} = H_{о3}$.

Располагаемый напор в тепловой сети в узле присоединения абонента *Д*. $H_4 = H_{п4} - H_{о4}$, где $H_{п4}$ и $H_{о4}$ – полные напоры в подающей и обратной линиях тепловой сети в точке 4. Потеря напора в подающей

линии тепловой сети на участке между источником теплоснабжения и абонентом *Д*.

$$\delta H_{1-4}^{\text{п}} = H_{\text{п}1} - H_{\text{п}4}.$$

Потеря напора в обратной линии на этом участке тепловой сети

$$\delta H_{1-4}^{0} = H_{\text{о}4} - H_{\text{о}1}.$$

При работе сетевого насоса *I* (см. рис. 3.7 *а*) напор $H_{\text{ст}}$, развиваемый подпиточным насосом *II*, дросселируется регулятором давления *IV* до $H_{\text{о}1}$.

При останове сетевого насоса *I* в тепловой сети устанавливается статический напор $H_{\text{ст}}$, развиваемый подпиточным насосом.

Устройство, обеспечивающее пополнение системы теплоснабжения водой и поддерживающее полный статический напор тепловой сети постоянным называется подпиточным устройством. В системе теплоснабжения из-за неполной герметичности возникают утечки, составляющие 2...3% расчетного расхода сетевой воды. Подпиточное устройство тепловых сетей восполняет их. Положение пьезометрического графика по высоте определяют высота и место расположения ***нейтральной точки,*** в которой давление сохраняется неизменным в динамическом и статическом режимах. Оно поддерживается постоянным подпиточным насосом. При остановке циркуляционных насосов все пьезометры сольются в одну горизонтальную линию, проходящую через нейтральную точку, в которой сохранится полный статический напор тепловой сети. Если подпиточный насос включить непосредственно перед циркуляционным насосом, то нейтральная точка совпадает с точкой присоединения насоса и в ней будет постоянно поддерживаться статический напор – как при работе циркуляционных насосов, так и при их остановке. Часто нейтральную точку необходимо поднять на большую высоту, а напор в начальной точке обратной линии сохранить на более низком уровне и поддерживать посоянный только при гидродинамическом режиме. Но при остановке циркуляционных насосов напор в точке 01 должен стать равным статическому напору в нейтральной точке. Для этого вокруг циркуляционного насоса делается перемычка, которая моделирует гидравлический режим тепловой сети. На перемычке устанавливают две задвижки, с помощью которых имитируют нейтральную точку. Вода по перемычке движется в направлении, противоположном движению ее через циркуляционный насос, и возвращается в его всасывающий патрубок. На задвижках срабатывается весь напор, развиваемый насосом. Степень закрытия

задвижек регулируют так, чтобы напор между ними был равен статическому.

При гидродинамическом режиме напор подпиточного насоса дросселируется клапаном регулятора таким образом, чтобы в точке отбора импульса из перемычки сетевого насоса уровень статического напора тепловых сетей поддерживался постоянным. Пространственная форма пьезометрического графика сохраняется неизменной в результате работы циркуляционного насоса, поэтому в обратной линии перед подпиточным насосом будет поддерживаться напор на клапане регулятора давления срабатывается напор.

При увеличении утечки теплоносителя давление в точке отбора импульса из перемычки снизится и клапан регулятора давления увеличит подпитку сети, при увеличении давления подпитка сократится. При росте давления и закрытом клапане регулятора давления, например в результате прироста объема воды при повышении ее температуры, избыток воды сбросит дренажный клапан. При остановке сетевых насосов циркуляция теплоносителя в сети прекращается, напор во всей системе падает.

Для предупреждения ошибочных решений следует до проведения гидравлического расчета водяной тепловой сети наметить возможный уровень статических напоров, а также линии предельно допустимых максимальных и минимальных гидродинамических напоров в системе и, ориентируясь по ним, выбрать характер пьезометрического графика из условия, что при любом ожидаемом режиме работы напоры в любой точке системы теплоснабжения не выходят за допустимые пределы. На основании технико-экономического расчета следует лишь уточнить значения потерь напора, не выходя за пределы, намеченные по пьезометрическому графику.

Во всех точках системы теплоснабжения должно поддерживаться давление, превышающее давление насыщенного водяного пара при максимальной температуре сетевой воды в системе.

На пьезометрических графиках наносятся линии напоров для основной расчетной магистрали и характерных ответвлений как для гидродинамического режима, так и для статического состояния системы теплоснабжения. Если гидродинамический режим системы теплоснабжения сильно изменяется в течение отопительного сезона или года, то на пьезометрический график наносятся линии напоров для наиболее характерных режимов системы. Например, при открытой системе теплоснабжения на пьезометрических графиках обычно приводятся линии напоров для трех характерных режимов работы системы, а

именно: при отсутствии водозабора, при максимальном отборе воды из подающей линии тепловой сети, при максимальном отборе из обратной линии тепловой сети.

При проектировании крупных систем теплоснабжения, питаемых от нескольких параллельно работающих источников теплоты или от нескольких параллельно работающих взаимно сблокированных магистралей, на пьезометрических графиках указываются также линии напоров при аварийных ситуациях, когда отдельные секции основных магистралей выключаются из работы и в работу включаются блокирующие перемычки.

Разработку пьезометрического графика начинают с гидростатического режима, когда циркуляция отсутствует и система теплоснабжения заполнена водой с температурой не выше 100 °С. На основе гидростатического режима из условия не превышения допустимого давления во всех элементах оборудования, включая абонентские установки, проверяют возможность установления общей статической зоны для всей системы теплоснабжения, т.е. возможность поддержания одного и того же статического напора во всей системе.

Установление общей статической зоны для всей системы теплоснабжения упрощает эксплуатацию и повышает надежность теплоснабжения, поэтому такое решение является предпочтительным. Наиболее просто эта задача решается при независимой схеме присоединения всех отопительных установок и тепловой сети, так как в этом случае механически наиболее слабый элемент системы – отопительные чугунные радиаторы или отопительные бетонные панели гидравлически изолируются от системы теплоснабжения.

При зависимой схеме присоединения отопительных установок к тепловой сети установлению общей статической зоны часто препятствует высокий полный статический напор, определяемый из условия обеспечения избыточного давления не менее 0,05 МПа (5 м вод. ст.) в верхних точках наиболее высоко расположенных отопительных установок, что вызывает недопустимо высокие давления в отопительных системах зданий, расположенных на низких геодезических уровнях. Это препятствие устраняется присоединением по независимой схеме отопительных установок зданий, создающих повышенный полный статический напор, или зданий, в которых создается недопустимо высокий пьезометрический статический напор.

Другое возможное решение задачи – разделение системы теплоснабжения на отдельные статические зоны, в каждой из которых с помощью автоматических клапанов и подпиточных насосов поддерживается заданное значение полного статического напора при прекращении циркуляции воды в системе теплоснабжения.

3.5. Особенности гидравлического расчета паропроводов

При гидравлическом расчете паровых сетей профиль паропровода можно не учитывать вследствие малой плотности пара. Падение давления на участке паропровода принимается равным разности давлений в концевых точках участка. При расчете паровых сетей заданными являются расходы пара, ее начальное давление $p_н$ и необходимое давление перед установками, использующими пар.

Диаметр паропровода рассчитывают исходя либо из допустимых потерь давления, либо из допустимой скорости пара. Максимальные скорости пара в паропроводах приведены в табл. 3.1. Предварительно задается плотность пара на расчетном участке. При расчете паропроводов плотность пара определяют по таблицам в зависимости от давления. Так как давление пара зависит от гидравлических потерь, расчет паропровода ведут методом последовательных приближений. Сначала задаются потерями давления на участке, по среднему давлению определяют плотность пара и далее рассчитывают действительные потери давления.

Таблица 3.1

Максимальная скорость движения пара в паропроводах

Условный проход труб $d_у$, мм	Скорость движения пара, м/с	
	перегретого	насыщенного
≤ 200	50	35
> 200	80	60

Расчет по допустимым потерям давления.

Оценивают удельное линейное падение давления

$$R_л = \frac{p_н - p_к}{l(1+\alpha)}, \qquad (3.20)$$

где $p_н$, $p_к$ – давление пара на начальной и конечной точках участка, Па; долей местных потерь принимают в пределах $\alpha = 0{,}3...0{,}6$.

Рассчитывают диаметр трубы по формуле

$$d = \left(\frac{A_R G^2}{\rho R_л}\right)^{0{,}19}, \qquad (3.21)$$

где $A_R = 0{,}0894 k_э^{0{,}25}$; G – расход пара, кг/с; ρ – средняя плотность пара на данном участке.

По ГОСТу подбирается труба с ближайшим внутренним диаметром. Уточняются удельные линейные потери и виды местных сопро-

тивлений, рассчитываются эквивалентные длины. Определяется давление на конце трубопровода. Рассчитываются потери тепла на расчетном участке по нормируемым потерям тепла.

$Q_{пот} = q_l\, l$, 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

$Q_{пот} = q_l(t_{ср} - t_o)(1+b)$, где $t_{ср}$ – средняя температура пара на участке, t_o – температура окружающей среды, зависящая от способа прокладки. При наземной прокладке $t_o = t_{н.о}$, при подземной бесканальной прокладке $t_o = t_{гр}$ (температура грунта на глубине укладки), при прокладке в проходных и полупроходных каналах t_o =40…50 °С. При прокладке в непроходных каналах t_o = 5 °С. По найденным потерям тепла определяют изменение энтальпии пара на участке и значение энтальпии пара в конце участка.

$$\Delta i_{уч} = Q_{пот}/G, \qquad i_к = i_н - \Delta i_{уч}\ .$$

По найденным з =начениям давления и энтальпии пара в начале и конце участка определяется новое значение средней плотности пара $\rho_{ср} = (\rho_н + \rho_к)/2$. Если новое значение плотности отличается от ранее заданного более чем на 3 %, то поверочный расчет повторяют с уточнением одновременно и $R_л$.

3.6. Особенности гидравлического расчета конденсатопроводов

После теплообменных устройств у потребителей сконденсировавшийся пар проходит через конденсатоотводчики и поступает в конденсатопровод. По конденсатопроводу конденсат движется к сборному конденсатному баку, откуда насосами перекачивается к источнику тепла или подается обратно в паровой котел. В конденсатоотводчике имеется суженое отверстие, через которое проходит конденсат. В этом отверстии, как в гидравлическом сопротивлении, срабатывается перепад давления:

$$\Delta p = p_1 - p_2,$$

где p_1 – давление в пароприемнике; p_2 – давление после конденсатоотводчика.

Если через отверстие конденсатоотводчика вытекает непереохлажденный конденсат, тогда за ним давление падает ниже критического

$p_2 = p_{кр} \approx 0{,}5p_1$. Вследствие этого давление после конденсатоотводчика может оказаться больше давления в конденсатопроводе.

При протекании через конденсатоотводчики непереохлажденного конденсата в результате падения давления происходит вторичное его вскипание с образованием пара. Пар образуеься также по мере движения конденсата по конденсатопроводу, так как из-за гидравлических сопротивлений давление в нем падает. Вторичное вскипание приводит к тому, что по конденсатопроводу движется пароводяная смесь, плотность которой меньше плотности воды.

При гидравлическом расчете конденсатопроводов учитывают среднюю плотность пароводяной смеси, получающейся в результате вскипания конденсата.

Количество пара вторичного вскипания определяют по падению энтальпии конденсата:

$$x = (i'_i - i'_j)/r_j\,, \tag{3.22}$$

где $x = G_п/G$ – степень сухости пара: $G_п$ – массовый расход пара вскипания; G – массовый расход конденсата, поступающего в конденсатопровод; i'_i и i'_j – удельные энтальпии воды на линии насыщения при давлениях p_i и p_j; r_j – удельная теплота парообразования при p_j.

Плотность пароводяной смеси определяют как отношение общей ее массы к сумме объемов жидкости и сухого пара при давлении p_j, т.е.

$$\rho_{см} = \frac{G}{\dfrac{G-G_п}{\rho'_j} + \dfrac{G_п}{\rho''_j}} = \frac{\rho'_j - \rho''_j}{x(\rho'_j - \rho''_j) + \rho''_j}\,, \tag{3.23}$$

где ρ'_j и ρ''_j – плотности воды на линии насыщения и сухого пара при давлении p_j.

Гидравлический расчет конденсатопроводов производят так же, как и теплопроводов, с учетом средней плотности пароводяной смеси. От участка к участку давление будет падать т плотность будет изменяться, что следует учитывать в расчете.

Располагаемое падение давления Δp определяют с учетом разности геодезических отметок начала и конца расчетного участка. Оно равно:

$$\Delta p = [(p_н - p_к) + \rho_{см} g(Z_н - Z_к)], \tag{3.24}$$

где $p_н$, $p_к$ – давление в начале и конце участка; $\rho_{см}$ – плотность пароводяной смеси; g – ускорение свободного падения; $Z_н$ и $Z_к$ – геометрические высоты начала и конца участка.

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.

На рис. 3.8 показаны пьзометрический график и схема конденсатной сети. По этой сети конденсат откачивается от абонентов на станцию. Пьезометрический график имеет уклон от абонентов к станции. H_1 – пьезометрический напор в конденсатопроводе на станции; H_2 и H_3 – пьезометрические напоры в точках 2 и *3* конденсатной линии; $H_4...H_6$ – пьезометрические напоры в конденсатной линии у абонентов. Эти напоры создаются установленными у абонентов конденсатными баками, размещенными на соответствующей высоте, или конденсатными насосами.

Рис. 3.8. Пьезометрический график однотрубного конденсатопровода

3.7. Выбор схемы присоединения абонентских установок

Пьезометрический график дает наглядное представление о действующих напорах при гидродинамическом режиме и статическом состоянии системы теплоснабжения, что имеет важное значение для выбора рациональных схем присоединения абонентских теплоиспользующих установок к тепловой сети.

На рис. 3.9 *а* приведен пьезометрический график двухтрубной водяной тепловой сети: *AB* – линия гидродинамических напоров подающей линии; *CD* – линия гидродинамических напоров обратной линии; *SS* – линия статического напора. Схемы присоединения отопительных установок к тепловой сети показаны на рис. 3.9 *б*.

Отопительная установка *I* может быть присоединена к тепловой сети по зависимой схеме с элеватором 7 в качестве смесительного устройства, так как в месте расположения этого здания пьезометрический напор в обратной линии тепловой сети как при статическом, так и при гидродинамическом режиме не превышает допустимого предела (60 м), а располагаемый напор в сети больше 15 м, что достаточно для

создания необходимого напора в сопле элеватора и компенсации потери напора в регулирующем клапане.

Рис. 3.9. Двухтрубное присоединение отопительных установок к тепловой сети: *а*) пьезометрический график водяной тепловой сети; *б*) схемы присоединения; Отопительные установки: *I* – зависимая с элеватором; *II* – зависимая с элеватором и регулятором давления на обратной линии; *III* – зависимая с элеватором и насосом на обратной линии; *IV* – зависимая со смесительным насосом; *V* – независимая; 1 – воздушный кран; 2– расширитель; 3 – нагревательный прибор; 4 – регулятор давления «до себя»; 5 – водо-водяной подогреватель; 6 – насос; 7 – элеватор

По тем же мотивам отопительная установка *II* может быть также присоединена к тепловой сети по зависимой схеме с элеватором 7. Однако из-за того что гидродинамический пьезометрический напор в обратном трубопроводе тепловой сети меньше высоты здания *II,* необходимо установить на обратном трубопроводе в узле присоединения здания регулятор давления «до себя». Установка регулятора давления 4 позволит превысить напор в обратной линии перед регулятором до уровня, превышающего высоту отопительной установки. Перепад ΔH, создаваемый регулятором, должен быть равен или больше разности между высотой отопительной установки и пьезометрическим напором в обратной линии.

В точке присоединения отопительной установки *III* статический напор также не превышает допустимого предела. Однако гидродинамический пьезометрический напор в обратном трубопроводе сети в месте размещения здания равен 75 м, т.е. превышает допустимое значение. Кроме того, располагаемый напор в тепловой сети в месте присоединения абонентской установки недостаточен для нормальной работы элеватора.

Отопительная установка *III* принципиально могла бы быть присоединена к тепловой сети по зависимой схеме с насосом 6 на обратной линии и с элеватором 7 в качестве смесительного устройства.

Включение насоса на обратной линии уменьшило бы напор на выходе из отопительной установки до допустимого значения и повысило бы располагаемый напор на вводе, что позволило бы осуществить смешение при помощи элеватора. Напор, развиваемый этим насосом, ΔH_{III} должен быть равен или больше разности гидродинамического пьезометрического напора в обратной линии и допускаемого напора для отопительной установки. Но так как при случайной остановке насоса отопительная установка оказывается под пьезометрическим напором больше 60 м, то такое присоединение недостаточно надежно. Более надежно присоединение отопительной установки *III* к тепловой сети по независимой схеме.

Отопительная установка *IV* может быть присоединена к тепловой сети по зависимой схеме. Однако поскольку располагаемый напор тепловой сети в этой точке мал (ниже 10 м) и не обеспечивает работу элеватора, то в качестве смесительного устройства должен быть применен насос 6 на перемычке. Напор, развиваемый смесительным насосом, должен быть равен потере напора в местной отопительной установке.

Отопительная установка *V* должна быть присоединена к тепловой сети по независимой схеме, так как статический напор, создаваемый этим зданием, превышает статический напор (линия *SS*), установленный для системы теплоснабжения района.

В крупных городах при передаче теплоты от одного или нескольких источников в районы теплового потребления по длинным магистралям большого диаметра и при разнородной тепловой нагрузке абонентов целесообразно все отопительные установки присоединять к тепловой сети по независимой схеме *V*. Такое решение существенно упрощает режим работы системы теплоснабжения, повышает ее надежность и увеличивает маневренные возможности тепловой сети в связи со значительным увеличением при этом максимально допустимого пьезометрического напора в обратной линии тепловой сети.

3.8 Определение расчетных расходов воды

Основным исходным значением для гидравлического расчета сети служит расчетный расход сетевой воды. При нахождении расчетного расхода целесообразно учитывать не только существующие нагрузки, намеченные к присоединению к тепловой сети в ближайшие годы, но также и перспективы развития системы теплоснабжения. Это особен-

но важно при определении расхода воды для расчета магистралей и основных ответвлений распределительных сетей

При определении расчетных расходов воды в городских тепловых сетях целесообразно учитывать нагрузку горячего водоснабжения для всех жилых зданий независимо от того, имеется ли при проектировании внутри зданий разводка горячего водоснабжения, так как в процессе благоустройства городов все жилые здания оборудуются системами горячего водоснабжения.

Когда в тепловой сети кроме постоянного расхода воды на отопление имеется переменный расход сетевой воды на горячее водоснабжение, зависящий от графика нагрузки горячего водоснабжения (абонентские вводы с параллельным или смешанным присоединением систем отопления и горячего водоснабжения), суммарный расчетный расход воды в тепловой сети на горячее водоснабжение не является арифметической суммой максимальных расходов воды на горячее водоснабжение у абонентов из-за несовпадения максимумов расхода.

Расчетный расход сетевой воды на горячее водоснабжение в отдельных элементах сети можно определить путем введения поправки к арифметической сумме расходов в виде коэффициента попадания в максимум φ. Значения этого коэффициента следующие: для магистралей 0,7...0,75; для ответвлений 0,8...0,9; для внутриквартальных сетей и абонентских вводов 1,0.

В открытых системах теплоснабжения расчетные расходы воды получаются в ряде случаев различными для подающего и обратного трубопроводов (абонентские вводы с несвязанным регулированием при наличии регуляторов расхода перед отопительной системой). Однако подающие и обратные трубопроводы сети обычно прокладываются одного диаметра, хотя имеют место случаи, когда целесообразно укладывать трубы разного диаметра согласно гидравлическим расчетам. Расчетный расход воды в этом случае должен выбираться из условия, чтобы суммарная потеря напора при расходе воды в подающем ($G_o + G_в + G_{гвс}$) и обратном ($G_o + G_в$) трубопроводах была равна суммарной потере при одинаковом расходе воды G в подающем и обратном трубопроводах.

Этот расчетный расход воды, по которому и следует выбирать диаметры тепловой сети при использовании открытой системы, определяют по формуле

$$G = \sqrt{G_{о.в}^2 + G_{о.в} G_{гвс} + 0{,}5 G_{гвс}^2}\ , \qquad (3.25)$$

где $G_{о.в}$ – суммарный расчетный расход сетевой воды на отопление и вентиляцию: $G_{о.в} = G_о + G_в$; $G_{гвс}$ – расчетный расход сетевой воды из подающего трубопровода на горячее водоснабжение. По СНиП «Тепловые сети» [17]:

$$G = G_{о.в} + 0{,}6G_{гвс}. \qquad (3.26)$$

Расчетный часовой расход подпиточной умягченной деаэрированной воды для компенсации утечек в закрытых системах теплоснабжения принимается равным 0,75 % объема воды в трубопроводах тепловых сетей и присоединенных к ним местных систем потребителей, а в транзитных магистралях 0,5 % объема воды в них. Объем воды в трубопроводах тепловых сетей (магистральных, распределительных, ответвлений к отдельным зданиям) определяется по проектным или фактическим данным.

При отсутствии данных об объеме воды в распределительных сетях и ответвлениях его ориентировочно определяют из расчета 13...16 м^3 на 1 МВт суммарной расчетной тепловой нагрузки.

Объем воды в местных отопительно-вентиляционных системах определяют по удельному объему воды на 1 МВт суммарной расчетной отопительно-вентиляционной нагрузки из расчета 26 м^3 для жилых и общественных зданий и 13 м^3 для промышленных зданий.

При отсутствии данных о магистральных и распределительных сетях, а также о типе абонентских установок для предварительных расчетов можно определять объем воды в закрытых системах теплоснабжения, исходя из удельной емкости 55 м^3 на 1 МВт (65 м^3 на 1 Гкал/ч) суммарной расчетной тепловой нагрузки отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

Для ориентировочных расчетов можно принимать расчетный часовой расход подпиточной воды в закрытых системах теплоснабжения равным 1,5 % расчетного расхода сетевой воды. Объем воды в местных установках горячего водоснабжения открытых систем теплоснабжения вычисляется из расчета 5 м^3 на 1 МВт средненедельной нагрузки горячего водоснабжения.

Расчетный расход подпиточной воды в открытых системах превышает расчетный расход подпиточной воды в закрытых системах на расход для компенсации утечек из местных установок горячего водоснабжения.

3.9. Выбор сетевых, подпиточных и подкачивающих насосов

Насосы предназначены для обеспечения подачи необходимого количества теплоносителя к отопительным приборам и поддержания напора в трубопроводах систем теплоснабжения.

Одна из задач гидравлического расчета сети заключается в определении характеристик насосов. Рабочий напор сетевых насосов замкнутой водяной сети вычисляется по формуле

$$H = \delta H_{\text{т}} + \delta H_{\text{п}} + \delta H_{o} + \Delta H_{\text{к}}, \qquad (3.27)$$

где $\delta H_{\text{т}}$ – потеря напора в подогревательной установке (бойлерной) станции, пиковой котельной и станционных коммуникациях (обычно 20...25 м); $\delta H_{\text{п}}$, δH_{o} – потери напора в подающей и обратной линиях тепловой сети (определяются гидравлическим расчетом сети); $\Delta H_{\text{к}}$ – требующийся располагаемый напор в конечной точке сети на абонентском вводе (МТП) или групповой подстанции (ГТП) с учетом потери напора в авторегуляторах.

Значение $\Delta H_{\text{к}}$ зависит от местной теплопотребляющей установки и схемы ее присоединения к тепловой сети. При размещении узлов присоединения на абонентских вводах (МТП) можно принимать следующие значения $\Delta H_{\text{к}}$:

- при зависимом присоединении отопительных и вентиляционных установок без применения элеваторов, а также при независимом присоединении с помощью поверхностных подогревателей 6...10 м;
- при присоединении отопительных установок с помощью элеватора 15...20 м;
- при последовательном включении водо-водяных подогревателей горячего водоснабжения и элеваторного узла 20...25 м.

При групповом присоединении абонентских установок к тепловой сети через ГТП значения $\delta H_{\text{п}}$ и δH_{o} в (3.24) представляют собой потери напора в подающей и обратной линиях тепловой сети между источником теплоты (ТЭЦ, котельной) и ГТП.

При зависимой схеме присоединения абонентских установок за пределами ГТП следует к вышеуказанному значению $\Delta H_{\text{к}}$ прибавить потери напора в трубопроводах сетевой воды между ГТП и абонентской установкой. Характеристики основных типов сетевых насосов, устанавливаемых на ТЭЦ, а также ряда насосов для групповых и местных подстанций приведены в приложениях 12—13 [1].

Проектная подача рабочих сетевых насосов, устанавливаемых на станции, должна соответствовать максимальному расходу воды в сети. Количество устанавливаемых сетевых насосов должно быть не ме-

нее двух, из которых один резервный. При числе параллельно работающих сетевых насосов больше пяти установку резервного насоса можно не предусматривать.

Для удовлетворения нагрузки горячего водоснабжения в летний период целесообразно в закрытых системах теплоснабжения устанавливать на станции специальный насосный агрегат меньшей мощности.

В открытой системе теплоснабжения напор подпиточных насосов, устанавливаемых на станции для восполнения водозабора и утечек воды из тепловой сети, определяют исходя из летнего режима работы системы по формуле

$$H = H_{ст} + \delta H_{л} - Z, \qquad (3.28)$$

где $H_{ст}$ – статический напор в тепловой сети (обычно 60 м); $\delta H_{л}$ – суммарная потеря напора в подпиточной линии и в тепловой сети при летнем режиме работы системы; Z – геодезическая отметка уровня воды в баке, из которого ведется подпитка системы.

Напор насосов, устанавливаемых у паровых абонентов – потребителей пара для откачки конденсата на станцию,

$$H = \delta H_{к} + Z, \qquad (3.29)$$

где $\delta H_{к}$ – потеря напора в конденсатопроводе на участке от сборного бака абонента до приемного бака станции при расчетном расходе конденсата в конденсатопроводе; Z – разность геодезических отметок бака станций и бака абонента.

Если бак станции установлен ниже абонентского бака, разность геодезических отметок Z имеет отрицательный знак. Учитывая неравномерность откачки конденсата, подачу конденсатных насосов принимают равной полуторакратному максимально-часовому расходу конденсата.

3.10. Гидравлическая характеристика системы

Системы теплоснабжения представляют собой сложные гидравлические системы, в которых работа отдельных звеньев находится во взаимной зависимости. Для правильного управления и регулирования необходимо знать гидравлические характеристики работающего оборудования – циркуляционных насосов и сети.

Гидравлический режим системы определяется точкой пересечения гидравлических характеристик насоса и сети. *Гидравлической характеристикой насоса называется зависимость напора H или перепада давлений Δp, создаваемого насосом, от объемной подачи насоса V*

(объемного расхода воды). Характеристики насосов обычно определяются заводами-изготовителями или могут быть построены по данным испытания.

На рис. 3.10 кривая 1 – характеристика насоса; кривая 2 — характеристика тепловой сети; точка *A* – пересечение этих характеристик, определяет гидравлический режим системы; *H* – напор, развиваемый насосом, равный потере напора в замкнутой системе; *V* – объемная подача насоса, равная расходу воды в системе.

Рис. 3.10. Гидравлические характеристики насоса и тепловой сети

При постоянной частоте вращения рабочего колеса рабочий участок характеристики центробежного насоса может быть приближенно описан уравнением

$$H = H_o - s_o V^2, \qquad (8.30)$$

где H_o – условный напор насоса при расходе $V = 0$; s_o – условное внутреннее сопротивление насоса, м·с^2 /м .

При постоянной частоте вращения мощность, потребляемая насосом,

$$N = N_н[x + V/V_н(1 - x)], \qquad (3.31)$$

где $V_н$, $N_н$ – подача и мощность насоса при номинальном режиме (при максимальном КПД); N – мощность насоса при подаче V; $x = N_x/N_н$ – коэффициент холостого хода; N_x – мощность насоса при холостом ходе ($V = 0$).

Коэффициент холостого хода центробежных насосов находится в пределах $0,2 < x < 0,5$.

Мощность, Вт, потребляемая насосом при номинальном режиме, определяется по формуле

$$N_н = V_н \Delta p_н / \eta_{н.у}, \qquad (3.32)$$

где $\Delta p_н$ – перепад давлений, развиваемый насосом при номинальном режиме, Па; $V_н$ – подача насоса, м^3/с; $\eta_{н.у}$ – КПД насосной установки (произведение КПД насоса $\eta_н$ на КПД электродвигателя $\eta_д$).

При номинальном режиме в среднем $\eta_{н.у} = 0,7...0,8$. Так как потеря напора в тепловых сетях, как правило, подчиняется квадратичному закону, то характеристика тепловой сети представляет собой квадратичную параболу, описываемую уравнением

$$\Delta H = s_и V^2, \quad \text{или} \quad \Delta p = sV^2, \tag{3.33}$$

где ΔH – потеря напора, м; Δp – падение давления, Па; V – расход воды, м^3/с; $s_и$ – сопротивление сети, выраженное через единицы напора (потеря напора при $V = 1$), м·с^2/м^6 ; $s = s_и \rho g = s_и \gamma$ – сопротивление сети, выраженное через единицы давления (падение давления при $V = 1$), Па·с^2/м^6; ρ – плотность воды, кг/м^3; $g = 9{,}81$ м/с^2 – ускорение свободного падения; γ – удельный вес воды, Н/м^3.

Из совместного решения (3.4), (3.6), (3.11), (3.15), (3.32) и (3.33) находим

$$s = A_R(l + l_э)\rho/d^{5,25}; \tag{3.34}$$

$$s_н = A_R(l + l_э)/gd^{5,25}, \tag{3.35}$$

где $A_R = 0{,}0894\, k_э^{0,25}$, м^{0,25}.

Как видно из (3.34) и (3.35), сопротивление сети s зависит от ее геометрических размеров, абсолютной шероховатости внутренней поверхности трубопроводов, эквивалентной длины местных сопротивлений и плотности теплоносителя, но не зависит от расхода теплоносителя. Для данного состояния сети ее характеристика может быть построена по одному известному режиму. Для определения сопротивления s достаточно знать для одного какого-нибудь режима расход воды V и соответствующее этому расходу падение давления Δp.

Найденное сопротивление относится к температуре теплоносителя, имевшей место при данном режиме. При изменении температуры теплоносителя сопротивление сети, строго говоря, должно изменяться пропорционально его плотности: $s_1 / s_2 = \gamma_1/\gamma_2 = \rho_1/\rho_2$.

Однако если на основе режимных данных находить сопротивление при средней температуре теплоносителя, то в условиях работы водяных тепловых сетей можно не учитывать зависимость сопротивления от температуры воды, так как степень изменения плотности воды в пределах изменения температур, имеющих место в тепловой сети, незначительна.

Сопротивление $s_н$ обычно используется при построении пьезометрических графиков. В отличие от сопротивления s сопротивление $s_н$ не зависит от плотности теплоносителя.

При изменении частоты вращения центробежного насоса изменяется и его характеристика. Объемный расход (подача), напор и требуемая мощность насоса связаны следующей зависимостью с частотой его вращения:

$$n_1 / n_2 = V_1 / V_2 = \sqrt{H_1 / H_2} = \sqrt[3]{N_1 / N_2}\,, \tag{3.36}$$

где V_1, H_1, N_1 – подача, напор и мощность при частоте вращения n_1; V_2, H_2, N_2 – те же показатели при частоте вращения n_2.

Рис. 3.11. Гидравлический режим системы при разной частоте вращения насосов

На рис. 3.11 приведена характеристика насоса при двух значениях частоты вращения n_1 и n_2.

Уравнение характеристики насоса при частоте вращения n_1 (кривая 1)

$$H = H_{01} - s_o V^2.$$

При сопротивлении сети s_c рабочая точка насоса A находится из условия равенства напора, развиваемого насосом, потере напора в тепловой сети:

$$H_1 = H_{01} - s_o V_1^2 = s_c V_1^2, \quad (3.37)$$

откуда

$$V_1 = \sqrt{\frac{H_{01}}{s_o + s_c}}; \qquad H_1 = \frac{s_c}{s_o + s_c} H_{01}. \quad (3.38)$$

При изменении частоты вращения с n_1 до n_2 рабочая точка насоса перемещается из точки A в точку B. При частоте вращения n_2 условный напор, развиваемый насосом при нулевой подаче (V=0),

$$H_{02} = \frac{n_2^2}{n_1^2} H_{01}$$

При этом уравнении характеристика насоса (кривая 2) принимает вид $H_2 = H_{02} - s_o V_2^2 = \frac{n_2^2}{n_1^2} H_{01} - s_{01} V_2^2$.

Из условия равенства напора, развиваемого насосом, потере напора в тепловой сети следует

$$V_2 = \sqrt{\frac{H_{02}}{s_o - s_c}} = \frac{n_2}{n_1}\sqrt{\frac{H_{01}}{s_o + s_c}}; H_2 = \frac{s_o}{s_o + s_c} H_{02} = \frac{n_2^2}{n_1^2}\frac{s_o}{s_o + s_c} H_{01}. \quad (3.39)$$

С увеличением сопротивления тепловой сети s_c возрастает напор, развиваемый насосом, и снижается его подача.

При $s_c = \infty$, $V = 0$ и $H = H_o$ характеристика насоса совпадает с осью ординат. При $s_c = 0$, $V = \sqrt{H_o / s_o}$ и $H = 0$ характеристика насоса совпадает с осью абсцисс. При $0 < s_c < \infty$, $\sqrt{H_o / s_o} > V > 0$ и $0 < H < H_o$.

Часто на станции работает совместно несколько насосов. Для определения режима их совместной работы необходимо построить суммарную характеристику. Порядок суммирования характеристик насосов зависит от способа их включения. Если насосы включены параллельно, то суммарная характеристика строится посредством сложения расходов (подач) при одних и тех же напорах. Например, если (рис. 3.12 *а*) *AB* – характеристика насоса 1, а *AC* – характеристика насоса 2, то суммарной характеристикой этих насосов служит кривая *AD*. Каждая абсцисса кривой *AD* равна сумме абсцисс кривых *AB* и *AC*. Например, *ab* + *ac* = *ad*.

Рис. 3.12. Построение суммарной характеристики насосов: *а*) параллельно включенных; *б*) последовательно включенных

Суммарная характеристика группы *m* параллельно включенных насосов, имеющих одинаковые характеристики, описывается приближенным уравнением

$$H_{\text{пар}} = H_o - s_o^{\text{пар}} (\Sigma V)^2, \qquad (3.40)$$

где $H_{\text{пар}}$ – напор насосной группы; $s_o^{\text{пар}}$ – условное внутреннее сопротивление насосной группы, $s_o^{\text{пар}} = s_o / m^2$; ΣV— суммарная объемная подача насосной группы.

Построение суммарной характеристики последовательно включенных насосов проводится путем сложения напоров при одних и тех же расходах. Например, если (рис. 3.12 *б*) *AB* – характеристика насоса 1, а *CD* – характеристика насоса 2, то суммарная характеристика обоих насосов изобразится кривой *KL*. Каждая ордината кривой *KL* равна сумме ординат кривых *AB* и *CD*. Например, *ab* + *ac*= *al*.

Суммарная характеристика группы *m* последовательно включенных насосов, имеющих одинаковые характеристики, описывается приближенным уравнением

$$H_{\text{пос}} = n(H_o - s_o V^2). \qquad (3.41)$$

Степень изменения подачи при параллельном включении насосов зависит от вида характеристики сети. Чем более пологий вид имеет характеристика сети, т.е. чем меньше s_c, тем эффективнее параллельное включение насосов. Чем круче характеристика сети, т.е. чем больше s_c, тем меньший эффект дает параллельное включение.

На рис. 3.13 приведена суммарная характеристика двух параллельно включенных насосов, имеющих одинаковые характеристики: *AB* – характеристика одного насоса, *AD* – суммарная характеристика двух насосов. Если характеристика сети имеет вид представленной на рисунке линией *OK,* то при работе одного насоса в сеть подается объем V_1 воды, а при работе двух насосов – объем V_2. Таким образом, два насоса подают больше воды, чем один. Если характеристика сети имеет вид *OL,* то подача воды остается одной и той же как при одном, так и при двух насосах.

Рис. 3.13. Изменение расхода воды в сети при параллельном включении насосов

При проектировании насосных установок, состоящих из нескольких параллельно работающих насосов, следует выбирать все насосы с одинаковыми характеристиками, а расчетную подачу каждого из них принимать равной суммарному расходу воды, деленному на число работающих насосов, не считая резервных.

Подача насосов при последовательном включении также зависит от вида характеристики сети. Чем круче характеристика сети, т.е. чем больше s_c, тем эффективнее последовательное включение.

Определение суммарной характеристики сети может быть проведено как графическим, так и аналитическим методом. Метод графического сложения характеристик участков сети аналогичен графическому суммированию характеристик насосов. Практически более удобно проводить суммирование характеристик участков сети аналитически. При этом пользуются следующим правилом, вытекающим из квадратичной зависимости между потерей давления и расходом воды: суммарное сопротивление равно арифметической сумме сопротивлений, последовательно включенных участков.

Пусть (рис. 3.14 *а)* s_1, s_2 и s_3 – сопротивления трех последовательных участков сети. Суммарное сопротивление этих участков

$$s = s_1 + s_2 + s_3 . \qquad (3.42)$$

Если участки соединены параллельно, то для суммирования характеристик удобно пользоваться другим гидравлическим показателем – проводимостью, под которой понимается величина, обратная корню квадратному из сопротивления:

$$a = 1/\sqrt{s} = V/\sqrt{\Delta p} . \qquad (3.43)$$

Пусть (рис. 3.14 *б*) a_1, a_2, a_3 – проводимости трех параллельно соединенных участков сети. Суммарная проводимость этих участков равна их арифметической сумме

$$a = a_1 + a_2 + a_3. \qquad (3.44)$$

Таким образом, суммирование характеристик участков тепловой сети выполняется по следующему правилу: при последовательном соединении складываются сопротивления, при параллельном – проводимости.

Рис. 3.14. Соединения участков сети: *а*) последовательное; *б*) параллельное

Приведенный на рис. 3.12 метод построения суммарной характеристики параллельно работающих насосов справедлив только в том случае, когда эти насосы расположены в одном и том же узле, т.е. подключены к одним и тем же подающим и обратным коллекторам. Если же параллельно работающие насосы расположены в разных узлах системы теплоснабжения, то для построения их суммарной характеристики необходимо предварительно привести характеристики этих насосов или насосных установок к одному общему узлу.

Метод приведения характеристик насосов к заданному узлу системы заключается в алгебраическом сложении напоров насосов с потерей напора в линии, соединяющей насос с заданным узлом.

3.11. Гидравлический режим закрытых систем

Для нормальной работы систем теплоснабжения необходимо обеспечить в тепловой сети перед групповыми или местными тепловыми пунктами (ГТП или МТП) располагаемых напоров, достаточных для подачи в абонентские установки расходов воды, соответствующих их тепловой нагрузке.

Задача расчета гидравлического режима сети заключается в определении расходов сетевой воды у абонентов и на отдельных участках сети, а также давлений (напоров) и располагаемых перепадов давлений (напоров) в узловых точках сети, на групповых и местных тепловых пунктах (абонентских вводах) при заданном режиме работы сети.

Заданными обычно являются схема тепловой сети, сопротивления s всех ее участков, давления (напоры) на подающем и обратном коллекторах ТЭЦ или располагаемый перепад давлений (напоров) на коллекторах ТЭЦ и давление (напор) в нейтральной точке сети. При наличии на абонентских вводах авторегуляторов известны также расходы сетевой воды у абонентов, поскольку эти расходы поддерживаются с помощью авторегуляторов на заданном уровне. В этом случае по известным расходам сетевой воды у абонентов находят расходы воды на всех участках тепловой сети, а затем потери давления (напора) на всех участках сети по (3.33) и строят пьезометрический график, по которому определяют давления (напоры) в узловых точках тепловой сети и на абонентских вводах.

При отсутствии в ГТП или на МТП авторегуляторов расход сетевой воды у абонентов заранее неизвестен и определение их является одной из основных задач расчета гидравлического режима тепловой сети. Для решения этой задачи необходимо знать кроме сопротивлений всех участков тепловой сети также и сопротивления всех МТП и абонентских установок. Рассмотрим метод расчета расхода воды у абонентов тепловой сети при отсутствии авторегуляторов на абонентских вводах.

На рис. 3.15 приведена схема тепловой сети в однолинейном и двухлинейном изображениях. Примем следующую систему обозначений. Нумерация участков сети и абонентов начинается от станции. Участки магистрали нумеруются римскими цифрами, а ответвления к абонентам и абоненты – арабскими.

Рис. 3.15. Схема тепловой сети: *а*) однолинейное; *б*) двухлинейное изображение

Суммарный расход воды в сети обозначим буквой V без индекса. Расход воды через абонентскую систему – буквой V с индексом, равным номеру абонента. Например, V_m – расход воды через абонентскую систему m.

Относительный расход воды через абонентскую систему, т.е. отношение расхода через абонентскую систему к суммарному расходу воды в сети, обозначим $\overline{V}$ с индексом. Например, относительный расход воды у абонента $\overline{V}_m = V_m / V$.

Расход воды у абонента 1 может быть найден из уравнения

$$s_1 V_1^2 = s_{1-5} V^2 . \qquad (3.45)$$

где s_1 – сопротивление абонентской установки 1, включая ответвление $s_{1\text{-}5}$ –сопротивление тепловой сети со всеми ответвлениями и абонентский системами от абонента 1 до абонента 5 включительно. Из (3.45)

$$\overline{V}_1 = \frac{V_1}{V} = \sqrt{\frac{s_{1-5}}{1}\frac{1}{s_1}} . \qquad (3.46)$$

Найдем расход воды через абонентскую установку 2, для которой справедливо следующее уравнение:

$$s_2 V_2^{\,2} = s_{2-5}(V - V_1)^2 , \qquad (3.47)$$

где s_2 – сопротивление абонентской установки 2, включая ответвления; $s_{2\text{-}5}$ – сопротивление тепловой сети со всеми ответвлениями и абонентскими системами от абонента 2 до абонента 5 включительно.

Разность расходов $V - V_1$ можно определить из следующего уравнения:

$$s_{1-5} V^{\,2} = s_{1-5}(V - V_1)^2 , \qquad (3.48)$$

где $s_{II\text{-}5} = s_{II} + s_{2\text{-}5}$; s_{II}– сопротивление Участка магистрали *II,* откуда

$$(V - V_1)^2 = \frac{s_{1-5}}{s_{II-5}} V^2 . \qquad (3.49)$$

Из (3.47) и (3.49)

$$\overline{V}_2 = \frac{V_2}{V} = \sqrt{\frac{s_{1-5}}{s_2}\frac{s_{2-5}}{s_{II-5}}}\,. \qquad (3.50)$$

Аналогично находят относительный расход воды через абонентскую установку 3:

$$\overline{V}_3 = \sqrt{\frac{s_{1-5}}{s_3}\frac{s_{2-5}}{s_{II-5}}\frac{s_{3-5}}{s_{III-5}}}\,, \qquad (8.51)$$

где $s_{3\text{-}5}$ – сопротивление тепловой сети со всеми ответвлениями от абонента 3 до последнего абонента *5* включительно;
$s_{III\text{-}5} = s_{III} + s_{3\text{-}5}$; s_{III} – сопротивление участка магистрали *III*.

Если к тепловой сети присоединено *n* абонентов (рис. 3.16), то относительный расход воды через систему любого абонента *m*:

$$\overline{V}_m = \sqrt{\frac{s_{a-n}}{s_m}\frac{s_{b-n}}{s_{B-n}}\frac{s_{c-n}}{s_{C-n}}\ldots\frac{s_{m-n}}{s_{M-n}}}\,. \qquad (3.52)$$

Рис. 3.16. Схема тепловой сети

По (3.52) можно найти расход воды через любую абонентскую систему, если известны суммарный расход воды и сопротивления участков сети. Из (3.52) следует:

1. Относительный расход воды через абонентскую систему зависит только от сопротивления сети и абонентских установок и не зависит от абсолютного расхода воды в сети.

2. Если к сети присоединено *n* абонентов, то отношение расходов воды через абонентские 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:*

$$\frac{V_m}{V_d} = \sqrt{\frac{s_{en}}{s_{En}}\frac{s_{kn}}{s_{Kn}}\frac{s_{ln}}{s_{Ln}}\frac{s_{m-n}}{s_{Mn}}\frac{s_d}{s_m}}\,. \qquad (3.53)$$

При изменении сопротивления на каком-либо участке тепловой сети у всех абонентов, расположенных между этим участком и концевой точкой сети, расход воды изменяется пропорционально. В той части сети, где расход меняется пропорционально, достаточно определить степень изменения расхода φ только у одного абонента.

Если в тепловой сети работают насосные подстанции, то при расчете гидравлического режима частное от деления напора насоса на квадрат расхода воды через насос учитывают как отрицательное сопротивление насоса:

$$s_{\text{н.п}} = -H_{\text{н.п}} / V_{\text{н.п}}^2, \tag{3.54}$$

где $H_{\text{н.п}}$ и $V_{\text{н.п}}$ – напор насосной подстанции, м, и расход воды через нее, м^3/с.

Суммарный расход воды в тепловой сети (см. рис. 3.16)

$$V = \sqrt{H / s_{An}}, \tag{3.55}$$

где H – напор на коллекторах ТЭЦ, м; s_{An} – суммарное сопротивление тепловой сети.

По известным расходам сетевой воды на участках сети и известным сопротивлениям этих участков строят пьезометрический график, по которому определяют напоры (давления) в узловых точках сети и на абонентских вводах.

Характер ожидаемой разрегулировки при любых переключениях в тепловой сети легко установить на основе общей зависимости расходов воды от сопротивлений отдельных элементов тепловой сети по (3.52) и (3.53).

Расчет необходим только для выявления количественных значений разрегулировки. Так, если от тепловой сети (рис. 3.17 *а*) отключится какой-либо абонент *x*, то суммарное сопротивление сети увеличится, при этом, как видно из (3.55), суммарный расход воды в сети уменьшится. Вследствие уменьшения расхода воды в тепловой сети уменьшится потеря напора в ее магистралях на участке между станцией и точкой присоединения абонента *x*, пьезометрический график этого участка магистрали будет более пологим (штриховые линии на рис. 3.17 *а)*.

Так как в точке *x* магистральной тепловой сети увеличится располагаемый напор, то увеличится расход воды в сети на участке между точкой *x* и концевым абонентом, в результате чего пьезометрический график этого участка будет более крутым.

Как следует из (3.53), у всех абонентов, расположенных между точкой *x* и концевой точкой сети, произойдет пропорциональная разрегулировка, т.е. степень изменения расхода воды у всех абонентов будет одинакова (φ = idem):

$$\varphi = V_{\text{п}}/V_{\text{д}}, \tag{3.56}$$

где $V_п$ – расход воды у абонентов после отключения абонента в точке x тепловой сети; $V_д$ – расход воды у абонентов до отключения абонента в точке x.

У всех абонентов, расположенных между станцией и точкой x, произойдет непропорциональная разрегулировка, т.е. степень изменения расхода воды φ будет различной у разных абонентов. Минимальное значение φ = 1 будет иметь место у абонента, расположенного непосредственно вблизи станции. Максимальное значение φ > 1 будет иметь место у всех абонентов, присоединенных к сети в точке x и после точки x по ходу теплоносителя от ТЭЦ.

Рис. 3.17. Изменение пьезометрического графика водяной тепловой сети: *а*) при отключении абонента; *б*) при изменении напора на станции

Если на станции изменяется располагаемый напор, а сопротивление сети s остается неизменным (см. рис. 3.17 *б*), то, как видно из (3.55), суммарный расход воды в тепловой сети, а также расходы воды у всех абонентов изменяются пропорционально корню квадратному из располагаемого напора на станции.

3.12. Гидравлическая устойчивость

Под гидравлической устойчивостью понимается способность системы поддерживать заданный гидравлический режим. Чем устойчивее система, тем меньше влияние гидравлического режима всей системы на гидравлический режим отдельных абонентских установок.

Количественная оценка гидравлической устойчивости абонентских установок проводится по коэффициенту гидравлической устойчивости, равному отношению расчетного расхода сетевой воды через абонентскую установку к максимально возможному расходу через эту установку в условиях работы данной системы централизованного теплоснабжения.

Коэффициент гидравлической устойчивости абонентских установок, оснащенных авторегуляторами, практически равен единице, так

как действительный расход сетевой воды через такие установки при всех режимах равен или близок к расчетному.

При отсутствии на ГТП или МТП (абонентских вводах) авторегуляторов коэффициенты гидравлической устойчивости абонентских установок значительно отличаются от единицы. Максимальная разрегулировка возникает при наибольшем отклонении действительного располагаемого напора в тепловой сети перед абонентской установкой от расчетного значения. При отключении части абонентов от тепловой сети уменьшаются расход воды и потери напора в сети, а располагаемый напор на работающих абонентских вводах возрастает. В пределе, когда потери напора в тепловой сети делаются незначительными по сравнению с располагаемым напором на коллекторах станции, располагаемый напор на абонентских вводах приближается по значению к располагаемому напору на станции и степень изменения расхода в абонентских системах достигает максимального значения.

Учитывая квадратичную зависимость между расходом воды и потерей напора, можно написать следующее приближенное выражение для коэффициента гидравлической устойчивости абонентской установки при отсутствии авторегулирования на абонентском вводе:

$$Y = \frac{V_p}{V_{max}} = \sqrt{\Delta H_a / H_{\text{ст}}} = \sqrt{\frac{\Delta H_a}{\Delta H_a + H_c}} = \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{\Delta H_c}{\Delta H_a}}}, \qquad (3.57)$$

где ΔH_a – располагаемый напор на абонентском вводе при расчетном расходе воды; ΔH_c – потеря напора в тепловой сети при расчетном расходе воды; $H_{\text{ст}}$ – располагаемый напор на станции: $H_{\text{ст}} = \Delta H_a + \Delta H_c$.

Уравнение (3.57) показывает, что гидравлическая устойчивость абонентских систем тем больше, чем меньше потеря напора в тепловой сети ΔH_c и чем больше потеря напора на абонентском вводе ΔH_a. Для повышения гидравлической устойчивости системы следует все избытки напора, имеющиеся в сети, поглощать при помощи сопротивлений (сопл элеваторов, шайб) и регулирующих клапанов на абонентских вводах или у теплопотребляющих приборов абонентов.

Основной путь повышения гидравлической устойчивости заключается в снижении потери напора в магистральной тепловой сети ΔH_c. Для этого необходимо увеличивать диаметры магистральных тепловых сетей.

Более точное значение коэффициента гидравлической устойчивости абонентских вводов определяется по предложенной Е.Я. Соколовым формуле на основе уравнения потокораспределения (3.52):

$$Y = \overline{V}_a^{\,p} \sqrt{\frac{s_c^y}{s_c^p}}\,, \qquad (3.58)$$

где $\overline{V}_a^{\,p}$ – относительный расход сетевой воды через данную абонентскую установку при расчетном режиме; s_c^p – гидравлическое сопротивление системы теплоснабжения при расчетном режиме; s_c^y – гидравлическое сопротивление системы теплоснабжения при отключении всех абонентских установок, кроме данной.

Для данной системы теплоснабжения s_c^p = const. Для каждой абонентской установки в этой системе $\overline{V}_a^{\,p}$ = const. Таким образом, различие в значениях коэффициента гидравлической устойчивости разных абонентских установок определяется только сопротивлением s_c^y.

Коэффициент гидравлической устойчивости характеризует начальную регулировку системы теплоснабжения.

Стабильность гидравлического режима системы зависит не только от ее начальной регулировки, но и от режима расхода воды у отдельных групп абонентов.

Для стабилизации гидравлического режима целесообразно искусственно выравнивать тепловую нагрузку абонентов с резкопеременным расходом теплоты, например с помощью тепловых аккумуляторов, или же применять схемы присоединений, локализующие переменные гидравлические режимы в пределах установок, где они возникают, не передавая эти режимы на систему теплоснабжения в целом.

Для обеспечения надежной работы тепловых сетей и местных систем необходимо ограничить возможные в условиях эксплуатации изменения давлений в тепловой сети допустимыми пределами. Для этой цели в одной из точек тепловой сети, а при сложных профилях местности в нескольких точках искусственно изменяют давление по определенному закону в зависимости от расхода воды в сети. Эти точки называются *точками регулируемого давления.* В частном случае, когда давление в этих точках поддерживается постоянным как при работе сети, так и в статическом состоянии, они называются *нейтральными точками.* Нейтральную точку обычно размещают на перемычке, соединяющей нагнетательный коллектор сетевых насосов со всасываю-

щим коллектором, используя давление в нейтральной точке в качестве импульса, регулирующего расход подпитки в тепловую сеть.

На рис. 3.18 *а* приведена принципиальная схема подпиточного устройства с регуляторами, управляемыми от нейтральной точки *О,* расположенной на перемычке 4 сетевого насоса. Степень открытия клапанов 2 и 3 устанавливается мембранными приводами. При увеличении утечки воды из тепловой сети снижается давление в нейтральной точке, что приводит к снижению давления на мембранный привод клапана 2, он открывается, и подкачка воды подпиточным насосом в тепловую сеть возрастает. Повышенная подкачка воды в тепловую сеть приводит к восстановлению давления в нейтральной точке. При повышении давления в нейтральной точке возрастает давление на мембранный привод клапана 2 и он прикрывается. В связи с этим уменьшается подкачка воды в тепловую сеть, что должно привести к восстановлению давления в нейтральной точке. Если при полном закрытии клапана 2 давление в нейтральной точке продолжает возрастать, то происходит открытие дренажного клапана 3, часть воды из тепловой сети сливается в дренаж. Клапан 3 остается открытым до тех пор, пока давление в нейтральной точке не восстановится.

На рис. 3.18 *б* приведен пьезометрический график такой системы. Здесь *ABCD* и *AKLD* – пьезометрические графики магистральной тепловой сети; *AOD* – пьезометрический график перемычки; *О* – нейтральная точка на перемычке. Во время работы в перемычке происходит непрерывная циркуляция воды по направлению от нагне-

Рис. 3.18. Схема подпиточного дренажного устройства (*а*) и пьезометрический график (*б*): 1 – подпиточный насос; 2 – подпиточный клапан; 3 – дренажный клапан; 4 – перемычка; 5 – сетевой насос; 6 – регулировочные краны; 7 – бак

тательного патрубка насоса к нейтральной точке О и от нейтральной точки к всасывающему патрубку.

Изменяя степень открытия регулировочных кранов *6* на перемычке 4 (см. рис. 3.18 *а*), можно устанавливать любой фиксируемый напор в нейтральной точке или статический напор в системе теплоснабжения.

Фиксация давления в отдельных точках системы централизованного теплоснабжения может осуществляться также с помощью расширителей и гидрофоров. Расширитель представляет собой открытый сосуд, установленный на высоте, равной фиксируемому напору. Гидрофор представляет собой закрытый сосуд, в котором вода находится под постоянным напором (давлением) газовой или паровой подушки, равным фиксируемому напору. Постоянное давление над поверхностью воды в гидрофоре создается с помощью специального газового компрессора или от парового источника. При уменьшении давления в тепловой сети вода из расширителя или гидрофора поступает в тепловую сеть и компенсирует утечку воды или уменьшение ее объема в системе, вызванное понижением ее средней температуры.

3.13. Гидравлический режим открытых систем

Основная особенность гидравлического режима открытых систем теплоснабжения заключается в том, что при водоразборе расход воды в обратном трубопроводе тепловой сети меньше расхода в подающем трубопроводе. Разность расходов воды в подающем и обратном трубопроводах равна водоразбору плюс утечки из системы.

На рис. 3.19 показан пьезометрический график открытой системы теплоснабжения, в которой абонентские вводы оснащены автоматикой и работают по принципу связанного регулирования. В рассматриваемой системе пьезометрический график подающей линии тепловой сети сохраняется неизменным при любом водоразборе, так как расход воды в подающей линии тепловой сети поддерживается

Рис. 3.19. Пьезометрический график открытой системы теплоснабжения со связанным автоматическим регулированием на абонентских вводах: 1 – подающая линия; 2 – обратная линия при отсутствии водоразбора ($V_г = 0$); 3 – обратная линия при водоразборе, равном 30 % расхода воды в подающей линии

постоянным с помощью регуляторов расхода, установленных на абонентских вводах.

Положение пьезометрического графика обратной линии тепловой сети зависит от водоразбора. С увеличением водоразбора уменьшается расход воды по обратной линии и пьезометрический график обратной линии становится более пологим. Когда водоразбор равен расходу воды в подающей линии тепловой сети, расход воды в обратной линии равен нулю, пьезометрический график обратной линии принимает вид горизонтальной прямой. При одинаковых диаметрах подающей и обратной линий тепловой сети и отсутствии водоразбора пьезометрические графики этих линий располагаются симметрично.

Часто в открытых системах теплоснабжения вместо регулятора расхода устанавливаются постоянные сопротивления (ПС) – дросселирующие вставки на подающей и обратной линиях сети перед узлом водоразбора. В таких сетях изменение водоразбора или перераспределение водоразбора между подающей и обратной линиями вызывает изменение расходов воды не только в обратной, но и в подающей линии тепловой сети. В этих условиях осуществлять центральное регулирование отопительной нагрузки можно только в том случае, если степень изменения расхода воды через отопительные системы φ (8.56) одинакова у всех абонентов.

Водоразбор из подающей линии должен осуществляться перед элеватором после ПС, а водоразбор из обратной линии – непосредственно после отопительных установок перед ПС. Если при этом в условиях эксплуатации у всех абонентов поддерживается одинаковое отношение водоразбора к расчетному расходу воды на отопление, то получается одинаковая степень изменения расхода воды φ на отопление у всех абонентов. На рис. 3.20 *а* показана принципиальная схема такой тепловой сети, а на рис. 3.20 *б* – пьезометрический график этой сети при отсутствии водоразбора.

При выключенном водоразборе напоры в подающей линии перед элеваторами всех абонентов, присоединенных к тепловой сети, равны $H_{п.э}$, а напоры в обратной линии после всех отопительных установок $H_{о.э}$. Располагаемый напор в элеваторных узлах всех отопительных установок один и тот же $\Delta H_э = H_{п.э} - H_{о.э}$.

По характеру гидравлического режима рассматриваемая разветвленная тепловая сеть со многими абонентами эквивалентна тепловой сети с одним абонентом, у которого расчетные расходы воды на отопление и горячее водоснабжение равны суммарным расходам воды на

указанные виды теплового потребления реальных абонентов, а потеря напора при отсутствии водоразбора составляет: в подающей линии $H_п - H_{п.э}$, в элеваторном узле $\Delta H_э$, в обратной линии $H_{о.э} - H_о$.

Рис. 3.20. Схема открытой системы теплоснабжения с абонентскими вводами, отрегулированными по принципу «горизонтальной дорожки» (*а*) и пьезометрический график этой системы (*б*): В – воздушный кран; К – водоразборный кран; О – отопительный прибор

Сопротивление подающей линии (от подающего коллектора ТЭЦ до элеваторного узла) такой эквивалентной сети, м·с^2/м:

$$s_п = (H_п - H_{п.э})/(V_o^P)^2 . \qquad (3.59)$$

Сопротивление элеваторного узла

$$s_э = (H_{п.э} - H_{о.э})/(V_o^P)^2 . \qquad (3.60)$$

Сопротивление обратной линии

$$s_o = (H_{о.э} - H_o)/(V_o^P)^2 , \qquad (3.61)$$

Суммарное сопротивление сети

$$s = s_п + s_э + s_o, \qquad (3.62)$$

где V_o^p – суммарный расчетный расход воды на отопление при полностью выключенном водоразборе, м^3/с; $H_п$, $H_{п.э}$, $H_{о.э}$, H_o – полные напоры, м.

Рассмотрим, какое влияние оказывает водоразбор на гидравлический режим отопительных установок и как следует изменять располагаемый напор на ТЭЦ при качественном регулировании отопительной нагрузки.

Потеря напора в сети при водоразборе:

$$\Delta H_c = (V_o^P)^2 \{ s_п (\overline{V}_o + n\beta)^2 + s_э (\overline{V}_0)^2 + s_o [\overline{V}_0 - (1-\beta)n]^2 \} , \qquad (3.63)$$

а потеря напора в сети при отсутствии водоразбора

$$\Delta H_c^p = (V_o^p)^2 s, \qquad (3.64)$$

где n – отношение расхода на горячее водоснабжение к расчетному расходу воды на отопление, $n = V_{гвс}/V_o^p$; $\overline{V}_o = V_o/V_o'$ – отношение расхода воды на отопление при любом режиме к расходу при отсутствии водоразбора; β – доля отбора воды на ГВС из подающей линии тепловой сети.

Разделив (3.63) на (3.64), получим уравнение, показывающее зависимость расхода воды на отопление от режима водоразбора,

$$\alpha^2 = \overline{s}_п(\overline{V}_o + n\beta)^2 + \overline{s}_э(\overline{V}_o)^2 + \overline{s}_o[\overline{V}_o - (1-\beta)n]^2 . \qquad (3.65)$$

Уравнение (3.65) справедливо только при $\overline{V}_o \geq (1-\beta)n$.

При $\overline{V}_o < (1-\beta)n$ меняется направление движения воды в обратной линии тепловой сети и уравнение (8.65) неприменимо.

Условию качественного регулирования отопительной нагрузки соответствует $\overline{V}_o = 1$.

В этом случае

$$\alpha^2 = \overline{s}_п(1 + n\beta)^2 + \overline{s}_э + \overline{s}_o[1 - (1-\beta)n]^2 . \qquad (3.66)$$

Определим по (3.66) значение α^2 для некоторых частных случаев. При отсутствии водоразбора ($n = 0$)

$$\alpha^2 = 1, \qquad (3.67)$$

т.е. напор на станции должен быть равен расчетному значению ΔH_c^p.

При водоразборе только из подающей линии (β = 1)

$$\alpha^2 = 1 + n(2 + n)\overline{s}_п . \qquad (3.68)$$

Как видно из (3.68), напор на станции должен увеличиваться с ростом водоразбора n.

3.14. Гидравлический удар в тепловых сетях

Гидравлическим ударом называется волновой процесс, возникающий в жидкости при быстром изменении ее скорости.

В трубопроводах этот процесс сопровождается мгновенными местными повышениями и понижениями давления, которые могут значительно выходить за пределы, имеющие место при стабильном режиме.

В современных водяных тепловых сетях вероятность возникновения гидравлических ударов в последние годы существенно возросла в

связи с увеличением единичной тепловой мощности источников теплоты (ТЭЦ и районных котельных), вводом в работу длинных теплопроводов большого диаметра и мощных насосных подстанций с большим количеством регулирующих приборов, клапанов и задвижек, а также включением в систему теплоснабжения пиковых водогрейных котлов.

При отказе какого-либо элемента такой системы, например при внезапной остановке насосов на станции или подстанциях, может произойти резкое изменение скорости воды в сети, сопровождающееся гидравлическим ударом.

Опасность возникновения гидравлического удара возрастает при включении в систему водогрейных котлов. В этом случае внезапное изменение расхода воды через котел может привести к резкому повышению температуры воды в котле, а затем к ее вскипанию в сети и последующей конденсации образовавшихся паровых пузырей в потоке воды более низкой температуры, сопровождающейся гидравлическим ударом.

Гидравлический удар может также возникнуть при быстром закрытии регулирующих клапанов на насосных и дроссельных подстанциях, вызвавшем резкое изменение скорости воды в сети.

Волны гидравлического удара распространяются по системе со скоростью звука в воде около 1000 м/с и могут многократно повторяться, пока энергия удара не израсходуется на работу сил трения и деформацию трубопроводов или не будет погашена в специальных устройствах, ограничивающих распространение гидравлического удара (воздушные колпаки, резервуары и другие устройства). Наибольшую амплитуду изменения давления имеет обычно первая волна удара, которая поэтому является наиболее опасной.

Рассмотрим процесс изменения давления в тепловой сети при закрытии регулирующего органа на магистрали.

На рис. 3.21 *а* показана схема двухтрубной водяной тепловой сети: *I* – сетевой насос, *II* – обратный клапан или затвор на нагнетательном патрубке насоса, *III* – регулирующий клапан на подающей линии магистрали. Сетевая вода после регулирующего клапана *III* распределяется по многочисленным теплопотребляющим установкам абонентов, которые на схеме показаны условно в виде одного потребителя *П*.

Для упрощения рассматриваемого процесса и исключения из него явлений, не связанных непосредственно с гидравлическим ударом, условно примем, что напор, развиваемый насосом *I* , не зависит от расхода и полные напоры на всасывающем и нагнетательном коллек-

торах насоса в точках 6 и 1 поддерживаются постоянными при всех гидравлических режимах сети с помощью расширительных резервуаров *IV и V*, присоединенных к обратному и подающему коллекторам тепловой сети на станции.

На рис. 3.21 *б* показан пьезометрический график этой тепловой сети при двух положениях регулирующего клапана *III:* 1-2-3-4-5-6 при полном открытии клапана *III* и 1-2'-3′-4'-5'-6 при полном закрытии клапана *III.*

На рис. 3.22 показан характер изменения напора во времени с обеих сторон регулирующего клапана *III* в точках 2 и 3 при двух режимах его закрытия: медленном – штриховая и быстром – сплошная линия.

Рис. 3.21. Двухтрубная водяная тепловая сеть: *а*) принципиальная схема; *б*) пьезометрический график

До закрытия клапана *III* напоры в точках 2 и 3 равны ($H_2 = H_3$). После полного закрытия клапана *III* и наступления установившегося режима напор в точке 2: $H'_2 = H_1$, где H_1 – напор на подающем коллекторе ТЭЦ, а напор в точке 3: $H'_3 = H_6$, где H_6 – напор на обратном коллекторе ТЭЦ (см. рис. 3.21).

При медленном закрытии клапана *III* напоры в точках 2 и 3 монотонно изменяются от H_2 до $H'_2 = H_1$ и соответственно от H_3 до $H'_3 = H_6$.

При быстром закрытии клапана *III* вода в первый момент продолжает двигаться в прежнем направлении и с прежней скоростью *w*, что приводит к повышению напора в трубопроводе перед клапаном на величину Я называемую *напором гидравлического удара* (рис. 3.22 *а*). Величина $p_v = H_v \rho g$ называется *давлением гидравлического удара.*

Повышение давления перед клапаном *III* вызывает сжатие воды и растяжение стенок трубопровода. В образовавшееся под действием давления гидравлического удара приращение емкости поступает вода, подводимая к клапану *III.*

Рис. 3.22. Характер изменения напора при гидравлическом ударе:
а) изменение напора в точке 2; *б*) изменение напора в точке 3; ——— быстрое закрытие клапана *III*; — — — - медленное закрытие клапана *III*

Возникшая перед клапаном при гидравлическом ударе волна повышения давления движется со скоростью звука от клапана *III* к точке *I*, т.е. в направлении, обратном движению воды, и тормозит движущийся поток.

В момент торможения меняются знак и значение скорости воды (от + w до скорости ударной волны -a).

Давление гидравлического удара может быть определено на основе второго закона Ньютона. Изменение импульса воды равно импульсу силы:

$$G(w + a) = p_y S, \tag{3.69}$$

где $G = Sw\rho$ – массовый расход воды, кг/с; w – скорость воды до торможения, м/с; a – скорость звука в воде, м/с; S – площадь сечения трубы, м^2 ; ρ – плотность воды, кг/м^3; p_y – давление гидравлического удара, Па,

$$p_y = (w^2 + aw)\rho. \tag{3.70}$$

Пренебрегая значением w вследствие его малости по сравнению с aw, получаем

$$p_y = aw\rho. \tag{8.71}$$

Уравнение (3.71) – известная формула Н.Е. Жуковского, предложенная им в 1899 г.

При гидравлическом ударе давление p возникает практически мгновенно; поэтому вызываемые гидравлическим ударом напряжения и деформации в трубопроводах существенно, примерно в 2 раза, больше, чем при постепенном повышении давления от 0 до p_y .

Для защиты системы теплоснабжения от недопустимого повышения давления при гидравлическом ударе применяются специальные устройства, которые по принципу работы можно разделить на следующие группы:

1) устройства, изменяющие знак волны давлений. К ним относятся обратные клапаны на перемычках, соединяющие трубопроводы, в которых волны давлений имеют разные знаки. В частности, такие перемычки часто устанавливаются между обратным и подающими коллекторами насосных на ТЭЦ или в крупных котельных. При внезапной остановке насосов, когда давление в обратном коллекторе превышает давления в подающем коллекторе, открывается обратный клапан или затвор на противоударной перемычке и давления в коллекторах выравниваются;

2) устройства, тормозящие распространение волнового процесса. К ним относятся газовые и воздушные колпаки;

3) устройства для сброса давлений. К ним относятся уравнительные резервуары, разрывные диафрагмы и предохранительные клапаны. Последние малонадежны из-за возможного прикипания и недостаточного быстродействия;

4) устройства, изменяющие характеристику источника возмущения. К ним относится установка маховых колес на валу насоса, которые увеличивают момент инерции агрегата, благодаря чему возрастает его постоянная времени z_a. Это приводит к увеличению времени z, за которое при отключении электропитания частота вращения насоса изменяется от нормальной до нуля и, следовательно, снижает ударный напор.

4. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ СЕТИ

4.1. Расчет тепловых потерь надземных теплопроводов

Тепловой расчет проводится с целью определения потерь тепла через трубопровод и изоляцию в окружающую среду, падения температуры теплоносителя при движении его по теплопроводу и установления экономически выгоднейшей толщины изоляции.

При надземной прокладке удельная мощность тепловых потерь изолированным трубопроводом в окружающую среду, отнесенная к 1 м длины трубопровода q_l, рассчитываются по формуле теплопередачи через многослойную цилиндрическую стенку, окруженную воздушной средой:

$$q_l = \frac{\tau_в - t_н}{\frac{1}{\alpha_в \pi d_в} + \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{2\pi\lambda_i} \ln \frac{d_{i.н}}{d_{i.в}} + \frac{1}{\alpha_н \pi d_н}} (1+\beta), \text{ Вт/м}, \qquad (4.1)$$

где $\tau_в$, $t_в$ – средняя температура теплоносителя и температура окружающей среды, °С; $\alpha_в$, $\alpha_н$ – коэффициенты теплоотдачи от теплоносителя к стенке трубопровода (внутренний коэффициент) и от наружной поверхности изоляции в окружающую среду (наружный коэффициент), Вт/(м^2·°С); $d_в$, $d_н$ – внутренний диаметр трубопровода и наружный диаметр изоляционного покрытия, м; λ_i – коэффициент теплопроводности i-го слоя изоляции, Вт/(м·°С); $d_{i.в}$, $d_{i.н}$ – внутренний и наружный диаметры i-го слоя изоляции, м.

Как известно из теории теплообмена, каждое слагаемое знаменателя формулы (4.1) соответствует определенному термическому сопротивлению. Термические сопротивления теплоотдачи соответственно от теплоносителя к стенке трубопровода $R_в$ и от наружной поверхности к окружающему воздуху $R_н$, будут равны:

$$R_в = \frac{1}{\alpha_в \pi d_в}; \qquad R_н = \frac{1}{\alpha_н \pi d_н}. \qquad (4.2)$$

Термическое сопротивление i-го слоя изоляции:

$$R_i = \frac{1}{2\pi\lambda_i} \ln \frac{d_{i.н}}{d_{i.в}}, \text{ (м·°С)/Вт}. \qquad (4.3)$$

Термическое сопротивление $R_в$ и R_w термическое сопротивление стенки R_w весьма малы по сравнению с термическим сопротивлением изоляции, поэтому в практических расчетах ими можно пренебречь. Однако необходимо учитывать дополнительные потери через неизо-

лированные части теплопровода (арматуру, опоры, компенсаторы). Их учитывают в долях β тепловых потерь теплопроводом (β ≈ 0,2).

Наружный коэффициент теплоотдачи можно вычислить по упрощенной зависимости:

$$\alpha_н = 11{,}6 + 7\sqrt{w}\,, \qquad (4.4)$$

где w – скорость движения воздуха, м/с.

4.2. Тепловые потери теплопроводов при бесканальной прокладке

При прокладке теплопровода непосредственно в грунте последний представляет собой определенное термическое сопротивление. Тепловой поток направлен от теплоносителя (через стенку трубопровода, тепловую изоляцию и грунт) к поверхности земли и далее в окружающую среду. На рис. 4.1. показаны изотермы в грунте около изолированного трубопровода, проложенного в грунте. Изотермы представляют собой окружности, центры которых с уменьшением температуры смещаются вниз от поверхности земли. Линии теплового потока симметричны относительно вертикальной плоскости, проходящей через ось трубопровода, берут начало у его поверхности и выходят из грунта по нормали к последнему. Задачу определения термического сопротивления грунта в теории теплопередачи решают методом «истока и стока». Результирующая формула Форхгеймера имеет вид:

Рис. 4.1. Теплопровод при бесканальной прокладке

$$R_{гр} = \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln\{\frac{2h_{эк}}{d_н} + \sqrt{\left(\frac{2h_{эк}}{d_н}\right)^2 - 1}\}, \qquad (4.5)$$

где $R_{гр}$ – термическое сопротивление грунта, включая внешнее термическое сопротивление от грунта к воздуху, (м·°С)/Вт; $\lambda_{гр}$ – коэффициент теплопроводности грунта, ($\lambda_{гр} \approx 1{,}7$ Вт/(м·°С); $d_н$ – наружный диаметр изоляционного покрытия трубопровода, м.

Эквивалентная глубина заложения $h_{эк}$ определяется по формуле:

$$h_{эк} = h + \lambda_{гр}/\alpha, \qquad (4.6)$$

где h – глубина заложения трубопровода от поверхности земли до его оси, м; α – коэффициент теплоотдачи от поверхности земли к воздуху (имеет порядок $\alpha \approx 10$ Вт/м^2); $\lambda_{гр}/\alpha$ – эквивалентная толщина слоя грунта, заменяющего внешнее термическое сопротивление массива, м.

При достаточно большой глубине заложения трубопровода без существенной погрешности формула (10.5) может быть представлена в упрощенном виде (при $2h/d = 2$ ошибка составляет 5 %):

$$R_{гр} = \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \frac{4h_{эк}}{d_н}. \qquad (4.7)$$

Удельная мощность тепловых потери через изолированный теплопровод при бесканальной прокладке в грунте находят по формуле:

$$q_l = \frac{2\pi(\tau_в - t_н)}{\sum_{i=1}^{n}\left[\frac{1}{\lambda_i}\ln\frac{d_{i.н}}{d_{i.в}}\right] + \frac{1}{\lambda_{гр}}\ln\frac{4h_{эк}}{d_н}}(1+\beta), \qquad (4.8)$$

где $\tau_в$, $t_в$ – средняя температура теплоносителя и температура окружающей среды.

При расчетах внешнее термическое сопротивление часто не учитывают, в таком случае за расчетную температуру принимают температуру грунта на глубине заложения теплопровода.

При бесканальной прокладке двух параллельных или нескольких теплопроводов температурные поля отдельных теплопроводов складываются и тепловые потоки взаимодействуют. Если один теплопровод имеет более высокую температуру, чем второй, то тепловые потери второго теплопровода будут уменьшены, а при большой разнице температур второй теплопровод вообще может не иметь тепловых потерь. Для расчета тепловых потерь параллельных теплопроводов при бесканальной прокладке в грунте, используют принцип наложения температурных полей, создаваемых каждым теплопроводом отдельно.

Метод расчета тепловых потерь многотрубных теплопроводов при бесканальной прокладке был разработан Е.П. Шубиным*. Для учета взаимного влияния теплопроводов вводится дополнительное термическое сопротивление R_o.

* Шубин Е.П. Основные вопросы проектирования систем теплоснабжения городов. – М.: Энергия, 1979.

При бесканальной прокладке двухтрубных теплопроводов дополнительное термическое сопротивление определяется по формуле

$$R_o = \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln\sqrt{1+\left(\frac{2h}{b}\right)^2}\ , \qquad (4.9)$$

где b – горизонтальное расстояние между осями труб, м.

Удельные мощности тепловых потерь двухтрубного теплопровода при бесканальной прокладке рассчитываются по следующим формулам для первого и второго трубопроводов соответственно:

$$\left.\begin{aligned} q_{l1} &= \frac{(\tau_1 - t_н)R_2 - (\tau_2 - t_н)R_o}{R_1R_2 - R_o^2}\ ; \\ q_{l2} &= \frac{(\tau_2 - t_н)R_1 - (\tau_1 - t_н)R_o}{R_1R_2 - R_o^2}\ , \end{aligned}\right\} \qquad (4.10)$$

где τ_1 и τ_2 – температура теплоносителя в первом и втором трубопроводах, ^oC; $t_н$ – наружная температура, принимаемая естественной температуре грунта на глубине оси теплопровода; R_1 и R_2 – термические сопротивления первого и второго трубопроводов, включающие термическое сопротивление изоляции и грунта, т.е.

$$R_j = R_{из.j} + R_{гр.j} = \Sigma_j \frac{1}{2\pi\lambda_i} \ln\frac{d_{i.н}}{d_{i.в}} + \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln\frac{4h_{эк}}{d_н}\ . \qquad (4.11)$$

Удельная мощность общих тепловых потерь равна сумме удельных мощностей первого и второго трубопроводов:

$$q_l = q_{l1} + q_{l2}. \qquad (4.12)$$

При совместной прокладке трубопроводов тепловые потери меньше и составляют от суммарных тепловых потерь одиночных труб 80...90 %.

4.3. Тепловые потери при прокладке теплопроводов в каналах

При расчете тепловых потерь теплопроводов, проложенных в каналах, учитывают следующие термические сопротивления: изоляции $R_{из}$, теплоотдачи от изоляции к воздуху канала $R_н$, стенок канала $R_к$ и грунта $R_{гр}$. Определение удельной мощности тепловых потерь одиночного теплопровода в канале сводится к расчету всех термических сопротивлений и вычислению удельной мощности по формуле:

$$q_l = \frac{\tau_в - t_н}{\sum_{i=1}^{n} R_i}(1 + \beta). \qquad (4.13)$$

При расчете термического сопротивления эквивалентный диаметр можно определить как для канала прямоугольного сечения по формуле:

$$d_э = 4S/L,$$

где S – площадь поперечного сечения канала, м^2; L – периметр сечения.

При расчете нескольких теплопроводов, проложенных в каналах, для учета взаимного влияния вначале необходимо определить температуру воздуха в канале по тепловому балансу, а затем – тепловые потери каждым трубопроводом в канале. Тепловой баланс составляют следующим образом: Общие тепловые потери всеми теплопроводами в канале равны тепловым потерям из канала в окружающую среду. Используя принятые выше обозначения, тепловой баланс можно написать в следующем виде:

$$\sum_{i=1}^{n} \frac{\tau_i - t_к}{R_{из.i} + R_{н.i}}(1 + \beta) = \frac{t_к - t_н}{R_{в.к} + R_к + R_{гр}}, \qquad (4.14)$$

где τ_i – температура теплоносителя в i-ом трубопроводе, ^{o}C; n – число трубопроводов; $t_к$ – температура воздуха в канале, ^{o}C; $R_{в.к}$ – термическое сопротивление воздуха в канале (можно пренебречь).

4.4. Расчет падения температуры теплоносителя

Температура теплоносителя, движущегося по трубопроводам, в результате потерь теплоты в окружающую среду постепенно уменьшается. Определить падение температуры теплоносителя на участке длиной l можно на основании теплового баланса. Уменьшение энтальпии теплоносителя за одну секунду равно потери теплоты в окружающую среду за это же время:

$$Gc(\tau_1 - \tau_2) = q_l l, \qquad (4.15)$$

где G – массовый расход теплоносителя, кг/с; c – удельная теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·^{o}C); τ_1 и τ_2 – температура теплоносителя в начале и конце участка.

Если падение температуры небольшое и составляет 3...4 %, то расчет можно вести в предположении постоянства удельной мощности тепловых потерь и определять их по начальному состоянию теплоно-

сителя. При больших падениях температуры при расчетах следует учитывать изменение q_l с уменьшением температуры теплоносителя.

4.5. Использование пакетов прикладных программ для расчета систем теплоснабжения

В настоящее время разработано и реализуется множество программных средств расчета и проектирования инженерных сооружений, начиная от простейших и до сложных планшетных графических и издательских машин. В системе Госстроя России разработкой, размножением и распространением действующих нормативных, методических и программных средств и документов занимается ряд государственных предприятий, научно-исследовательских и проектных институтов и организаций. Наиболее известными из них являются:

Федеральное государственное унитарное предприятие – «Центр проектной продукции в строительстве» (ФГУП ЦПП), которое реализует следующую докуметацию: строительные нормы и правила (СНиП). межгосударственные стандарты (ГОСТ), государственные стандарты Российской Федерации (ГОСТ Р), руководящие документы системы (РДС). нормативные и методические документы по вопросам ценообразования и сметного нормирования, учебная и справочная литература и др.

Государственное предприятие «Центр программных средств массового применения в строительстве» (ГП ЦНС), предлагает Федеральный фонд программных средств: генеральные планы; архитектура и дизайн; конструкции зданий и сооружений; соору-жения транспорта; трубопроводы; строительные элементы; основа-ния и фундаменты; конструкции каменные; конструкции железобе-тонные; металлические конструкции; водоснабжение и канали-зация; теплоснабжение, отопление и вентиляция; электротех-нические системы; защита от вредных воздействий и др.

Рассмотрим последовательность проектирования систем отопления с использованием программы «Отопление 3Д. Версия 2000/2002» отечественной фирмы «Инжсервис». Работа с программой на компьютере разбивается на несколько последовательных этапов-стадий и шагов-команд с использованием со-

ответствующих графических, расчетных и корректирующих меню и подменю.

Работа с графическими меню и подменю:

Вызывается меню «Создание отдельных архитектурных планов». В открывшемся диалоговом окне на дисплее задаются величины требуемой тепловой мощности и температуры воздуха для каждого помещения проектируемого здания. По команде «Вставить» на схему чертежа помещения заносится номер помещения, требуемая тепловая мощность приборов отопления и температуры (последовательно для всех помещений).

Размещение по помещениям, выбранных проектантом конструкций, отопительных приборов. В программу на дисплее вносятся данные о теплотехнических и гидравлических параметрах применяемых в проекте отопительных приборов, для чего вызывается главное меню «Радиаторы» и производится ручная расстановка отопительных приборов, которые изображены на дисплее по ранее выполненным построениям.

Вызывается меню «Стояки» и корректируется место прокладки стояков, их положение на архитектурных планах здания. После этого производится конструирование подающих и обратных коллекторов системы отопления.

В меню «Штуцеры для отопительных приборов» заложено четыре варианта подключения отопительных приборов к стояку (к однотрубному, к двухтрубному и в зависимости от геометрического положения стояков: горизонтальное или вертикальное), выбирается необходимый.

В меню «Вентили стояков и кольца циркуляции (подсети)» определяются места установки запорных кранов и вентилей на стояках и устанавливаются кольца (подсети) циркуляции.

В меню «Установление реперной точки (точки отсчета)» производится расположение на архитектурных поэтажных планах стояков, которым присваивается собственный порядковый номер (подающий и обратный стояки), автоматическое подключение стояков к общей аксонометрической схеме системы отопления (последовательно для всех этажей).

Для выбранной схемы циркуляции (однотрубная, двухтрубная система) последовательно на поэтажных планах производится гра-

фическое присоединение отопительных приборов к соответствующим стоякам.

Построение в масштабе полной ортогональной аксонометрической схемы системы отопления здания с использованием наработанных графических решений (все излишние сегменты трубопроводов удаляются).

В окнах на дисплее заносятся исходные данные о материале труб, изоляции, технические параметры арматуры и др. После выбора начального и конечного сегмента проводится трасса трубопровода, проверка и анализ соответствия принятым решениям по присоединениям и размещениям всех элементов сети – размещение стояков, ответвлений и поворотов и тл. После устранений всех несоответствий принятых ранее решений приступают к собственно расчету. В диалоговом окне дисплея компьютера появляется запись с результатами расчетов по отдельным участкам трассы трубопроводов (рассчитанные участки трубопроводов окрашены в фиолетовый цвет).

С помощью подменю – «Создание ярлыков трубопроводов» на аксонометрической схеме трубопроводов наносятся поясняющие надписи к пронумерованным участкам трубопроводов.

С помощью меню «Создание спецификации» выбираются формы таблиц спецификации и учетные объекты для включения в них. В выбранную форму автоматически заносятся все результаты расчетов с заводскими маркировками и спецификацией всех элементов выбранной системы отопления.

В программе имеются меню для проведения корректировки отдельных подсистем и участков сети системы отопления.

Работа с расчетными меню и подменю. Наряду с представлением тепловых, гидравлических, технологических расчетов систем и оборудования обязательным условием добротной проект-ной документации является наличие сметно-фннансового модуля. Разработка его в любом проекте является завершающим и трудоемким этапом, связанным с подсчетом спецификации материалов, приборов и оборудования. Здесь вступает в силу человеческий фактор, и если объем выполненного проекта достаточно велик, то вероятность точного подсчета без многократной проверки резко снижается.

Неточность расчетов приводит к жалобам строительно-монтажных организаций на нехватку того или иного материала с явными претензиями на недосчсет при выполнении проектно-сметной документации.

Московское ООО НТЦ «Конструктор» предлагает усовершенствованную и безошибочную систему автоматизированного проектирования Autodesk® Building Systems (ABS3), включающую В себя три модуля проектирования: Mechanical - для проектирования систем отопления, вентиляции, кондиционирования, Plumbing-для проектирования сетей водоснабжения и канализации, Electrical -для проектирования электрических и слаботочных сетей. В этот программный продукт включены многочисленные утилиты-инструменты для удобства пользования модулями, а также разработанная в соответствии с требованиями российских государственных стандартов «STS-Библиотека 1.0 для ABS», отражающая более 5000 элементов производимых у нас приборов и оборудования.

Из проведенного описания порядка и последовательности использования компьютерных программ для проектирования систем отопления следует, что специалистам и проектировщикам необходимо хорошее знание компьютерной техники и технологии, владение навыками работы на ПК. Эти требования янляются обязательными элементами подготовки специалистов в любой отрасли.

5. ПРОЧНОСТНЫЕ РАСЧЕТЫ ЭЛЕМЕНТОВ СЕТЕЙ

5.1. Расчет трубопроводов

Стенки труб трубопроводов тепловых сетей испытывают напряжения от внутреннего давления меньшие, чем изгибающие напряжения от компенсации температурных удлинений труб и изгиба от весовых нагрузок. Характер и величина нагрузок существенно различны в зависимости от способа прокладки труб.

В расчетах на прочность должны учитываться следующие нагрузки и воздействия на трубопроводы, различающиеся по величине и характеру:

- весовые при расчете труб на изгиб;
- ветровые (для надземных прокладок на эстакадах);
- от сил трения в подвижных опорах или трения в окружающем грунте;
- воздействие внутреннего давления теплоносителя в трубах;
- воздействие изменения температуры труб.

Определение толщины стенок труб δ, м, согласно СНиП II-45-75 производится методом предельных состояний:

$$\delta = \frac{npD_н}{2(R_1 + np)}, \text{ м}, \qquad (5.1)$$

где n = 1,1 – коэффициент перегрузки; p – внутреннее давление, МПа; R_1 – расчетное сопротивление для стали, МПа; $D_н$ – наружный диаметр трубы, м; R_1 принимается равным минимальному временному сопротивлению стали на растяжение по ГОСТ в зависимости от марки трубной стали, с учетом ряда снижающих коэффициентов: безопасности, степени надежности работы и др.

Определение толщины стенок по допускаемому напряжению согласно ОСТ.108.031.02-75 производится по формуле:

$$\delta = \frac{pD_н}{2\varphi\sigma_{доп} + p}, \text{ м}, \qquad (5.2)$$

где $\sigma_{доп}$ – допускаемое напряжение, МПа; φ – коэффициент прочности сварных швов, зависящий от способа сварки, для бесшовных труб φ = 1.

Для углеродистых трубных сталей, работающих при температуре не выше 200 °С, принятые величины $\sigma_{доп}$ приведены в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Допускаемы напряжения углеродистых трубных сталей

Марка стали	ВСт2Кп	ВСт3Кп	ВСт3сп, ВСт3пс	15, 15к, 16к	20,20к, 18к	16ГС
$\sigma_{доп}$, МПа	95	110	117	130	140	145

Толщина стенки, по формуле (5.2) получается больше, чем по формуле (5.1), но она недостаточна, так трубопроводы одновременно испытывают дополнительные напряжения изгиба от собственного веса и большие температурные, компенсационные усилия. Ниже приводится порядок расчета с учетом действия суммарных нагрузок.

Определяются напряжения растяжения в стенках труб от внутреннего давления σ_1, действующие в осевом направлении (аксиальное), и σ_2 – в поперечном (тангенциальное):

$$\sigma_1 = npD_{вн}/4\delta; \tag{5.3}$$

$$\sigma_1 = npD_{вн}/2\delta; \tag{5.4}$$

где $D_{вн}$ – внутренний диаметр трубы.

Осевая растягивающая сила P по формуле:

$$P = np\pi D_{вн}^2/4. \tag{5.5}$$

В трубопроводах с сальниковыми компенсаторами, которые допускают свободное перемещение труб в осевом направлении (в местах установки компенсаторов трубопровод фактически разрезан на части), силы P целиком передаются на неподвижные опоры. Конструкции этих опор должны быть выполнены особенно прочными.

С учетом трения в опорах и реактивных сил $P_к$ в компенсаторах сила P в общем виде определяется по формуле:

$$P = np\pi D_{вн}^2/4 \pm \mu qL \pm P_к, \tag{5.6}$$

где q – удельная нагрузка от массы теплопровода, Н/м; L – расстояние от неподвижной опоры до компенсатора, м; μ – коэффициент трения в опорах, знак «+» или «–» зависит от температурного режима (нагрев или охлаждение). В бесканальных трубопроводах вместо μq действуют силы трения $p_{тр}$, отнесенные к единице длины трубы, определяемые из опыта по специальным измерениям. Наибольшие напряжения сжатия действуют в режиме нагрева.

5.2. Расчет теплопроводов на весовые нагрузки

Максимальные изгибающий момент над опорами M и в середине пролета между опорами $M_{1/2}$ определятся по формулам:

$$-M = ql^2/12, \text{ Н·м}; \quad (5.7)$$

$$M_{1/2} = ql^2/24, \text{ Н·м}; \quad (5.8)$$

Максимальный прогиб $f_{1/2}$ определяется из выражения:

$$f_{1/2} = ql^4/(384EI), \text{ м}, \quad (5.9)$$

где l – расстояние между опорами, м; EI жесткость поперечного сечения трубы; E – модуль продольной упругости, Па/м^2; I – экваториальный момент инерции трубы, м^4; q – расчетная весовая нагрузка на единицу длины трубопровода, Н/м.

В трубопроводах с волнистыми (линзовыми) компенсаторами, которые создают шарнирность, т.е. допускают поворот сечений трубопровода на некоторый угол, максимальный изгибающий момент над опорами M и прогиб $f_{1/2}$ возрастают:

$$-M = ql^2/10, \text{ Н·м}; \quad (5.10)$$

$$f_{1/2} = ql^4/(185EI), \text{ м}. \quad (5.11)$$

Большие прогибы могут вызвать образование «мешков» в пониженных точках, в которых будет застаиваться вода, что может приводить к гидравлическим ударам в пусковом режиме. Полное осушение трубопроводов достигается при отсутствии «мешков», когда максимальный прогиб $f_{1/2}$ не превышает 0,25 относительного снижения опор il за счет монтажного уклона осей труб i:

$$f_{1/2} \le 0{,}25\, il. \quad (5.12)$$

Например, в трубопроводе при l = 20 м, уложенном с уклоном i = 0,005, т.е. 5 мм/м, прогиб не должен превышать $f_{1/2} \le 0{,}25 \cdot 0{,}005 \cdot 20 =$ $=0{,}025$ м = 25 мм.

В непроходных каналах рекомендуются следующие расстояния l между опорами:

Диаметр труб D_y, мм	25...50	80...300	400...900	1000...1400
Расстояние l, м	$40D_y$	$30D_y$	$20D_y$	$15D_y$

Прочность трубопроводов с гибкими П-образными компенсаторами должна проверяться по условию:

$$\pm\frac{P}{F}\pm\frac{M}{W}+\sigma_1\le R_2, \qquad (5.13)$$

где $\pm P$ – расчетное осевое усилие; M – изгибающий момент от осевых нагрузок; F и W – площадь сечения стенок и момент сопротивления поперечного сечения трубы; σ_1 – растягивающее напряжение от внутреннего давления, определенное по формуле (5.3) (в трубопроводах с сальниковыми компенсаторами $\sigma_1 = 0$). Согласно СНиП 2.05.06.-85 R_2 равняется нормативной величине $R_2^{н}$, полученной по наименьшему значению условного предела текучести стали $\sigma_т$, который зависит от механических свойств и качества (марки) трубной стали, с учетом снижающих коэффициентов надежности $K_н$ и безопасности C_1. Например, для углеродистых сталей 10, 20 – R_2 = 210 МПа, для стали Ст2сп – R_2 = 220 МПа, для 10ГС1, ВМСт2сп, ВМСт3сп – R_2 = 220 МПа, 17Г1С – R_2 = 300 МПа, 142САФ – R_2 = 360 МПа.

Суммарный расчетный изгибающий момент при одновременном действии нагрузок в двух различных плоскостях (вертикальной и горизонтальной):

$$\Sigma M=\sqrt{M_1^2+M_2^2}, \qquad (5.14)$$

где момент M_1 – момент от вертикальной весовой нагрузки; M_2 – момент от горизонтальной ветровой нагрузки.

Для предварительного определения расстояний l между опорами эстакады на компенсируемых участках, без учета сил трения и ветровой нагрузки, может быть использована формула:

$$l=\sqrt{\frac{12W(R_2-\sigma_1)}{q}}, \text{ м.} \qquad (5.15)$$

В табл. 5.2. приведено максимальное расстояние l для труб D_y = 250...1200 мм из стали 14Г2СА, R_2 = 360 МПа. Возможность увеличения расстояний между опорами необходимо использовать при надземной прокладке трубопроводов малого диаметра совместно с большими. Это достигается при увеличении жесткости поперечного сечения труб малого диаметра приваркой ребер жесткости (рис. 5.1). Усиливающие ребра жесткости из полосовой или угловой стали привариваются над опорами, где действуют изгибающие моменты максимальной величины. Длина ребер составляет 0,07...0,1 части расстояния между опорами.

Таблица 5.2

Рекомендуемы расстояния *l* между опорами для надземной прокладки

Наименование	Условный диаметр трубопровода D_y, мм								
	300	400	500	600	700	800	900	1000	1200
Толщина стенки, мм	8	7	8	9	10	11	12	14	14
Момент сопротивления сечения труб W, см^3	616	955	1680	2690	3900	5500	7660	10930	15740
Расчетная нагрузка q, кН/м	2,05	2,8	5,1	5,5	7,0	8,7	10,2	13,3	17,9
Допускаемые расстояния l, м	28	33	34,5	38	39	40	41,5	43	45

В табл. 5.3 приведены моменты инерции и моменты сопротивления усиленного сечения труб.

Таблица 5.3

Моменты инерции *I* и моменты сопротивления *W* усиленного сечения труб

D_y, мм	δ, мм	Размеры ребер, см			Без усиления		Усиленное сечение		l, м	
		Высота	Толщина	Длина	I, см^4	W, см^3	I, см^4	W, см^3	без усиления	с усилением
76	3	6	0,6	60	46	12,1	246	45	5	9,5
100	4	8	0,8	85	177	32,8	847	80	8	12
150	4,5	8	1	85	652	82	1840	145	9,5	12,5
200	6	15	1,2	180	2279	208	8400	432	18	26,1

Усиление трубопроводов приваркой ребер жесткости используется также при проектировании газопроводов и нефтепроводов при их надземной прокладке. При использовании в эстакадах подвесного пролетного строения на тягах, прикрепленных к верхушкам мачт, необходимо учитывать температурную деформацию тяг, в результате которых в трубопроводах возникают дополнительные изгибающие напряжения.

Рис. 5.1. Усиление труб ребрами

5.3. Усилия, действующие на неподвижные опоры

Неподвижные опоры делят трубопроводы на участки, рассчитываемые на компенсацию при помощи специальных устройств (компенсаторов) или за счет собственной гибкости (самокомпенсация) для снижения температурных усилий и напряжений в трубах.

От рационального размещения неподвижных опор во многом зависят напряжения в трубопроводах, которые не должны превышать допускаемых. Рекомендуются следующие расстояния между неподвижными опорами и сальниковыми компенсаторами:

D_y, мм	100	150	200	250	300	600 и более
L, м	80	100	120	130	150	160

Неподвижные опоры делятся на конструкции неразгруженного и разгруженного типа. К первым относятся опоры трубопроводов с сальниковыми и волнистыми компенсаторами, на которые передаются осевые силы P от внутреннего давления теплоносителя: $P = \pi D_н^2 p/4$. К разгруженным относятся опоры трубопроводов с П-образными компенсаторами и самокомпенсирующиеся, для которых $P = 0$.

Конструкции неподвижных опор нормализованы и приведены в альбомах МВН 1324-56 и МВН 1326-51. Большое распространение получили неподвижные опоры щитовой конструкции в виде плит из железобетона. Их недостатком является наружная коррозия труб, которая сосредотачивается в местах прохода труб через отверстия в плитах там, где к трубам привариваются металлические упоры.

На рис. 5.2 приведены типовые расчетные схемы компенсации температурных расширений теплопроводов для расчета конструкций опор, установленных в точках A, B, C. знаки «+» и «–» соответствуют режимам нагрева или охлаждения теплопроводов, l_1 и l_2 – длины большего и меньшего участков, D_1, D_2 – наружные диаметры труб на смежных участках 1 и 2. Расчет сил производится при нестационарном режиме работы (при закрытых задвижках и спуске воды из участков l_1 и l_2), при котором силы P, передаваемы на опоры, достигают максимальной величины.

В расчетных формулах даны силы, действующие на опору B. Силы в опорах A и C определяются в зависимости от компенсационных характеристик примыкающих к ним участков по аналогичным формулам. Приведенные семь основных схем компенсации исключают необходимость расчетов по вариантам схем компенсации.

Для расчета схемы I (рис. 5.2) применима формула:

$$\pm P = \pm P_к + p\pi(D_2^2 - D_1^2)/4. \qquad (5.16)$$

Рис. 5.2. Типовые расчетные схемы для определения сил, действующих на неподвижные опоры

Для схемы *II* максимальная сила действует при закрытой задвижке и спуске воды (охлаждение участка l_1):

$$P = p\pi D_2^2/4 + P_к. \qquad (5.17)$$

Для схемы *III*:

$$\pm P = p\pi D_1^2/4 \pm q l_1 \mu \pm P_к. \qquad (5.18)$$

Для схемы *IV*:

$$\pm P = p\pi(D_2^2 - D_1^2)/4 \pm 0{,}5\, P_к \pm q\mu\left(l_1 - \frac{l_2}{2}\right). \qquad (5.19)$$

Для схемы *V*:

при нагреве $\quad P = p\pi D_2^2/4 - P_к - P_x - q\mu\,(l_2 + l_3), \qquad (5.20)$

при охлаждении $\quad P = p\pi D_2^2/4 - P_к + P_x + q\mu\,(l_2 + l_3). \qquad (5.21)$

Для схемы *VI*:

при нагреве $\quad P = p\pi D_2^2/4 - P_к - P_x + q\mu l_1 - q\mu\, l_2/2, \qquad (5.22)$

при охлаждении $\quad P = p\pi D_2^2/4 + P_к + P_x - q\mu l_1 + q\mu\, l_2/2, \qquad (5.23)$

Для схемы *VII* с углом поворота сила *P* направлена по биссектрисе угла α, «+» при нагреве, «–» при охлаждении:

$$P = [\pm 0{,}5 P_к \pm q\mu\left(l_1 - \frac{l_2}{2}\right) + p\pi D_2^2/4]\sin\beta. \qquad (5.24)$$

Здесь и везде p – давление теплоносителя; q – весовая нагрузка на 1 м длины теплопровода; μ – коэффициент трения, равный 0,3 для скользящих опор и 0,05/r для катковых опор (r – радиус катка, см); $\pm P_к$ – сила трения в сальниковых компенсаторах (см. приложение табл. П12, П13); P_x – сила упругого отпора П-образного компенсатора.

В рассмотренных схемах сальниковые компенсаторы могут быть заменены на гибкие, П-образные или другой конфигурации. В этом случае в расчетных формулах следует приравнять выражения:

$$p\pi(D_2^2 - D_1^2)/4; \quad p\pi D_2^2/4 \text{ и } p\pi D_1^2/4, \qquad (5.25)$$

а силу трения в сальниковых компенсаторах $\pm P_к$ заменить на силу упругого отпора гибких компенсаторов P_x.

Сила трения в сальниках $P_к$, кН, может быть определена по формуле:

$$P_к = 4\pi n D_н \delta\mu / f, \qquad (5.26)$$

где $D_н$ – наружный диаметр стакана (патрубка) внутри корпуса компенсатора, м; f – площадь сечения набивки сальника, м^2; n – число болтов для затяжки сальника; δ – высота слоя набивки, м; μ – коэффициент трения, $\mu = 015$ для асбестового шнура, $\mu = 0{,}35$ для резины; 4 кН – максимальное усилие затяжки болта гаечным ключом.

Для компенсаторов $D_y \geq 500$ мм сжатие набивки можно принимать равным гидростатическому давлению теплоносителя.

В типовых расчетах можно пользоваться следующими усредненными величинами $P_к$:

D_y, мм	150	200	250	300	350	400	500	600	700	800	1000	1400
$P_к$: кН	23	23	24	27	31	39	59	71	81	90	110	150

Напряжение в стенках корпуса сальниковых компенсаторов от давления теплоносителя рассчитывается по формуле (10.4).

Диаметр и количество болтов грундбуксы (уплотняющих набивку сальников) на действие растягивающей силы P определяют по формуле (5.5).

Возможность вырывания подвижных стаканов из сальниковых компенсаторов (в случае нарушения прочности неподвижной опоры, установленной на трубопроводе) исключается только при условии приварки к стаканам предохранительных колец.

Прочность колец и сварных швов на действие силы P определяют по формуле (5.5).

5.4. Расчет П-образных компенсаторов

В надземных и подземных трубопроводах находят широкое применение П-образные компенсаторы. К их преимуществам относятся: небольшие усилия, передаваемые на неподвижные опоры; отсутствие необходимости обслуживания; большая компенсирующая способность.

Имеются и недостатки: большие габариты; увеличение гидравлических сопротивлений теплопроводов; удорожание стоимости теплопроводов и увеличение на них затрат металла на 7...8 %.

С достаточным запасом прочности и надежности расчет П-образных компенсаторов можно выполнить, принимая в качестве допускаемого, изгибающее напряжение:

$$\sigma_к = 0{,}7R_2 - pD_{вн}/(4\delta), \text{ МПа}. \qquad (5.27)$$

Отсюда $\sigma_к$ = 160 МПа для компенсаторов из сталей 10Г2С, ВМСт2сп, Ст3сп, ВМПт3сп и $\sigma_к$ = 120 МПа для сталей 10, 20, Ст2сп.

При определении может $\sigma_к$ не учитываться напряжение изгиба от весовой нагрузки. Для компенсаторов из труб $D_y \leq 500$ мм $\sigma_к$ может быть увеличено 10 %. Для паропроводов с давлением не более 2,5 МПа и температурой до 350 ^{o}С допускаемые напряжения снижаются до $\sigma_к$ = 80...100 МПа.

Компенсаторы изготовляются с гнутыми отводами с радиусом изгиба $R = (3...4)D_н$, а также со сварными отводами (из сегментов) с $R = D_н$, $1{,}5D_н$, и $2D_н$ и с круто загнутыми штампованными отводами.

Широко применяются компенсаторы со складчатыми (полурифлеными) отводами, которые имеют на 20 % более высокую компенсирующую способность, чем гладкие отводы. Расчетная схема компенсатора показана на рис. 5.3. расчет начинается с вычисления координат упругого цента, x_s и y_s. Вследствие симметричности упругий центр s лежит на оси y, поэтому $x_s = 0$.

В расчетах учитывается возрастание гибкости изогнутых участков (отводов) по теории Кармана:

$$y_s = [6{,}28/k + 3{,}14m/k + m^2 + 2m + p(m + 2)]R^2/L_{пр}, \qquad (5.28)$$

где $L_п$ – приведенная длина оси компенсатора:

$$L_{пр} = (2n + 2m + p + 6{,}28/k)R. \qquad (5.29)$$

смысл коэффициентов кратности длины прямых участков p, n и m ясны из рис. 5.3; коэффициент k см. ниже)

Рис. 5.3. Расчетная схема П-образных компенсаторов: в точке *0* – начало осей *x* и *y*, в точке *S* с координатами x_s и y_s – центр упругости, *pR*, *mR*, *nR* – длины прямых участков.

Далее определяют момент инерции упругой линии оси компенсатора относительно оси x_s:

$$I_{xx} = [9{,}42/k + 10{,}28m/k + 3{,}14m^2/k + 0{,}67m^3 + 2m^2 + 2m + p(m+2)^2]R^3 - \\ - L_{пр}\, y_s^2\,,. \qquad (5.30)$$

Сила упругого отпора компенсатора:

$$P_x = \Delta l_к EI\,/I_{xs},\ \text{м}^3, \qquad (5.31)$$

где $\Delta l_к$ – расчетная компенсирующая способность, м; E – модуль упругости стали с учетом температуры, Н/м^2; I – момент инерции поперечного сечения трубы, из которой изготовляется компенсатор, м^4.

Максимальный изгибающий момент действует на прямом участке в месте начала изгиба вверху компенсатора (рис. 5.4):

$$M_{max} = P_x(H - y_s),\ \text{Н·м}, \qquad (5.32)$$

где H – вылет компенсатора.

Для компенсаторов, укладываемых бесканальным способом (например, с тепловой изоляцией гидрофобными засыпками или тугоплавкими битумами), свободный изгиб прямых участков в поперечном направлении сильно затруднен или вообще невозможен. Поэтому в формуле (5.29) $2nR = 0$, откуда следует:

$$L_{пр} = (2m + p + 6{,}28/k)R. \qquad (5.33)$$

В результате уменьшения $L_{пр}$ сила P_x возрастает на 30...40 %, а компенсирующая способность уменьшается на 10...12 %.

Омегообразные (Ω) компенсаторы, не имеющие прямых участков ($mR = pR = 0$), рассчитываются по более простым формулам:

$$I_{xx} = \frac{R^3}{k}\left(9{,}42 - \frac{19{,}7}{kn+\pi}\right); \qquad (5.34)$$

$$y_s = \frac{3{,}14}{kn+\pi}; \qquad (5.35)$$

$$P_x = \frac{\Delta l_к EIk}{\left(9{,}42 - \frac{19{,}7}{kn+3{,}14}\right)R^3}. \qquad (5.36)$$

Рис. 5.4. Эпюра изгибающих моментов

Максимальный изгибающий момент:

$$M_{max} = P_x y_s = \frac{3{,}14 P_s R}{kn + 3{,}14}. \qquad (5.37)$$

Коэффициент Кармана для гнутых отводов определяется по формуле:

$$k = \frac{1+12h^2}{10+12h^2} \quad \text{при } h \geq 0{,}3, \qquad (5.38)$$

где $h = R\delta/r_{cp}^2$ – параметр; R – радиус изгиба отвода; δ – толщина стенки трубы; r_{cp} – радиус поперечного сечения трубы по середине толщины стенки.

Для сварных и короткозагнутых штампованных отводов коэффициент Кармана определяется по формуле:

$$k = h^{5/6}/1{,}52, \qquad (5.39)$$

где $h = R_э\delta/r_{cp}^2$; $R_э = r_{cp}(1 + \mathrm{ctg}\alpha)/2$ – эквивалентный радиус сварного отвода.

Для сварных отводов (под углом 90°), составленных из двух секторов, $\alpha = 15°$, а для отводов из трех и четырех отводов $\alpha = 11°$.

По теории Кармана напряжения изгиба под действием изгибающих моментов равной величины в изогнутых трубах в несколько раз больше, чем на прямых участках. Поэтому в расчеты вводится коррекционный коэффициент m_1, зависящий от параметра h:

для гнутых отводов $\quad m_1 = 0{,}84/\sqrt[3]{h^2}$; $\quad (5.40)$

для сварных отводов $\quad m_1 = 0{,}9/h^{0{,}67}$. $\quad (5.41)$

Напряжения изгиба на изогнутых участках компенсаторов следует определять по формуле:

$$\sigma'_к = m_1 M/W, \qquad (5.42)$$

Рис. 5.5. Схема типоразмеров П-образных компенсаторов с гнутыми отводами

где M определяется из формул (5.32)...(5.37).

В табл. П11 приложения приведены монтажные типоразмеры и компенсирующая способность П-образных компенсаторов, изготовленных по схеме рис. 5.5, а в табл. П12...П14 – параметры компенсаторов с гнутыми и сварными отводами. В табл. П15 содержатся технические характеристики труб и отводов.

5.5. Самокомпенсация температурных расширений

Трубопроводы, самокомпенсирующиеся за счет своей гибкости, не имеют утечек теплоносителя и не требуют регулярного наблюдения за работой.

Можно так распределить удлинение труб под влиянием нагрева Δl_t между отдельными опорами неподвижного закрепления, что перемещения труб, усилия и напряжения в них не будут превышать допустимых заранее заданных величин.

Наибольшее применение имеют плоскостные Г-образные с прямым или тупым углом поворота, Z-образные с тремя расчетными участками, Z-образные с тремя участками, расположенными в трех различных плоскостях самокомпенсирующиеся схемы трубопроводов.

Г-образная схема (рис. 5.6) получила наиболее широкое применение.

В приведенных ниже формулах метода упругого центра: l_1 и l_2 – длина прямых участков; R – радиус изгиба отвода; y_s и x_s – оси координат с началом в точке s – упругом центре; x_s и y_s, м – координаты центра упругости в системе Bxy с началом координат в точке B:

$$x_s = (0{,}5\,l_1^2 + l_1 R + 0{,}5R^2/k)/L_{пр}; \qquad (5.43)$$

$$y_s = (0{,}57R^2/k + 0{,}5\,l_2^2 + l_2 R)/\,L_{пр}, \qquad (5.44)$$

где приведенная длина оси:

$L_{пр} = \ l_1 + l_2 + 1{,}57\ R/k$, м, (5.45)

момент инерции осевой линии I_{xs} относительно оси x_s:

$$I_{xs} = 0{,}35R^3/k + l_2^3/k + l_2^2 R + \\ + l_2R^2 - L_{пр}\, y_s^2,\ \text{м}^3, \qquad (5.46)$$

момент инерции осевой линии I_{ys} относительно оси y_s:

$$I_{ys} = l_1^3/3 + l_1^2 R + l_1R^2 + \\ + 0{,}35R^3/k - L_{пр}\, x_s^2,\ \text{м}^3; \qquad (5.47)$$

Рис. 10.6. Расчетная схема Г-образных трубопроводов

центробежный момент инерции осевой линии I_{xys} относительно осей x_s и y_s:

$$I_{xys} = 0{,}07R^3/k - L_{пр}\, x_s\, y_s,\ \text{м}^3. \qquad (5.48)$$

Силы упругого отпора P_x и P_y:

$$P_x = \frac{EI(\Delta l_x I_{ys} + \Delta l_y I_{xys})}{I_{xs}I_{ys} - I_{xys}^2},\ \text{Н}; \qquad (5.49)$$

$$P_y = \frac{EI(\Delta l_y I_{xs} + \Delta l_x I_{xys})}{I_{xs}I_{ys} - I_{xys}^2},\ \text{Н}, \qquad (5.50)$$

где Δl_x – температурное удлинение участка l_1 в направлении оси x, м; Δl_y – температурное удлинение участка l_2 в направлении оси y, м.

Изгибающий момент:

в сечении A

$$M_A = P_y(l_1 + R - x_s) - P_x y_s,\ \text{Н·м}; \qquad (5.51)$$

в сечении C

$$M_C = P_x(l_2 + R - y_s) - P_y x_s,\ \text{Н·м}; \qquad (5.52)$$

в сечении B

$$M_B = P_x\,(y_s - 0{,}29R) + P_y(x_s - 0{,}29R),\ \text{Н·м}. \qquad (5.53)$$

Компенсационное напряжение изгиба $\sigma_к$ на прямом участке:

$$\sigma_к = M/W. \qquad (5.54)$$

на изогнутом:

$$\sigma_к = M_B m_1/W, \qquad (5.55)$$

где m_1 – коэффициент концентрации напряжений; W – момент сопротивления (табл. П16).

Расчеты по формулам (5.43)...(5.55) показывают, что максимальные изгибающие моменты и напряжения возникают в сечениях A и C более короткого участка в случаях, когда $8 \geq n \geq 2$ при любом соотношении n/p, где $n = l_1/R$; $p = l_2/R$.

Учитывая, что по теории Кармана на изогнутых участках труб изгибающие напряжения увеличиваются по сравнению с прямыми участками, следует проверять прочность в сечении B по формуле:

$$\sigma'_к = M_B m_1/W, \tag{5.56}$$

и в тех случаях когда M_B меньше, чем M_A или M_C.

Для трубопроводов Г-образной конфигурации с длинными прямыми участками, дополнительную гибкость отводов можно не учитывать, если l_1 или l_2 больше (10...15)R. тогда формулы (5.43)...(5.55) существенно упрощаются:

$$I_{xs} = \frac{l_1^3}{3} - \frac{0{,}25 l_1^3}{n+1}; \tag{5.57}$$

$$I_{ys} = \frac{n^3 l_1^3}{3} - \frac{0{,}25 n^4 l_1^3}{n+1}; \tag{5.58}$$

$$I_{xys} = 0{,}25 n^2 l_1^3/(n+1); \tag{5.59}$$

$$x_s = n^2 l_1/(2(n+1)); \tag{5.60}$$

$$y_s = (n l_1 + l_1/2)/(n+1), \tag{5.61}$$

где $n = l_2/l_1$.

Силы P_x и P_y вычисляются по формулам (5.49), (5.50). Максимальный изгибающий момент на неподвижной опоре короткого плеча:

$$M_A = P_x y_s - P_y(l_1 - x_s). \tag{5.62}$$

Окончательную пригодность предварительно принятых при проектировании размеров прямых и изогнутых участков самокомпенсирующихся трубопроводов следует проверять после определения $\sigma_к$ по вышеприведенным формулам, полученным из условия прочности при одновременном действии всех нагрузок.

В общем виде это условие выражается следующим образом:

$$\Sigma\sigma_к \leq R_2 \geq \frac{P_к}{F} + \frac{\sqrt{M_в^2 + M_к^2}}{W} + \sigma_1, \tag{5.62}$$

где R_2 – нормативная величина (см. п.5.2); $P_к$ – сила трения в сальнике компенсатора; $M_в$ – изгибающий момент от весовой нагрузки; $M_к$ – изгибающий момент от компенсации температурных удлинений; σ_1 – напряжение от внутреннего давления по формуле (5.3); F – площадь сечения стенки трубопровода; W – момент сопротивления поперечного сечения трубы (табл. П16).

Для воздушных (надземных) прокладок следует дополнительно учитывать изгибающее напряжение от ветровой нагрузки, действующей в горизонтальной плоскости.

5.6. Усилия, действующие в бесканальных теплопроводах

В бесканальных трубопроводах из-за силы трения в грунте возникают большие осевые усилия и напряжения за счет температурных удлинений. К тому же нет возможности поперечных (по отношению к оси) перемещений зажатых окружающим грунтом трубопроводов с монолитными теплоизоляционными оболочками (армопенобетон, битумоперлит, пенопласт и др.). Поэтому на углах поворота трубопровода и в местах установки П-образных компенсаторов необходимо предусмотреть каналы. Ограниченной подвижностью труб в поперечном направлении в какой то степени обладают бесканальные трубопроводы с засыпной теплоизоляцией – гидрофобный, сепарированный мел (протексулейт), асфальтоизол, что позволяет частично использовать для самокомпенсации температурных удлинений труб угловые, бесканальные участки трубопровода.

Теоретически силы трения в грунте $P_{тр}$ могут быть определены по формулам:

$$P_{тр} = N\mathrm{tg}\varphi\ ; \qquad N = \rho H \pi D_н n, \tag{5.63}$$

где ρ – плотность грунта, кг/м^3; $\mathrm{tg}\varphi$ – коэффициент трения грунта; H – заглубление до верха теплоизоляционной конструкции трубопровода, м; $D_н$ – наружный диаметр теплоизоляции, м; n = 1,2 – коэффициент перегрузки.

Формула для поперечной силы N для труб малого и среднего диаметров, для которых интенсивность вертикального давления грунта, отнесенная к 1 м длины трубопровода $p = \rho H$ равна интенсивности горизонтального (бокового) давления q. Для трубопроводов диаметром более 250 мм следует учитывать неравенство этих давлений, при этом

$$N = \pi D_н n(p + q)/2, \tag{5.64}$$

где

$$q = \rho(H + D_н/2)\mathrm{tg}^2(45 - \varphi/2). \qquad (5.65)$$

Более точно силы трения определяются измерениями на действующих трубопроводах и существенно различны для различных бесканальных конструкций и материалов тепловой изоляции.

Между температурным удлинением бесканального трубопровода Δl_t и перепадом температуры Δt существует определенная зависимость. В начальный период нагрева или охлаждения теплопровода температурные изменения длины Δl_t возникают только на небольшой длине труб, непосредственно около компенсаторов. С увеличением температурного перепада Δt перемещения распространяются на всю длину компенсирующего участка L. При этом температурное усилие

$$P_t = \alpha E \Delta t F, \qquad (5.66)$$

становится равным силе трения:

$$P_{тр} = p_{тр} L,$$

где α – коэффициент линейного температурного удлинения для стали; E – модуль упругости стали; F – площадь поперечного сечения стенки трубы; L – длина участка трубопровода от компенсатора до неподвижной опоры.

Дальнейшее увеличение Δt, обозначаемой Δt_{max}, не вызовет возрастания температурных усилий и напряжений в стенках трубопровода с компенсатором, т.е.

$$P_t = P_{тр} \alpha E \Delta t_{max} = p_{тр} L,$$

откуда

$$\Delta t_{max} = p_{тр} L / \alpha E F. \qquad (5.67)$$

На рис. 5.7 *а* показана зависимость температурного усилия P_t от Δt, на рис. 5.7 *б* – зависимость компенсируемого удлинения трубопровода, не встречающего сопротивления трения, определяемое формулой:

$$\Delta l_t = \alpha L \Delta t. \qquad (5.68)$$

Кривая *ОБВ* (с прямым участком *БВ*) представляет собой зависимость температурного удлинения от Δt для трубопровода, которому препятствуют силы в грунте. В точке $Б_2$, которая соответствует Δt_{max}, усилие P_t достигает максимального значения, которое в дальнейшем остается постоянным. На участке кривой *ОБ* удлинения трубопровода в зависимости от температурного перепада Δt происходит по квадратичной зависимости, так как Δl_t по закону Гука будет уменьшаться на

величину деформации, вызванной силами трения и определяемой по формуле:

$$\Delta l_{тр} = p_{тр}L^2/2EF. \qquad (5.69)$$

Рис. 5.7. График зависимости $P_{тр}$ Δl_t и Δl_t от Δt для бесканальных труб

Изменение длины участка L из-за изменения температуры на Δt с учетом противодействия сил трения определяется по формуле:

$$\Delta l_t = \alpha L \Delta t - \frac{p_{тр}L^2}{2EF}. \qquad (5.70)$$

Отсюда по известным из опыта Δl_t и Δt определяется расчетная интенсивность сил трения

$$p_{тр} = \frac{2EF}{L}\left(\alpha\Delta t - \frac{\Delta l_t}{L}\right). \qquad (5.71)$$

Из графика рис. 5.7 *б* следует, что при Δt_{max} измеренная Δl_t меньше теоретической, определяемой по формуле (10.68), на так называемую недокомпенсацию (отрезок прямой $Б_2Б_3$ на графике), которая составляет 50 % теоретической величины (отрезок прямой $ОБ_3$).

На рис. 5.8 представлено распределение сжимающих осевых сил трения в бесканальных трубопроводах с тремя различными вариантами установки сальниковых компенсаторов, соответствующее периоду нагрева при условии, что температурный перепад превышает значение Δt_{max}, определяемое формулой (5.67).

Наибольшие усилия действуют в местах установки неподвижных опор. Значительно меньшее усилие действует непосредственно у компенсаторов. Определяемые по формуле (5.26) силы трения относятся к нормально работающим компенсаторам, не имеющим перекосов и заеданий в грундбуксе. При перекосах осей компенсируемых участков трубопровода, вызванных неравномерной осадкой основания под тру-

бами, неизбежно возрастают силы трения $P_к$, не поддающиеся теоретическому расчету.

Рис. 5.8. График распределения сил $P_{тр}$ в бесканальных трубопроводах в зависимости от принятого способа установки компенсаторов:
а) с односторонними компенсаторами; *б*) с «плавающими» компенсаторами; *в*) с двухсторонними компенсаторами; —⊂— компенсатор; *н.о* – неподвижная – опора

При полном отказе работы сальникового компенсатора возможно увеличение напряжений в стенках труб до большой величины, равной

$$\pm\sigma_t = \alpha E \Delta t.$$

Из представленных на рис. 5.8 трех схем преимущество принадлежит схеме с плавающими компенсаторами, для которой расчетная сила трения:

$$P_{тр} = p_{тр} L/2$$

будет в два раза меньше по сравнению с другими схемами. Если компенсаторы установлены в середине расстояния между неподвижными опорами по схеме рис. 5 8 *б*, то возможно в два раза уменьшить количество устанавливаемых компенсаторов по сравнению со схемами рис. 5.8 *а* и *в*.

Рекомендуемая расчетная интенсивность трения приведена в табл. П15. При соответствующем выборе длины участка L суммарное напряжение не должно превышать значения R_2.

Для трубопроводов с $D_y \geq 250...300$ мм выбранную по расчету на прочность длину участка следует проверить по условию сохранения устойчивости труб на продольный изгиб. Критическое осевое усилие, вызывающее продольный изгиб при нагреве труб, определяется по формуле:

$$P_{кр} = 2\sqrt{EIK}\,, \tag{5.72}$$

где E – модуль упругости стали, Н/м^2; I – момент инерции поперечного сечения трубы, м^4; K – реактивный отпор грунта, Н/м^2.

Для слабых водонасыщенных грунтов $K = 5\cdot10^4$ Н/м^2, для песчаных средней плотности $K = 10^5$ Н/м^2, для плотных, утрамбованных грунтов $K = 5\cdot10^5$ Н/м^2.

В случаях, когда $P_{кр} < P_t = \alpha E\Delta tF$, для увеличения устойчивости следует уменьшить расстояния L между неподвижными опорами, которые могут быть определены по формуле:

$$L = \sqrt{\frac{2\pi^2 EI}{P_{кр}}}\,. \tag{5.73}$$

Условие устойчивости бескомпенсаторных трубопроводов на продольный изгиб требует выполнения условия:

$$P_{кр} > \alpha E\Delta t_{max}F. \tag{5.74}$$

В бескомпенсаторном трубопроводе при нагреве действует напряжение сжатия, определяемое по формуле:

$$\sigma_t = \alpha E\Delta t - pD_{вн}/(4\delta), \tag{5.75}$$

где δ – толщина стенки трубы; p – давление теплоносителя в трубопроводе.

По условиям прочностьи можно определить допустиьую при эксплуатации температуру нагрева труб, принимая $\sigma_t = R_2$:

$$\Delta t_{max} = (R_2 + \frac{pD_{вн}}{4\delta}) / (\alpha E). \qquad (5.76)$$

Если произвести расчет по формуле (5.76) при давлении теплогосителя p = 1,6 МПа, R_2 = 300 МПа в среднем получается Δt_{max} = 130 ^{o}С.

Следовательно, при температуре воздуха при монтаже -30 ^{o}С нагрев труб при эксплуатации может достигать до t = 100 ^{o}С, а при нагреве труб в период монтажа до 25 ^{o}С температура теплоносителя может быть увеличена до 150 25 ^{o}С.

Условие устойчивости бескомпенсаторных трубопроводов на продольный изгиб требует выполнения условия:

$$P_{т} < P_{кр}, \qquad (5.77)$$

где $P_{т} = \alpha E \Delta t_{max} F$.

Расчеты показывают, что это условие (с коэффициентом запаса 1,5 и более) выполнятся для всех трубопроводов диаметром 200 мм и выше. Трубопроводы диаметром 150 мм и меньше, нагреваемые на 100 ^{o}С и выше, требуют установки компенсаторов.

Список использованной литературы

1. Соколов, Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: Учеб. для вузов./ Е.Я. Соколов. – М.: МЭИ, 2001. – 472 с.
2. СНиП 23-01-99*. Строительная климатология / Госстрой России. – М.: ГУЛ ЦПП, 2003. – 72 с.
3. Тихомиров, К.В. Теплотехника, теплогазоснабжение и вентиляция / К.В, Тихомиров, Э.С. Сергеенко. – М: Стройиздат, 1991. – 416 с.
4. СНиП 23-02-2003. Тепловая защита зданий / Госстрой России. – М.: ГУП ЦПП, 2004. – 26 с.
5. СТО 00044807-001-2006. Теплозащитные свойства ограждающих конструкций зданий. – М.: РОИС, 2006. – 64 с.
6. Стерман, Л.С. Тепловые и атомные электрические станции: учебник для вузов / Л.С. Стерман, В.М. Лавыгин, С.Г. Тишин. – 5-е изд. – М.: Издательский дом МЭИ, 2010. – 464 с.
7. Кудинов, А.А. Тепловые электрические станции. Схемы и оборудование: учебное пособие. – М.: ИНФРА-М, 2012. – 325 с.
8. Вафин, Д.Б. Котельные установки и парогенераторы: учебное пособие. – Нижнекамск: НХТИ (филиал) ФГОУ ВПО «КНИТУ», 2013. – 176 с.
9. Ионин, А.А. Теплоснабжение: учебник / А.А. Ионин, Б.М. Хлыбов, В.Н. Братенков, Е.Н. Терлецкая. – М.: ЭКОЛИТ, 2011, – 336 с.
10. Теплогазоснабжение и вентиляция: учебник для студ. учреждений высш. проф. образования / Е.М. Авдолимов, О.Н. Брюханов, В.А. Жила и др. – М.: Издательский центр «Академия», 2013. – 400 с.
11. Губарев, А.В. Теплогенирирующие установки. Ч1, Ч2: учебное пособие / А.В. Губарев, Ю.В. Васильченко. – Белгород: Изд-во БГТУ им. В.Г. Шухова, 2008. – 162 с. и 148 с.
12. Выбор оборудования и расчет тепловой схемы ТЭЦ с турбинами типа ПТ и Р: учебное пособие / Л.П. Шелудько, А.Ю. Абрамова, Г.И. Шамшурина. – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2007. – 67 с.
13. Строительные нормы и правила. СНиП 41-01-2003. Отопление, вентиляция и кондиционирование. М.: ГУП ЦПП. – 2004. – 81.с.
14. Строительные нормы и правила. СНиП 2.04.01-85*. Внутренний водопровод и канализация зданий. М.: Госстрой России. –1998.– 60 с.
15. Варфоломеев, Ю.М. Отопление и тепловые сети: Учебник / Ю.М. Варфоломеев, О.Я. Кокорин. – М.:ИНФРА-М, 2006. – 480 с.

16. Шарапов, В.И. Регулирование нагрузки систем теплоснабжения / В.И. Шарапов, П.В. Ротов. – М.: Изд-во «Новости теплоснабжения», 2007. – 208 с.
17. Строительные нормы и правила. СНиП 41-02-2003. Тепловые сети. М.: ГУП ЦПП. – 2004. – 68 с.
18. Строительные нормы и правила. СНиП 2.04.01-85. Внутренний водопровод и канализация зданий. М.: Стройиздат, 1986. – 93 с.
19. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М.О. Штейнберга. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.
20. Водяные тепловые сети: Справочное пособие по проектированию / И.В. Беляйкина, В.П. Витальев, Н.К. Громов и др.; под ред. Н.К. Громова, Е.П. Шубина. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 376 с.
21. Расчет тепловой схемы паровой котельной для выбора основного оборудования: метод. указания / Р.Л. Ермаков, Н.Г. Захарьева. – Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2006. – 52 с.
22. Орехов, А.Н. Расчет тепловой схемы производственно-отопительной котельной: метод. указания. – Архангельск: Изд-во АГТУ, 2005. – 40 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица П1

Климатологические данные некоторых городов РФ

	Продолжительность отопительного периода, ч/год	Температура наружного воздуха			
		расчетная		средняя самого холодного месяца	средняя за отопительный период
		отопления	вентиляции		
Актюбинск	4870	-31	-21	-15,6	-7,2
Алма-Ата	3980	-25	-10	-7,4	-2,1
Архангельск	6020	-32	-19	-12,5	-4,7
Астрахань	4130	-22	-8	-6,8	-1,6
Барнаул	5260	-39	-23	-17,7	-8,3
Брянск	4940	-24	-13	-8,5	-2,8
Владивосток	4820	-25	-16	-14,4	-4,6
Воронеж	4780	-25	-14	-9,3	-3,4
Волгоград	4370	-22	-13	-9,2	-3,4
Иваново	5210	-28	-16	-11,8	-4,4
Иркутск	5780	-38	-25	-20,9	-8,9
Казань	5230	-30	-18	-13,5	-5,7
Караганда	5090	-32	-20	-15,1	-7,5
Киев	4490	-21	-10	-5,9	-1,1
Красноярск	5640	-40	-22	-17,1	-7,2
Самара	4940	-27	-18	-13,8	-6,1
С.-Петербург	5260	-25	-11	-7,9	-2,2
Москва	4920	-25	-14	-9,4	-3,2
Новосибирск	5450	-39	-24	-19	-9,1
Омск	5280	-37	-23	-19,2	-7,7
Оренбург	4820	-29	-20	-14,8	-8,1
Орск	4900	-29	-21	-16,4	-7,9
Пенза	4940	-27	-17	-12,1	-5,1
Пермь	5420	-34	-20	-15,1	-6,4
Саратов	4750	-25	-16	-11,9	-5,0
Ульяновск	5110	-31	-18	-13,8	-5,7

Таблица П2

Основные энергетические показатели теплофикационных турбин

Показатели	Тип турбины			
	Т-25-90/10	Т-50/60-130	Т-100/120-130	Т-250/300-240
Мощность, МВт: - номинальная - максимальная	25 30	55 60	105 120	250 300
Давление свежего пара, МПа	8,83	12,75	12,75	23,5
Температура свежего пара, °С	535	565	565	540
Расход свежего пара, кг/с: - номинальный - максимальный	35,8 44,4	71,1 73,6	127,8 129,2	251,4 258,3
Пределы регулирования давления в отборах, МПа: - в верхнем отопительном - в нижнем отопительном	0,06-0,25 0,05-0,20	0,06-0,25 0,05-0,20	0,06-0,25 0,05-0,20	0,06-0,20 0,05-0,25
Тепловая отопительная нагрузка, МВт(Гкал/ч): - номинальная - максимальная	107(92) 107(92)	110(95) 116(100)	195(168) 206(177)	384(330) 384(330)
Температура питательной воды, °С	230	232	232	263
Количество отборов для подогрева питательной воды	6	7	7	7

Таблица П3

Основные энергетические показатели паровых противодавленческих турбин

Показатель	Тип турбины	
	Р-50-130/13	Р-100/105-130/15
Мощность, МВт: - номинальная - максимальная	50 60	100 107
Давление свежего пара, МПа	12,75	12,75
Температура свежего пара, °С	565	565
Расход свежего пара, кг/с: - номинальный - максимальный	130,5	211
Пределы регулирования противодавления, МПа	1,0-1,8	1,2-1,8
Номинальный расход пара потребителю, кг/с	–	181

Таблица П4

Основные энергетические показатели турбин с двумя регулируемыми отборами пара

Показатель	Тип турбины			
	ПТ-25-90/10	ПТ-50/60-130/7	Т-135/165-130/13	ПТ-80/100-130-13
Мощность, МВт: - номинальная - максимальная	 25 (30) 30 (35)	 50 60	 135 165	 80 100
Давление свежего пара, МПа	8,83	12,75	12,75	12,8
Температура свежего пара, °С	535	565	555	555
Расход свежего пара, кг/с: - номинальный - максимальный	 44,4 52,8	 76,1 83,3	 208,3 211,1	 130,6 130,6
Пределы регулирования давления в отборах, МПа: - производственном - верхнем отопительном - нижнем отопительном	 0,8-1,3 – 0,07-0,25	 0,5-1,0 0,06-0,25 0,05-0,20	 1,2-2,1 0,09-0,25 0,04-0,12	 1-1,6 0,05-0,25 0,03-0,10
Тепловая нагрузка: – производственная номинал., кг/с – отопительная номинал., кг/с – то же, МВт (Гкал/ч) – производственная максим., кг/с – отопительная максим., кг/с – то же, МВт (Гкал/ч)	 19,4 14,7 – 34,7 25,6 –	 32,8 60 46,6(40) 44,4 60 –	 88,9 60,9 128(110) 108,3 77,5 162,9(140)	 51,4 – – 83,3 55,6 –
Температура питательной воды, °С	218	230	232	249
Количество отборов для подогрева питательной воды	6	7	7	7

Таблица П5

Характеристики строительных материалов

Наименование материала	Плотность в сухом состоянии, ρ, кг/м^3	Коэффициент теплопроводности при условиях эксплуатации *А* или *Б*, λ, Вт/(м·К)	
		А	***Б***
1	2	3	4
Основной конструктивный слой наружной стены			
Плотный силикатный бетон	1800	0,99	1,16
Кирпич керамический пустотелый	1200	0,33	0,42
Пемзобетон	1600	0,62	0,68
Керамзитобетон на кварцевом песке	1200	0,52	0,58
Кирпич керамический полнотелый	1800	0,57	0,69
Перлитобетон	1200	0,44	0,50
Ячеистые газо- и пенобетон (блоки)	1000	0,23	0,25
Кирпич керамический пустотелый на цементно-песчаном растворе	1400	0,64	0,76
Кирпич керамический пустотелый на цементно-перлитовом растворе	1300	0,4	0,47
Шлаковый кирпич и камень на цементно- песчаном растворе	1500	0,64	0,70
Теплоизоляционный слой наружной стены			
Пенополиуретан	75	0,03	0,03
Пенополистирол	100	0,041	0,052
Маты минераловатные прошивные (ГОСТ 1880)	75	0,06	0,064
ROCKWOOR (плиты)	100	0,045	0,045
Минераловатные плиты полужесткие П-125	90	0,042	0,045
Теплоизоляционный слой чердачного перекрытия			
ROCKWOOL (маты)	50	0,047	0,047
Пенополиуретан (напыляемый)	45-70	0,028	0,028
Базальтовая изоляция «Термолайт» (плиты мягкие)	40	0,038	0,044
Стеклянное штапельное волокно «Флайдер- Чудово» (плита П-45)	45	0,045	0,045
Маты минераловатные прошивные	50	0,052	0,06

Продолжение таблицы П5

1	2	3	4
Теплоизоляционный слой перекрытия над подвалом			
Пенополистирол	40	0,041	0,05
Пенополистирол «Пеноплекс»	43	0,031	0,032
Пенопласт(плиты, ГОСТ 20916)	40	0,041	0,06
Пенопласт(плиты, ГОСТ 20916)	50	0,05	0,064
Пенополиуретан	45-70	0,028	0,028
Облицовочный слой наружной стены			
Кирпич силикатный на цементно-песчаном растворе	1300	0,50	0,61
Кирпич керамический пустотелый одинарный	1200	0,33	0,42
Кирпич керамический полнотелый одинарный	1650	0,64	0,73
Смальта	2500	0,76	0,76
Пароизоляция			
Рубероид (ГОСТ 10923), пергамин (ГОСТ 2697), толь (ГОСТ 10999)	600	0,17	0,17
Битум нефтяной кровельный (ГОСТ 6617)	1000	0,17	0,17

Таблица П6

Удельная теплоотдача трубопроводов
($q_в$ – верхняя, $q_г$ – нижняя) систем водяного отопления, Вт/м

$t_т - t_в$, °C	Условный диаметр трубы, мм						
	10	15	20	25	32	40	50
40	22 31	28 38	36 46	44 57	56 74	64 77	79 93
45	25 36	34 44	42 55	52 68	65 86	74 88	93 107
50	30 41	38 50	47 60	59 73	74 91	85 100	106 122
55	34 46	43 57	53 68	67 82	84 101	96 113	120 138
60	38 52	47 63	59 77	74 92	94 114	107 127	134 155
65	42 57	53 70	66 85	83 102	105 125	119 141	149 171
70	46 63	59 77	74 93	93 113	117 138	132 155	165 187
75	51 68	65 84	81 102	101 123	128 151	145 168	180 205
80	56 75	71 92	88 109	110 134	139 164	158 184	196 223
85	60 81	77 100	96 120	120 145	151 178	173 198	214 242
90	65 87	82 107	103 128	130 156	164 191	186 214	231 260
95	71 93	89 115	112 138	138 167	175 204	200 229	250 280
100	75 101	95 122	120 149	149 180	188 222	214 246	268 300
105	81 107	101 131	129 159	159 194	202 237	230 265	287 322
110	86 113	108 139	136 169	169 205	207 244	235 271	295 330
115	91 120	115 147	144 180	180 219	222 260	253 291	315 354
120	98 128	122 156	154 191	192 233	226 266	257 295	321 360
130	99 131	123 159	156 194	194 234	244 289	278 320	348 390

$t_т$ – температура теплоносителя; $t_в$ – температура воздуха

Таблица П7

Тип и характеристика отопительных приборов

Тип отопительного прибора	Номинальная тепловая мощность одного элемента $Q_{ном}$, Вт	Длина одного элемента прибора l, мм
Радиаторы чугунные секционные		
МС-140-108	185	108
МС-140-98	174	98
МС-90-108	150	108
МС-140-АО	178	96
М-140-А	164	96
М-90	140	96
Радиатор алюминиевый «*Extra Therm*»	151	80
Радиатор биметаллический «*RiFar*»	204	80
Радиатор панельный стальной однорядные:		
РСВI-1	504	538
РСВI-2	676	724
РСВI-3	850	910
РСВI-4	1025	1096
РСВI-5	1199	1282
двухрядные		
2 РСВI-3	1475	910
2 РСВI-4	1799	1096
2 РСВI-5	2083	1282
Конвектор настенный с кожухом «Универсал» (концевой0		
КН20-0,4к	400	500
КН20-0,479к	479	600
КН20-0,655к	655	500
КН20-0,786к	786	600
КН20-0,918к	918	700
КН20-1,049к	1049	800
КН20-1,18к	1180	900
КН20-1,311к	1311	1000
КН20-1,442к	1442	1100
КН20-1,573к	1573	1200
КН20-1,704к	1704	1300
КН20-1,835к	1835	1400
КН20-1,966к	1966	1500

Таблица П8

Условный коэффициент теплопередачи некоторых отопительных приборов – $k_{н.у}$, Вт/(м^2·К)

Радиаторы			Гладкотрубный прибор	Конвектор		Ребристая труба	Калорифер
Чугунный секционный	Стальной панельный	Бетонный панельный		без кожуха	с кожухом		
8,5...11,3	10,5...11,5	7,5...11,6	10,5...14	4,7..7	4,7...7	4,7...5,5	9...35

Таблица П9

Коэффициенты местных сопротивлений

Местное сопротивление	ξ при условном проходе труб, мм						
	10	15	20	25	32	40	50
Радиатор секционный	2	2	2	2	2	2	2
Радиатор стальной панельный	0,3	0,6	2	5,3	–	–	–
Конвектор «Универсал»	0,7	1,6	5,4	14,4	–	–	–
Тройники:							
проходные	1	1	1	1	1	1	1
поворотные на ответвление	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
на противотоке	3	3	3	3	3	3	3
Крестовины:							
проходные	2	2	2	2	2	2	2
поворотные	3	3	3	3	3	3	3
Вентили обыкновенные	20	16	10	9	9	8	7
Краны пробковые проходные	5	4	2	2	2	–	–
Краны двойной регулировки с цилиндрической пробкой	5	4	2	2	2	–	–
Задвижки параллельные	–	–	–	0,5	0,5	0,5	0,5
Отводы 90° и утка	2	1,5	1,5	1	1	0,5	0,5
Отводы 135°	1	0,75	0,75	0,5	0,5	0,25	0,25
Скобы	4	3	2	2	2	2	2
Воздухосборник	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5

Таблица П10

Трубы стальные

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Условный проход $d_о$, мм	32	40	50	70	80	100	125	150	175	200	250	300	350
Наружный диаметр $d_н$, мм	38	45	57	76	89	108	133	159	194	219	273	325	377
Внутренний диаметр $d_в$, мм	33	40	51	70	82	100	125	150	184	207	259	309	359
Толщина стенки δ, мм	2,5	2,5	3,0	3,0	4,0	4,0	4,0	4,5	5,0	6,0	7,0	8,0	9
Масса 1 м трубы, кг	2,15	2,6	4,0	5,4	7,3	10,2	12,7	17,2	23,2	31,5	46,7	62,5	81,5
Площадь поперечного сечения в свету 10^4F, м^2	8,2	12,6	20,4	38,5	53,4	78,6	123	177	267	334	527	754	1020
Поверхность 1 м длины трубопровода, м^2	0,119	0,141	0,179	0,238	0,279	0,339	0,418	0,499	0,610	0,688	0,860	1,02	1,18
Экваториальный момент инерции 10^8J, м^4	4,42	7,90	19,5	46	80,5	190	339	653	1250	2300	5250	10 500	18 000
Экваториальный момент сопротивления 10^6W, м^3	2,33	3,52	6,85	12,1	18,1	35,2	51	82,1	129	210	384	645	950

Окончание прилож. 11

1	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
Условный проход $d_о$, мм	400	400	450	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1400
Наружный диаметр $d_н$, мм	426	426	480	530	630	720	820	920	1020	1120	1220	1420
Внутренний диаметр $d_в$, мм	408	414	466	514	612	700	800	898	996	1096	1192	1392
Толщина стенки δ, мм	9	6	7	8	9	10	10	11	12	12	14	14
Масса 1 м трубы, кг	91,6	62,0	80,5	103	137	174	200	246	298	326	415	482
Площадь поперечного сечения в свету 10^4F, м^2	1310	1350	1695	2070	2950	3850	5020	6360	7840	9440	11200	15300
Поверхность 1 м длины трубопровода, м^2	1,34	1,34	1,51	1,66	1,97	2,18	2,48	2,80	3,17	3,52	3,83	4,47
Экваториальный момент инерции 10^8J, м^4	28 000	19 500	29 000	46 000	80 000	145 000	205 000	365 000	450 000	650 000	1 000 000	1 600 000
Экваториальный момент сопротивления 10^6W, м^3	1310	920	1210	1730	2740	4040	5000	7950	8800	11 600	16 300	22 500

Примечание . Материал итип труб для $d_о$ = 32—400 мм — бесшовные горячекатаные и холоднокатаные, Ст. 2сп, Ст. 3сп, стали 10 и 20. ГОСТ 8731-87 и ГОСТ 8733-87. Для $d_о$ = 400—1400 мм — стальные электросварные с двухсторонним прямошовным или спиральным швом, Ст. 2сп, Ст. 3сп, стали 10 и 20. ГОСТ 10706-76, группа А; ГОСТ 8696-74*, группы А и В.

Таблица П11

Типоразмеры компенсаторов по рис. 10.6

$D_у$, мм	H, м	b, мм	c, мм	d, мм	e, мм	f, мм	R, мм	l, мм	L*, м	$\Delta l_к$, мм
50	0,6	1200	500	200	100	150	200	314	2,05	50
	0,8	1200	500	400	100	150	200	314	2,45	70
	1,0	1200	500	600	100	150	200	314	2,85	100
	1,2	1200	500	800	100	150	200	314	3,25	120
100	1,2	2600	1100	300	200	300	450	707	428	100
	1,6	2600	1100	700	200	300	450	707	5,02	150
	2,0	2600	1100	1100	200	300	450	707	5,82	250
	2,4	2600	1100	1500	200	300	450	707	6,62	280
125	1,5	2970	1310	440	250	300	530	832	5,08	100
	2,0	2970	1310	940	250	300	530	832	6,05	180
	2,5	2970	1310	1440	250	300	530	832	7,05	260
	3,0	2970	1310	1940	250	300	530	832	8,05	310
150	1,8	3520	1560	540	300	350	630	989	6,03	120
	2,4	3520	1560	1140	300	350	630	989	7,23	220
	3,0	3520	1560	1740	300	350	630	989	8,43	280
	3,6	3520	1560	2340	300	350	630	989	9,63	350
200	2,4	4600	2100	700	400	400	850	1335	7,94	160
	3,2	4600	2100	1500	400	400	850	1335	9,64	240
	4,0	4600	2100	2300	400	400	850	1335	11,14	350
	4,8	4600	2100	3100	400	400	850	1335	12,74	420
250	3,0	5500	2500	1000	500	500	1000	1571	9,78	200
	4,0	5500	2500	2000	500	500	1000	1571	11,78	310
	5,0	5500	2500	3000	500	500	1000	1571	13,78	400
	6,0	5500	2500	4000	500	500	1000	1571	15,78	600
300	3,6	6800	3100	1100	600	600	1250	1963	11,85	260
	4,8	6800	3100	2300	600	600	1250	1963	14,25	400
	6,0	6800	3100	3500	600	600	1250	1963	16,65	500
	7,2	6800	3100	4700	600	600	1250	1963	19,65	680
350	4,2	8100	3700	1200	700	700	1500	2355	13,92	320
	5,6	8100	3700	2600	700	700	1500	2355	16,72	470
	7,0	8100	3700	4000	700	700	1500	2355	19,52	640
400	4,8	9600	4400	1200	800	800	1800	2827	16,10	300
	6,4	9600	4400	2800	800	800	1800	2827	19,30	410
	8,0	9600	4400	4400	800	800	1800	2827	22,50	600
500	6,0	11000	5000	2000	1000	1000	2000	3142	19,56	350
	8,0	11000	5000	4000	1000	1000	2000	3142	23,56	500
	10,0	11000	5000	6000	1000	1000	2000	3142	27,56	650

*L – выпрямленная длина компенсатора;
$\Delta l_к$ – компенсирующая способность, при условии предварительной растяжке при монтаже на $\Delta l_к/2$.
Допускаемые рабочее давление до 2 МПа, температура до 200 °С

Таблица П12

Осевые силы $P_к$, кН, для П-образных компенсаторов с гнутыми отводами при $\Delta l_к$ = 1 см

Вылет компен-сатора H, м	Условный диаметр труб $D_у$, мм							
	80	100	150	200	250	300	400	500
1,5	0,3	0,6	0,9	2,0				
2,0	0,18	0,3	0,6	1,8	3,0			
2,5	0,1	0,2	0,4	1,0	2,0	3,0		
3,0	0,08	0,12	0,25	0,6	1,2	2,0	3,0	
3,5		0,1	0,2	0,5	0,9	1,4	2,0	3,0
4,0		0,08	0,15	0,3	0,7	1,0	1,8	2,2
5,0		0,05	0,1	0,2	0,4	0,6	0,9	1,4
6,0				0,12	0,25	0,4	0,6	0,9
7,0				0,10	0,20	0,3	0,45	0,6
8,0				0,08	0,15	0,2	0,35	0,5
9,0				0,05	0,10	0,18	0,25	0,35
10					0,08	0,12	0,2	0,3
Приведенные в таблице величины $P_к$ следует умножить на расчетную величину удлинения трубопровода $\Delta l_к$, см								

Таблица П13

Компенсирующая способность $\Delta l_к$, мм, П-образных компенсаторов с гнутыми отводами

Вылет компен-сатора H, м	Условный диаметр труб $D_у$, мм						
	50...80	100	150	200...250	300	400	500
1,5	110	140					
2,0	250	250	160	150			
2,5	330	280	220	180	160	140	
3	400	350	280	250	200	170	140
3,5	500	450	350	300	250	200	170
4		500	420	350	310	250	200
5			550	450	400	320	260
6				600	500	410	350
7					600	500	400
8						600	500
9							570
10							650
Составлено при $\sigma_к$ = 160 МПа с учетом предварительной монтажной растяжки компенсаторов на 50 % расчетного температурного удлинения трубопровода							

Таблица П14

Компенсирующая способность $\Delta l_к$, мм, П-образных компенсаторов со сварными отводами

Вылет компен-сатора H, м	Условный диаметр труб $D_у$, мм					
	200...250	300	400	500	600...800	900...1200
4	160	130	100			
5	220	170	140			
6	270	220	180	160		
7	350	260	220	190	180	
8	400	310	260	230	200	180
9		360	300	260	230	200
10		400	350	300	270	230
11			380	330	300	260
12				370	330	300
13				420	370	320
14					400	370
15						400
Составлено при $\sigma_к$ = 160 МПа с учетом предварительной монтажной растяжки компенсаторов на 50 % расчетного температурного удлинения трубопровода						

Таблица П15

Расчетная интенсивность сил трения грунта для бесканальных трубопроводов (при заглублении H = 1...1,5 м)

Наимено-вание	Условный диаметр труб $D_у$, мм									
	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
Наружный диаметр с теплоизоля-цией армо-бетоном, мм	250	350	480	600	740	840	940	1040	1140	1240
Интенсивность сил трения для армобетона $P_{тр}$, кН/м	6,5	10	14	18,5	21,5	25	28	32	34	36
Интенсивность сил трения для засыпной теплоизоляции $P_{тр}$, кН/м	3	6	9,5	12	16					

Таблица П16

Технические характеристики труб и отводов

$D_у$, мм	$D_{вн}$, мм	δ, мм	F, см^2	I, см^4	W, см^3	***R*** гнутья гладких отводов, мм	***R*** условный сварных отводов, мм	k		m_1	
								для гнутых отводов	для сварных отводов	для гнутых отводов	для сварных отводов
50	51	3	5,1	18,6	6,5	230	-	0,57	-	0,9	-
70	70	3	6,8	45,9	12,1	300	-	0,44	-	1,1	-
80	82	3,5	9,4	84	18,9	360	-	0,42	-	1,1	-
100	100	4	13,1	177	32,8	430	150	0,39	0,15	1,2	2,6
125	125	4	14	337	50,8	530	175	0,31	0,15	1,4	2,7
150	150	4,5	22	652	82	640	200	0,29	0,13	1,5	2,9
200	207	6	40	2279	208	870	250	0,28	0,12	1,5	3
250	261	6	50,3	4484	328	1100	300	0,26	0,11	1,6	3,3
250	259	7	58	5177	380	1100	300	0,26	0,11	1,6	3,3
300	313	6	60,1	7647	470	1300	350	0,25	0,1	1,6	3,5
300	309	8	80	10000	616	1300	350	0,25	0,1	1,6	3,5
350	359	9	104	17600	935	1400	400	0,22	0,1	1,7	3,7
400	412	7	88	20300	955	1700	450	0,14	0,07	2,4	5
400	408	9	117	25625	1203	1700	450	0,14	0,07	2,4	5
450	464	7	100	28700	1200	1900	500	0,12	0,07	2,6	5
450	462	8	118	32608	1364	1900	500	0,12	0,07	2,6	5
500	513	8	131	44670	1685	2100	550	0,13	0,06	2,5	5,8
500	511	9	147	49720	1880	2100	550	0,13	0,06	2,5	5,8
600	614	8	156	75600	2400	-	650	-	0,06	-	5,8
600	612	9	176	84600	2690		650		0,06		5,8
700	704	8	190	113100	3150		750		0,06		5,8
700	700	10	223	140500	3920		750		0,06		5,8
800	802	9	229	188600	4600		850		0,05		7
300	798	11	279	228631	5576		850		0,05		7
900	902	9	258	267300	5811		950		0,05		7
900	896	12	342	352640	7666		950		0,05		7
1000	1020	10	317	404740	7936		1050		0,05		7
1000	1020	12	365	482800	9467		1050		0,05		7
1000	1020	14	442	557457	10930		1050		0,05		7
1200	1220	11	417	762883	12606		1150		0,05		7
1200	1220	12	465	834200	13630		1150		0,05		7
1200	1220	14	530	960594	15747		1150		0,05		7
1400	1424	12	531	1316000	18540		1450		0,05		7
1400	1424	14	618	1527230	21510		1450		0,05		7
1400	1424	16	706	1740000	24520		1450		0,05		7

$D_у$ – условный диаметр трубы, $D_{вн}$ – внутренний диаметр трубы, δ -- толщина стенки трубы, F – площадь сечения стенки, I – момент инерции, W – момент сопротивления, k – коэффициент Кармана, m_1 – коэффициент концентрации напряжений

Данил Билалович Вафин
доктор технических наук

ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ И ТЕПЛОВЫЕ СЕТИ

Учебное пособие

Корректор Габдурахимова Т.В

Сдано в набор
Подписана в печать
Формат $60\times84^{1/16}$. Бумага писчая. Гарнитура «Таймс».
Усл. Печ. л. 14,25. Тираж 100 экз.
Заказ №

НХТИ (филиал) ФГБОУ ВПО «КНИТУ».
г. Нижнекамск, 423570, ул. 30 лет Победы, д. 5а.