

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ**  
Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования  
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

**В.И. Беспалов**

# **СИСТЕМЫ И ИСТОЧНИКИ ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ**

*Рекомендовано в качестве учебного пособия  
Редакционно-издательским советом  
Томского политехнического университета*

Издательство  
Томского политехнического университета  
2011

УДК 697.34 (075.8)  
ББК 31.38  
С 59

**Беспалов В.И.**

С59 Системы и источники энергоснабжения: учебное пособие / В. И. Беспалов; Национальный исследовательский Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2011. – 208 с.

В пособии изложено современное понимание систем энергоснабжения как комплекса взаимосвязанных систем, состоящих из энергетических объектов и объединенных для обеспечения народного хозяйства всеми видами энергии. Рассмотрены элементы, составляющие системы, их характеристики. Приведены методики составления энергобалансов, теплового, гидравлического расчета и проектирования систем тепло-снабжения. Уделено внимание способам регулирования отпуска тепла и гидравлическим режимам тепловых сетей, а также проектированию электрических сетей. Предназначено для студентов всех форм обучения по направлению 140100 «Теплоэнергетика».

**УДК 697.34 (075.8)**  
**ББК 31.38**

*Рецензенты*

Доктор технических наук, профессор ТГАСУ,  
академик Европейской академии естественных наук,  
Н. А. Цветков

Главный технолог завода по промышленной  
переработке стекла ООО «Стеклоэксперт»,  
Кандидат технических наук,  
Л.Г. Захарова

© ГОУ ВПО «Национальный исследовательский  
Томский политехнический университет», 2011  
© Беспалов В.И., 2011  
© Оформление. Издательство Томского  
политехнического университета, 2011

## Оглавление

<i>ПРЕДИСЛОВИЕ</i> .....	5
<i>ВВЕДЕНИЕ</i> .....	6
<b>1. Назначение и структура системы энергоснабжения</b> .....	7
1.1 Энергетический комплекс России и направления его развития.....	7
1.2 . Потребители энергоресурсов .....	10
1.3 . Источники энергоснабжения.....	12
1.4 . Системы транспорта энергии. ....	12
1.5 . Топливоно – энергетический баланс (ТЭБ).....	15
1.6. Анализ энергетических балансов .....	18
<b>2. Системы и источники теплоснабжения</b> .....	24
2.1. Тепловое потребление. ....	24
2.1.1 Сезонная нагрузка .....	24
2.1.2. Вентиляция. ....	28
2.1.3. Суммарная сезонная тепловая нагрузка.....	30
2.1.4. Круглогодичная нагрузка.....	31
2.1.5. График продолжительности тепловых нагрузок. ....	37
<b>3. Системы теплоснабжения.</b> .....	43
3.1. Классификация систем теплоснабжения .....	43
3.2. Тепловые схемы источников теплоты .....	45
3.3. Современные теплоэлектроцентрали .....	45
3.4. Водогрейные котельные.....	48
3.5. Паровые котельные .....	49
3.6. Атомная ТЭЦ.....	50
3.7. Атомная станция теплоснабжения.....	52
3.8. Водяные системы .....	53
<b>4. Режимы регулирования систем централизованного теплоснабжения</b> .....	61
4.1. Условные обозначения .....	61
4.2. Методы регулирования отпуска тепла.....	62
4.3. Центральное регулирование однородной тепловой нагрузки .....	67
<b>5. Гидравлический расчет тепловых сетей</b> .....	75
5.1. Задачи гидравлического расчета. ....	75
5.2. Определение схемы и конфигурации тепловых сетей. ....	76
5.3. Основные расчетные зависимости.....	80
5.4. Порядок гидравлического расчета .....	88
5.5. Пьезометрический график.....	89
5.6. Методика гидравлического расчета разветвленных тепловых сетей .....	106

5.6.1. Предварительный расчет .....	106
5.6.2. Проверочный расчет.....	108
5.7. Определение расчетных расходов воды.....	113
5.8. Определение характеристик насосов .....	115
5.9. Резервирование магистральных тепловых сетей.....	117
5.10. Расчет длинных транзитных паро- и газопроводов .....	120
<b>6. Гидравлический режим тепловых сетей.....</b>	<b>125</b>
6.1. Гидравлическая характеристика системы.....	125
6.2. Гидравлический режим открытых систем .....	134
6.3. Гидравлический режим сетей с насосными и.....	136
6.4. Гидравлический удар в тепловых сетях .....	142
6.5. Вопросы эксплуатации и перспективы развития систем энергоснабжения.....	153
<b>7. Воздушные и кабельные линии электропередачи .....</b>	<b>163</b>
7.1. Воздушные линии .....	163
7.1.1. Общие сведения.....	163
7.1.2. Выбор сечения проводов ВЛ .....	170
7.1.3. Технические показатели отдельных ВЛ.....	173
7.2. Кабельные линии .....	174
7.2.1. Основные типы и марки кабелей.....	175
<b>ЛИТЕРАТУРА.....</b>	<b>180</b>
Основная .....	180
Дополнительная .....	180
Вспомогательная.....	181
<b>ПРИЛОЖЕНИЯ .....</b>	<b>182</b>

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Учебный курс «Системы и источники энергоснабжения» ставит задачу получения знаний о системах энергоснабжения как о сложных объектах, обладающими присущими им особенностями и свойствами. Исследователи крупных систем под системами энергоснабжения понимают «... комплекс взаимосвязанных систем (от добычи и производства энергетических ресурсов до конечного потребления энергии) состоящих из энергетических объектов, объединенных для обеспечения народного хозяйства всеми видами энергии» [5, стр.20]. Главной особенностью систем энергоснабжения является высокая вариативность их структуры. Под этим понимается большое количество возможных вариантов соединения потребителей энергии с источниками. Очевидно, что при одном и том же составе потребителей энергии и источников, структура потоков энергии определяет свойства системы, которые характеризуются такими критериями, как экономичность, надежность, экологичность, материалоемкость и т.п. Именно поэтому необходимо совместное рассмотрение всех элементов системы энергоснабжения (источник энергии, потребитель и система транспорта) как в задачах синтеза систем, так и при их анализе. С этой целью в курсе даются общие приемы системного анализа энергетического хозяйства, принципы анализа и синтеза систем энергоснабжения, методы расчета систем и их оптимизации.

При написании пособия автор использовал учебники и учебные пособия, написанные известными учеными – Соколовым Е.Я. [1], Стерманом Л.С. [2], Рыжкиным В.Я. [3], Мелентьевым Л.А. [5], справочная литература [6], а также другие источники.

Автор выражает благодарность кафедре атомных и тепловых электростанций за ценные замечания при подготовке учебного пособия к изданию и большую работу по редактированию пособия, сделанную старшим преподавателем кафедры АТЭС Беспаловой С.У.

## **ВВЕДЕНИЕ**

За многие годы своего существования человек создал множество нужных и ненужных машин, механизмов и всевозможных устройств. Все они, так или иначе, служат для удовлетворения его потребностей. Однако главной, и все возрастающей, является потребность в энергии. Именно она является основой в производстве материальных ценностей.

Тепловая энергия, как наиболее распространенный вид энергии в природе, может быть получена человеком из окружающей среды. Для этого, оказалось, достаточно научиться разжигать костер. А вот для получения механической, а тем более, электрической энергии человеку пришлось много потрудиться.

Не смотря на то, что закон сохранения и превращения энергии устанавливает эквивалентность всех видов энергии. Детальный анализ возможности преобразования энергии одного вида в другой показывает, что электрическая и механическая энергия полностью и легко переходят в тепловую, а вот тепловая энергия в механическую и электрическую не может быть преобразована полностью ни при каких условиях (второй закон термодинамики). Не умаляя значения для человека тепловой энергии, следует сказать, что значение механической и электрической энергии возрастает.

В настоящее время создано множество устройств, преобразующих тепловую энергию в механическую энергию, которые образуют семейство тепловых двигателей. К ним относятся паровые машины и двигатели внутреннего сгорания, паровые и газовые турбины, реактивные двигатели и т.д. Если использование механической энергии в основном ограничивается транспортом и различного рода нагнетателями (устройствами, служащими для повышения давления жидкости и газа), то электрическая энергия, полученная из механической, может быть использована для самых разных целей.

Вот почему одной из главных задач современной энергетики является эффективное использование всех природных источников энергии для получения электрической энергии нужного качества и в нужном количестве.

Нужно отметить, что в настоящее время системы энергоснабжения в нашей стране находятся в достаточно сложном состоянии, так как концепция их проектирования и эксплуатации строилась на том, что средства производства являются государственной собственностью. В связи с переходом экономики на рыночные отношения требуется разработка новых подходов к проектированию и эксплуатации систем теплоснабжения, которые учитывали бы в лучшей степени права частных собственников.

## **1. Назначение и структура системы энергоснабжения**

Спад производства электроэнергии, имевший место на тепловых электростанциях в период с 1990г. по 1995г. в последующие три года остановился. В 2005 году производство электроэнергии на ТЭС достигло уровня 1990 года (770 млрд. кВт часов) и сохраняет устойчивую тенденцию роста. В России уже более 80 лет существует электроэнергетическая система, которая объединяет в своем составе большую часть электрических станций в единую сеть, обеспечивающую потребителей электрической энергией. Создание такой системы позволило использовать в максимальной степени те генерирующие мощности, на которых тепловая энергия с наибольшей эффективностью преобразовывалась в электрическую энергию. Значение электроэнергетической системы России не уменьшилось (а возможно и выросло) в связи с переходом от социалистической экономики к рыночной.

Наряду с системой электроснабжения существуют и системы снабжения потребителей тепловой энергией. Ее поставляют в виде горячей воды на промышленные технологические процессы, а также на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. Значительной части потребителей нужен водяной пар различных параметров.

Совокупность источников тепла и трубопроводов, обеспечивающих отпуск потребителям горячей воды и пара, называют системой теплоснабжения.

Под **системой энергоснабжения** понимают совокупность источников тепловой и электрической энергии и элементов, обеспечивающих транспорт ее к потребителю. Следует заметить, что система энергоснабжения это не механическое, а структурно организованное объединение элементов таким образом, что оно приобретает ряд только ему присущих свойств, обладает собственной характеристикой.

### **1.1 Энергетический комплекс России и направления его развития**

Энергетический комплекс (ЭК) России является одним из крупнейших в мире. Достаточно сказать, что Россия входит в пятерку стран, имеющих наибольший запас как не возобновляемых (уголь, нефть, газ), так и возобновляемых (гидроэнергия) энергоресурсов. Энергетический комплекс страны включает в себя источники энергоресурсов, системы их транспорта, а также совокупность потребителей. В связи с тем, что источники энергоресурсов чаще всего не совпадают территориально с потребителями, системы транспорта энергоресурсов играют важнейшую роль. Чем крупнее страна, тем сложнее структура ЭК. Изучению

свойств больших систем энергетики и оптимизации их развития значительное внимание уделили такие ученые, как Долежалъ Н.А., Мелентьев Л.А., Мельников Н.В., Болотов В.В., Макаров А.А. и другие.

Всякая большая система энергетики обладает рядом специфических свойств [5], которые проявляются в следующем:

1. Совокупность систем энергетики существует как единое целое, элементы которого имеют вещественные связи – трубопроводные, электрические, экономические, а также внутренние связи на основе взаимозаменяемости продукции систем и отдельных элементов.
2. Универсальность и одновременно большая народно-хозяйственная значимость производимой продукции, жидкого и газообразного топлива, а, следовательно, и многочисленных внешних связей.
3. Обслуживание отраслей народного хозяйства и активное влияние на её развитие и на размещение производительных сил.
4. Большая размерность и сложность структуры больших систем энергетики, которые формируются как единые системы страны.
5. Работа основных систем на совмещенную нагрузку, а поэтому органическое включение потребителей энергии и топлива в структуру систем.
6. Особая важность перспективного проектирования больших систем энергетики как единого целого ввиду неправомерности изолированного выбора производительности и параметров отдельных элементов и связей вне их предполагаемого использования в системе.

Не смотря на то, что эти специфические свойства были определены для условий социалистического способа хозяйствования, они остаются таковыми и в условиях развивающегося рынка.

Энергетический комплекс страны можно представить в виде иерархической структуры, подчиненность (зависимость) отдельных уровней которой определяется их общностью. Принципиальная схема такой структуры приведена на рисунке 1.1

Приведенная территориальная иерархия формирования больших систем в энергетике характерна для России и других крупных стран. В излагаемом курсе мы ограничимся уровнями промышленного узла и предприятия. Под узлом энергоснабжения будем понимать отдельные промышленные центры, крупные города, развитые промышленные и сельскохозяйственные объединения.

Предприятие, как элемент системы энергоснабжения узла, может выступать как производитель отдельных видов энергии и топлив (источник), так и потребитель их.

Для анализа функционирования больших систем энергетики иногда полезно пользоваться несколько иной иерархической структурой,

которая связывает различные виды энергетических ресурсов через энергетические установки с энергопотребляющими процессами. Такая принципиальная схема приведена на рисунке 1.2 [5, стр. 163, рис 6.2].

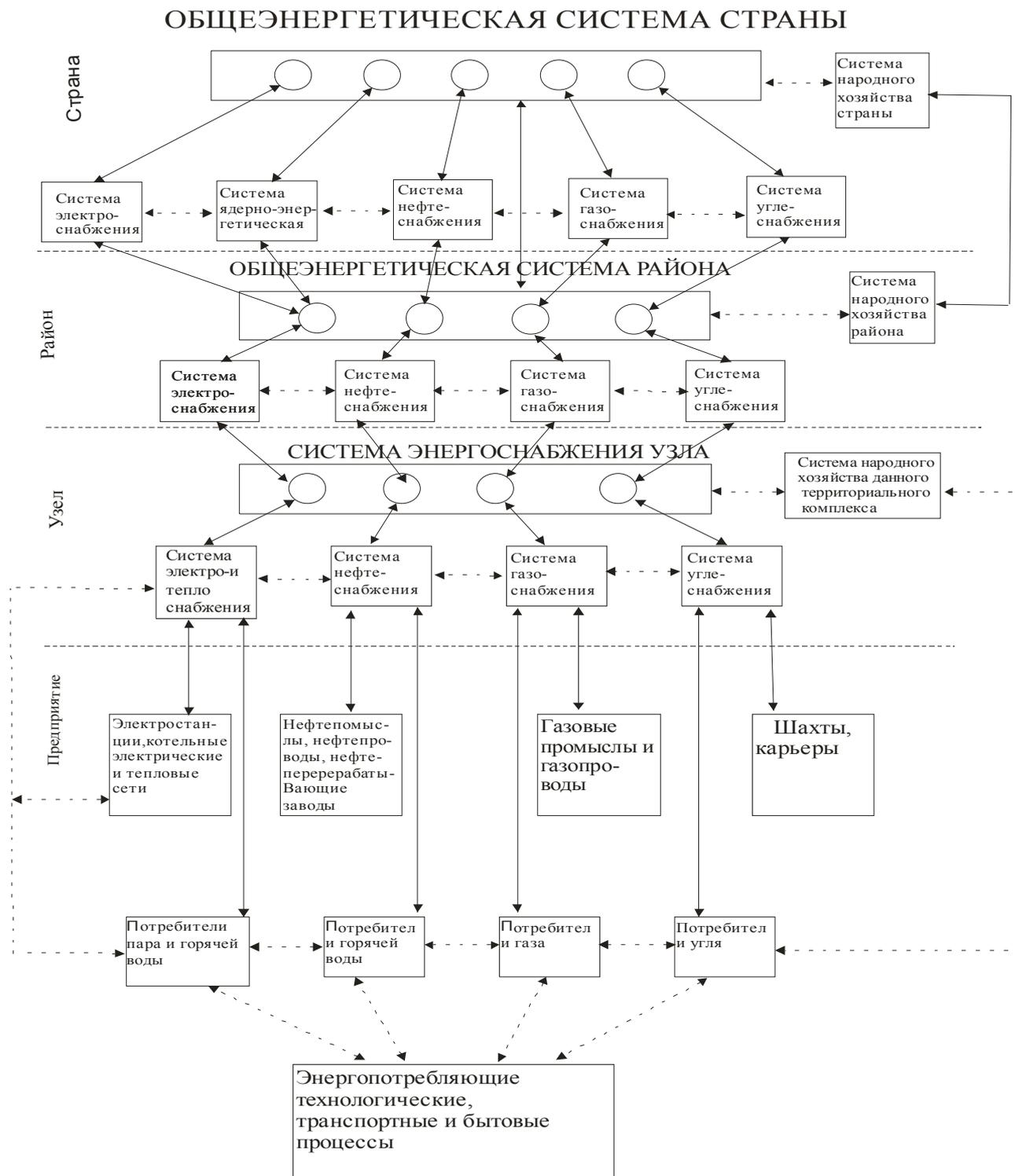


Рис. 1.1. Принципиальная схема иерархической структуры реальных больших систем в энергетике: ————— вертикальные связи; - - - - - горизонтальные связи.

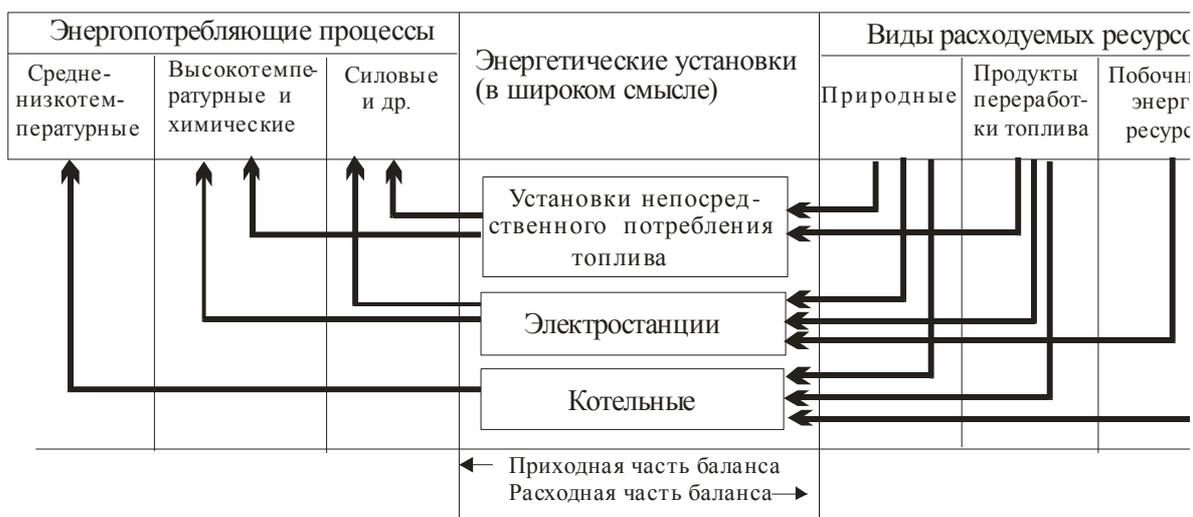


Рис. 1.2. Принципиальная схема разделения энергетического хозяйства на энергопотребляющие и энергопроизводящие системы

## 1.2. Потребители энергоресурсов

В качестве потребителей энергоресурсов можно выделить основные две группы: промышленность (включая сельское хозяйство и транспорт) и коммунально-бытовой сектор.

В промышленности энергоресурсы используются для различных технологических целей: в огнетехнических установках и промышленных печах в виде твердого, жидкого и газообразного топлива; в технологических установках в виде пара и горячей воды; в установках, обеспечивающих работу систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. Значительное, а иногда и подавляющее, потребление энергоресурсов в промышленности происходит в виде электрической энергии.

В коммунально-бытовом секторе потребление энергоресурсов происходит в виде электроэнергии, топлива и горячей воды для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. Электроэнергия в быту используется в основном для работы электрических бытовых приборов, освещения и, реже, для отопления. Следует заметить, что вся электроэнергия, потребленная в быту, в конечном итоге переходит в тепловую энергию в эквивалентном количестве.

Несмотря на значительное разнообразие тепловой нагрузки, ее можно разбить на две группы по характеру протекания во времени: сезонная и круглогодичная.

Изменения **сезонной нагрузки** зависят главным образом от климатических условий: температуры наружного воздуха, направления и скорости ветра, солнечного излучения, влажности воздуха и т.п. Основную роль играет наружная температура. Сезонная нагрузка имеет сравнительно постоянный суточный график и переменный годовой график нагрузки. К сезонной тепловой нагрузке относятся отопление, вентиляция, кондиционирование воздуха. Ни один из указанных видов нагрузки не имеет круглогодичного характера. Отопление и вентиляция являются зимними тепловыми нагрузками. Для кондиционирования воздуха в летний период требуется искусственный холод. Если этот искусственный холод вырабатывается абсорбционным или эжекционным методом, то ТЭЦ получает дополнительную летнюю тепловую нагрузку, что способствует повышению эффективности теплофикации.

К **круглогодичной нагрузке** относятся технологическая нагрузка и горячее водоснабжение. Исключением являются только некоторые отрасли промышленности, главным образом связанные с переработкой сельскохозяйственного сырья (например, сахарная), работа которых имеет обычно сезонный характер.

График технологической нагрузки зависит от профиля производственных предприятий и режима их работы, а график нагрузки горячего водоснабжения – от благоустройства жилых и общественных зданий, состава населения и распорядка его рабочего дня, а также от режима работы коммунальных предприятий – бань, прачечных. Эти нагрузки имеют переменный суточный график. Годовые графики технологической нагрузки и нагрузки горячего водоснабжения также в определенной мере зависят от времени года. Как правило, летние нагрузки ниже зимних вследствие более высокой температуры перерабатываемого сырья и водопроводной воды, а также благодаря меньшим теплопотерям теплопроводов и производственных трубопроводов.

Потребление энергоресурсов в технологии осуществляется оборудованием, которое использует его частично для производства продукции и на связанные с этим неизбежные потери. Потери в свою очередь могут стать источником энергоресурсов для других технологических процессов. Эти энергоресурсы принято называть внутренними (иногда их называют вторичными) – ВЭР.

### **1.3. Источники энергоснабжения.**

Для энергоснабжения могут использоваться как природные источники, так и созданные человеком. Прекрасными природными источниками энергии служат солнце, ветер, энергия воды рек и морей, тепло подземных вод. Человек научился извлекать энергию из твердого, жидкого и газообразного топлива создав шахты и разрезы по добыче угля, пробуравив скважины для добычи нефти и газа.

В настоящее время в системах энергоснабжения уровня промышленного района или узла в качестве источников электрической энергии служат атомные и тепловые электрические станции, гидроэлектростанции, а также электростанции, использующие нетрадиционные источники – энергию ветра, солнца, геотермальное тепло.

В качестве источников тепловой энергии выступают мелкие и крупные промышленные и отопительные котельные, теплоэлектростанции (ТЭЦ), атомные станции теплоснабжения (АСТ), установки, использующие внутренние энергоресурсы промышленных предприятий. Все большую роль начинают играть и установки, использующие для теплоснабжения энергию солнца, тепло подземных источников горячей воды, электроэнергию гидроэлектростанций (каскад Вилюйских ГЭС в Якутии-Саха) и другие.

### **1.4. Системы транспорта энергии.**

Транспорт энергоресурсов от источников до потребителей осуществляется всеми возможными и экономически целесообразными способами в конкретных условиях. Твердое топливо (каменный и бурый угли, горючие сланцы) транспортируются в основном железнодорожным, водным и автомобильным транспортом. Для транспортировки жидкого топлива (нефть, мазут) используется в основном трубопроводный транспорт, хотя не теряют значение и услуги автомобильного, железнодорожного и водного (речного и морского) транспорта.

Транспорт электрической энергии осуществляется по линиям электропередач, которые отличаются протяженностью, передаваемой мощностью и напряжением электрического тока.

Подробный анализ больших трубопроводных систем страны (тогда еще СССР) изложен в книге академика Мелентьева Л. А. [5]. Еще в 1982 году он писал, что « Трубопроводные системы всех типов законо-

мерно превратились в большие функциональные системы энергетики, что иногда недоучитывают и сводят понятие таких систем только к электроэнергетическим и локальным системам теплоснабжения». Кроме того «...за последние 20–30 лет в энергетическом хозяйстве СССР произошли крупнейшие качественные изменения. Так, в 1979 г. производство газа, главным образом природного, достигло примерно 405 млрд. м<sup>3</sup>; фактически уже создана Единая газоснабжающая система страны (ЕГСС); ее задачи несоизмеримо сложнее, чем просто транзитного транспорта газа от отдельных месторождений к изолированным потребителям».

«Огромный рост добычи (в 1979 г. 585 млн. т), транспортировки, переработки нефти и использования нефтепродуктов привел к образованию Единой нефтеснабжающей системы страны (ЕНСС), превратившейся в важнейшее звено энергетического хозяйства СССР».

«Системы централизованного теплоснабжения занимают в СССР ведущее место в балансе пара и горячей воды, или, как иногда недостаточно строго говорят, в «тепловом балансе» страны. Системы газо-, нефте- и централизованного теплоснабжения потеряли узко транспортное значение и превратились в большие системы энергетики. Так, рассматриваемые системы все в большей мере подчиняют свое развитие выполнению важнейших системных функций – работе на общий график нагрузки, что определяется совпадением во времени процессов производства, распределения и потребления, а также широкой взаимозаменяемостью использования в народном хозяйстве различных энергетических ресурсов и видов энергии. Естественно, что комплекс больших систем энергетики достаточно тесно связан с Единой транспортной системой страны. В нее органически входят системы универсального транспорта (железнодорожного, автомобильного, водного, воздушного); однако их развитие должно непосредственно учитывать функции, выполняемые специализированным транспортом, т. е. большими трубопроводными, а также электроэнергетическими системами. Точно так же развитие общеэнергетической системы и входящих в нее электроэнергетических и трубопроводных систем не может не учитывать условия развития универсальных транспортных систем».

Начиная со второй половины XX века, во всех промышленно развитых странах трубопроводные системы растут быстрыми темпами. Они охватывают важнейшие участки энергетического хозяйства, в которых осуществляются производство, распределение и потребление нефти, нефтепродуктов, природного и искусственного газа, пара, горячей воды, сжатого воздуха; к ним примыкают системы передачи и распределения холодной воды. Таким образом, большие трубопроводные

системы нефте-, газо- и централизованного теплоснабжения вполне закономерно входят наряду с электроэнергетическими системами в общеэнергетическую систему страны.

«На развитие трубопроводных систем расходуются большие средства. Они являются крупнейшими потребителями металла и основными потребителями труб. Поэтому оптимальное управление развитием и эксплуатацией трубопроводных систем превратилось в одну из важнейших научно-технических и практических задач. Обобщенное представление о масштабах развития трубопроводных систем в СССР за период 1950 – 1979 ГГ. дают приближенные цифры табл. 1.1, где для сопоставления приведены также показатели по электроэнергетическим системам».

Общая характеристика развития производительности трубопроводных систем в СССР (с округлением) по годам.

Таблица 1.1

Название системы	Производительность, млн. т. у. т.				Протяженность магистральных трубопроводов, тыс. км		
	1960	1970	1975	1979	1970	1975	1979
Нефтеснабжения	210	500	700	840	37	57	67
Газоснабжения	55	230	345	480	67	99	124
Централизованного теплоснабжения <sup>1</sup>	70	140	205	270	12	16	20
<b>В с е г о</b>	<b>335</b>	<b>870</b>	<b>1255</b>	<b>1590</b>	<b>116</b>	<b>170</b>	<b>210</b>
Электроэнергетические системы <sup>2</sup>	150	260	350	420	79 <sup>3</sup>	110 <sup>3</sup>	140 <sup>3</sup>

<sup>1</sup> По расходу топлива соответственно на отпуск теплоты (от ТЭЦ и крупных котельных).

<sup>2</sup> То же, на отпуск электроэнергии (условно включая ГЭС).

<sup>3</sup> Электропередачи напряжением 220 кВ и выше.

В соответствии с поставленными целями и задачами курса в данном учебном пособии мы ограничимся рассмотрением систем и источников энергоснабжения промышленного района или узла, которые территориально могут быть объединены не только линиями электропередач, но и трубопроводными системами для передачи тепла потребителям в виде пара и горячей воды.

## 1.5. Топливоно – энергетический баланс (ТЭБ)

Для предприятий энергетики, на которых осуществляется преобразование различных природных энергоресурсов в тепловую или электрическую энергию для производственных и бытовых нужд, а также транспорт их до потребителя энергобаланс является основным инструментом, позволяющим анализировать работу и эффективно эксплуатировать оборудование.

Разработке методики составления ТЭБ и использованию его для анализа эффективности работы предприятий уделялось огромное внимание во все периоды развития отечественной энергетики такими учеными как А.С. Некрасов, Ю.В. Синяк, В.А. Янпольский и А.С. Горшков.

Составление ТЭБ для предприятий энергетики должно быть обязательным, а его форма регламентируется отчетной документацией (например, форма 6-ТП). Известны, по крайней мере, **три уровня ТЭБ** по глубине их разработки [4].

1. Отчетные ТЭБ (статистические и аналитические).
2. Плановые (или нормализованные).
3. Оптимальные.

Естественно, трудоемкость составления ТЭБ возрастает по мере их углубления и детализации. Поэтому ТЭБ третьего уровня эффективно могут быть реализованы только на предприятиях с наиболее высокой организационной и технической культурой эксплуатации.

Для предприятий, на которых осуществляется энергоаудит, как правило, ограничиваются составлением ТЭБ по 1 и 2 уровням. Практически ТЭБ этого уровня оказывается вполне достаточно для проведения энергообследования и обоснования выводов по наличию резерва экономии энергоресурсов. Отчетный статистический ТЭБ позволяет получить основные энергетические показатели работы рассматриваемого энергетического объекта.

На тепловых электростанциях отчетный статистический энергобаланс составляется ежегодно и представляется в форме 6-ТП и приложения к нему. В форме содержатся сведения по среднегодовым значениям 15 показателям энергетической эффективности. При энергообследовании объединения именно эти энергобалансы предприятий, входящих в объединение, служат источником информации, позволяющим выявить резервы экономии энергоресурсов.

На рисунках 1.3. и 1.4. показаны возможные способы визуального представления энергобаланса в виде энергетических потоков на соот-

ветствующих стадиях процессов преобразования энергии и на различных уровнях иерархии энергетических систем.

Топливо-энергетический баланс энергообъединения можно представить примерно в следующем виде:

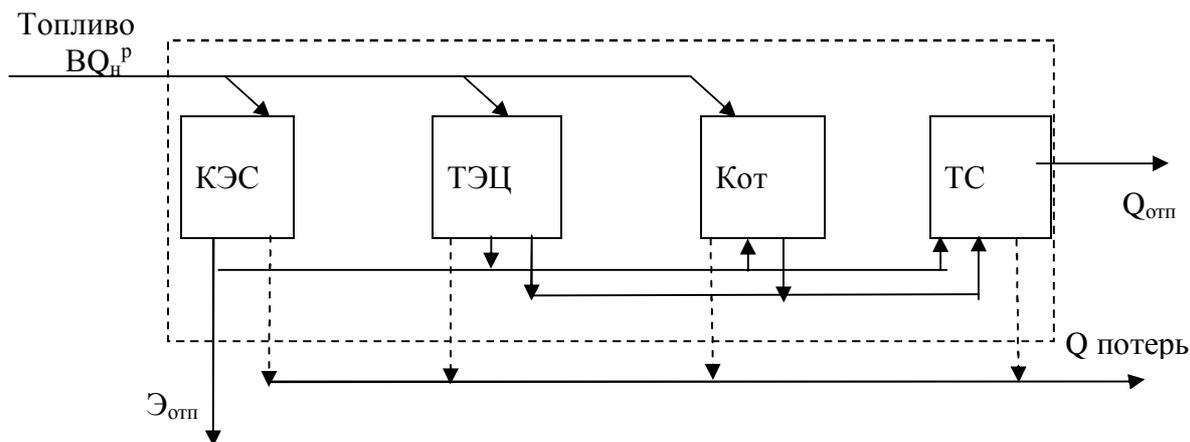


Рисунок 1.3. Схема топливно-энергетического баланса энергосистемы

Для предприятий энергообъединения, на которых производство электроэнергии и тепла осуществляется раздельным способом энергобаланс можно представить в следующем виде:

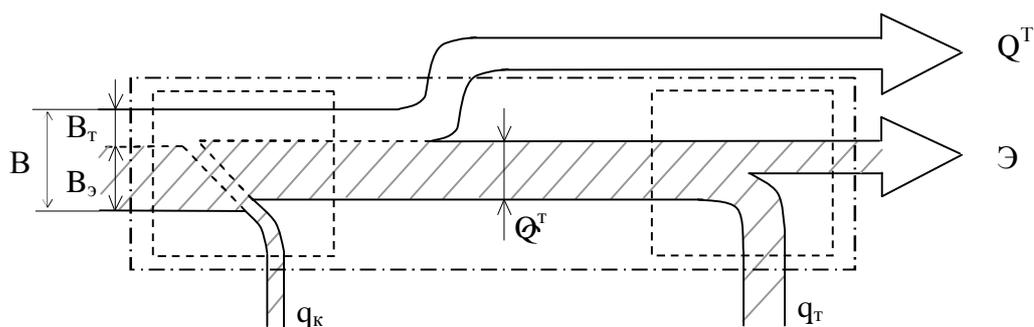


Рисунок 1.4. Схема энергобаланса при раздельном производстве разнородной энергии – тепловой и электрической.

В отдельных случаях целесообразно составление энергобалансов по отдельным видам энергии (частных энергобалансов). Частные энергобалансы могут быть использованы при анализе эффективности работы отдельных цехов и подсистем предприятия. При этом сопоставление эффективности работы цехов или подсистем должно производиться с учетом его доли в формировании калькуляции себестоимости основных видов продукции предприятия (тепловой и электрической энергии).

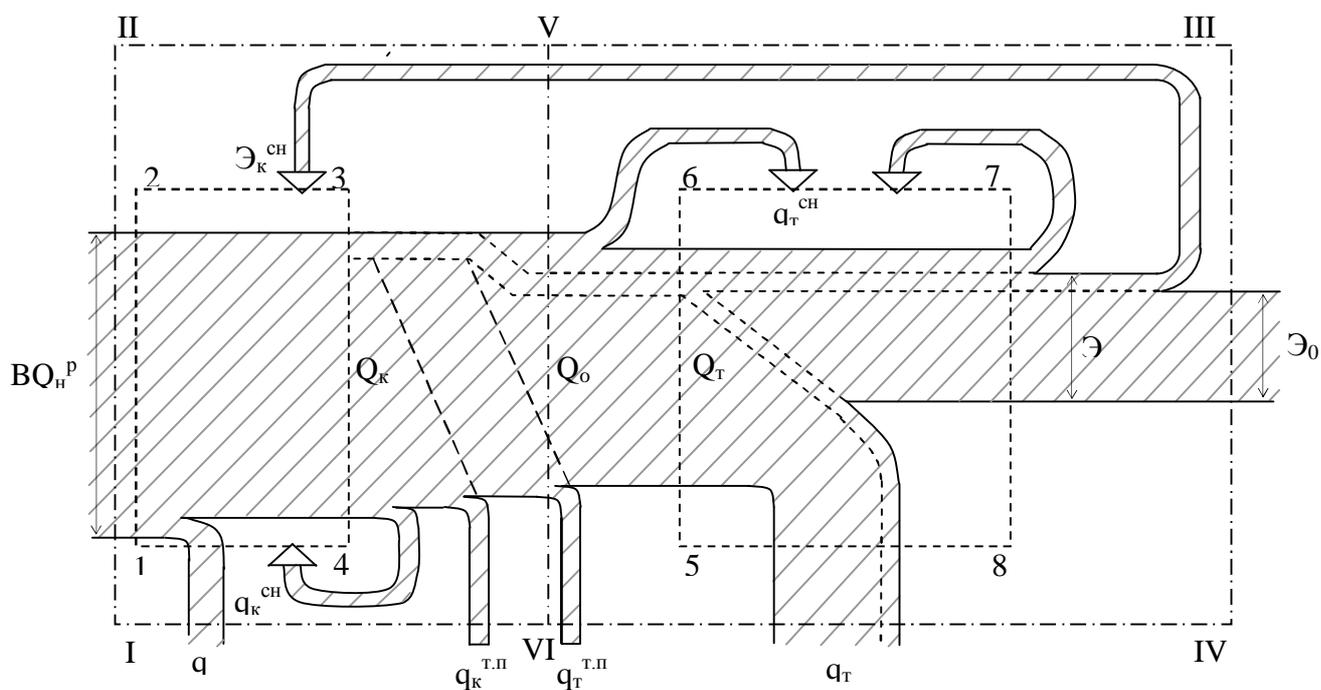


Рисунок 1.5. Пример схемы энергобаланса энергоблока с расходом энергии на собственные нужды, подведенной к границам потребления.

Здесь:

- $BQ_n^p$  – подведенное тепло топлива;
- $q_k$  – потеря тепла в котле;
- $Q_k$  – теплота, выработанная котлом;
- $q_k^{сн}$  – теплота, затраченная на собственные нужды;
- $\mathcal{E}_k^{сн}$  – расход электроэнергии на собственные нужды котлов;
- $q_k^{т.п}$  – потери тепла при транспорте в пределах котельного цеха;
- $q_t^{т.п}$  – потери тепла при транспорте в пределах турбинного цеха;
- $Q_o$  – тепло, отпущенное из котельного цеха;
- $Q_t$  – тепло, подведенное к турбоустановке;
- $q_t^{сн}$  – тепло, затраченное на собственные нужды турбоустановки;
- $q_t$  – потери тепла в турбоустановке (в конденсаторе);
- $\mathcal{E}$  – выработка электроэнергии;
- $\mathcal{E}_t^{сн}$  – расход электроэнергии на собственные нужды турбоустановки;
- $\mathcal{E}_o$  – отпущенная электроэнергия;
- 1,2,3,4 – зона котельного агрегата;
- I, II, V, VI – зона котельной установки (цеха);
- 5,6,7,8 – зона турбоагрегата;
- VI, V, III, IV – зона турбоустановки;
- I, II, III, IV – зона энергоблока.

Для анализа лучше всего использовать отчетные аналитические энергобалансы, так как при их разработке составляются фактические балансы по отдельным агрегатам и установкам с последующей оценкой полезного расхода энергии и энергетических потерь. При составлении аналитических балансов особое внимание должно уделяться не только четкой классификации энергетических потерь, но и корректности их определения, так как часть этих потерь может быть найдена только расчетным путем.

Для поиска резерва повышения энергетической эффективности работы оборудования цехов и подсистем целесообразно использовать аналитические энергобалансы этих элементов предприятия, которые составляются на базе отчетных аналитических энергобалансов установок, входящих в их состав.

В тех случаях, когда на предприятии отсутствуют аналитические энергобалансы установок, энергоаудитор вынужден будет если не составлять такой энергобаланс, то активно участвовать в его разработке. Именно анализ составляющих энергетических потерь и их сопоставление с нормативными потерями позволяет выявить резервы экономии и наметить реализуемый план мероприятий по снижению этих потерь.

Разработка и составление энергобаланса предприятия, цеха (подсистемы) установки осуществляется по известным методикам, в соответствии с существующими нормативными документами, однако содержание баланса определяется составом оборудования и показателями эффективности его эксплуатации.

## **1.6. Анализ энергетических балансов**

При анализе энергобалансов предприятий, цехов, подсистем и установок полезно использовать методику, изложенную в работе [4] – (А.С. Некрасов, Ю.В. Синяк, В.А. Янпольский «Построение и анализ энергетического баланса»).

Отчетные энергобалансы, как известно, предназначены для решения следующих задач:

- определение направлений, способов и размеров использования подведенных и побочных энергоресурсов;

- оценка эффективности использования отдельных видов энергоресурсов на каждом уровне;
- выявление и оценка потерь энергии, определение резервов в области производства и использование энергоресурсов;
- определение нормативов по энергохозяйству на всех уровнях;
- обеспечение информацией научно-исследовательских и проектных разработок, а так же всех исследований, связанных с поиском резервов экономии энергоресурсов.

Наиболее простым направлением анализа энергетического баланса на уровне объединения является исследование структуры приходной и расходной частей баланса и тенденций ее изменения. Это позволяет объяснить различия в уровнях энергопотребления и эффективности использования ресурсов по отдельным предприятиям.

Сопоставление и анализ удельных расходов тепла и энергоносителей по отдельным технологическим процессам может помочь в установлении резервов экономии топлива, энергии и энергоносителей на предприятии.

Следует стремиться проводить такой анализ индивидуально по каждому процессу (установки) на основе технологических удельных расходов, которые должны включать все расходы топлива, тепловой и электрической энергией на непосредственное выполнение технологического процесса производства продукции, а также и нормируемые потери топлива и энергии (механические, тепловые, химические, электрические), обусловленные характером технологического процесса и применяемого оборудования.

Для исследования энергобалансов эффективно применение **метода расчета коэффициента полезного использования (КПИ) энергии** отдельных потоков энергоносителей. Расчет КПИ проводится по данным расходной части баланса, составленного по целевым расходам топлива и энергии.

Для источника энергии КПИ определяется как:

$$\eta_1 = \frac{\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n B_{ij} \cdot k_i \cdot \eta_{ij}}{B_1} \quad , \quad (1.1)$$

где

$i$  – виды энергоносителей, используемых на предприятии  $i=\overline{1,m}$ ;  
 $j$  – виды энергетических процессов, составляющих целевые расходы топлива и энергии  $j=\overline{1,n}$ ;  
 $B_{ij}$  – годовой расход энергоносителя  $i$  в процессе  $j$  (в натуральном выражении);  
 $k_i$  – калорийный эквивалент энергоносителя  $i$ , определяемый путем лабораторных проб или на основании документов о поставке топлива;  
 $\eta_{ij}$  – коэффициент полезного действия процесса  $j$  на энергоносителе  $i$ , который определяется заранее путем выборочного обследования или расчетным путем;  
 $B_i$  – суммарное годовое использование на предприятии всех видов энергетических ресурсов (полный оборот энергетических ресурсов), тут.

Можно предположить и другой показатель, отражающий комплексную эффективность использования энергии в энергетическом хозяйстве, – **коэффициент полезного использования подведенных энергетических ресурсов**:

$$\eta_2 = \frac{\sum_{i=1}^{m'} \sum_{j=1}^{n'} B_{ij} k_i \eta_{ij}}{B_2} \quad (1.2)$$

где  $n'$  – виды энергетических процессов, составляющих группу конечного потребления, т.е. исключая все процессы преобразования топлива и энергии;

$m'$  – виды энергоносителей, поступающих на конечное потребление;

$B_2$  – суммарное количество потребленных энергетических ресурсов, подведенных к предприятию, тут. Величина  $B_2$  может быть определена двояко: путем пересчета подведенных энергетических ресурсов по их калорийным эквивалентам или путем приведения к первичной энергии с учетом КПД ступеней энергетического потока.

В зависимости от способа приведения подведенных энергетических ресурсов следует различать: в первом случае  $\eta'_2$  – КПИ приведенных энергетических ресурсов; во втором случае  $\eta''_2$  – КПИ природных энергетических ресурсов.

Каждый из приведенных выше коэффициентов полезного использования имеет собственное информационное содержание, по-разному раскрывающее уровень использования энергетических ресурсов на про-

мышленном предприятии. Коэффициент полезного использования природных энергетических ресурсов  $\eta''_2$  «выходит» за пределы рассматриваемого предприятия, так как для его расчета необходимо знать КПД добычи, транспорта и преобразования энергетических ресурсов.

В этом смысле коэффициент  $\eta''_2$  характеризуется наибольшим информационным содержанием, поэтому при сравнении уровней использования энергетических ресурсов во времени или между отдельными предприятиями этот коэффициент целесообразно использовать в первую очередь.

В ряде случаев, например, при планировании энергопотребления на предприятии, по мнению авторов [1] суммарное количество потребленных энергетических ресурсов, подведенных к предприятию, можно представить в развернутом виде, как разность между потребностью и внутренним (собственным) производством энергоносителей:

$$B_2 = \sum_{i=1}^m S_i \left[ \sum_{j=1}^n \left( B_{oij} - B_{i'j} \frac{\eta_{i'j}}{\eta_{ij}} \right) - B_i + \Delta B_{noT,i} \right] \quad (1.3)$$

где  $i'$  - виды побочных энергетических ресурсов, образующихся на предприятии  $i' = \overline{1, m'}$ ;

$B_{oij}$  - потребность процесса  $j$  в энергетическом ресурсе вида  $i$ , определяемая на основе энергетического баланса этого процесса;

$B_{i'j}$  - количество использованных в процессе  $j$  побочных энергетических ресурсов вида  $i'$ , взамен ресурса вида  $i$ ;

$B_i$  - внутреннее (собственное) производство  $i$  на основных генерирующих установках предприятия (в отличие от утилизационных установок);

$\Delta B_{noT,i}$  - потери энергетического ресурса вида  $i$  во внутривоздушных коммуникациях;

$\eta_{i'j}$  - коэффициент полезного действия процесса  $j$  на побочном энергетическом ресурсе вида  $i'$ ;

$S_i$  - коэффициент приведения различных энергоносителей к природным энергетическим ресурсам, равный

$$S_i = \frac{k_i}{\eta_i^\Sigma}, \quad (1.4)$$

где

$\eta_i^\Sigma$  - суммарный КПД цепочки энергоснабжения для энергетического ресурса  $i$ .

Подставляя выражение (1.3) в знаменатель формулы (1.2), можно получить оценку, характеризующую энергетическую эффективность основных направлений совершенствования энергетического хозяйства промышленного предприятия. Как видно из этих формул, рост коэффициента полезного использования природных энергетических ресурсов  $\eta''_2$  может быть обеспечен за счет:

- ◆ Повышения использования побочных энергетических ресурсов ( $B_{i'j}$ );
- ◆ Снижения энергетических потерь во внутривоздушных коммуникациях ( $\Delta B_{noT,i}$ );
- ◆ Повышения КПД использования энергетических ресурсов в конкретных технологических процессах ( $\eta_{ij}$ );
- ◆ Правильного выбора энергоносителей ( $S_i$ );
- ◆ Правильного выбора технологических процессов и их режимов ( $B_{ij}$ ).

Повышение  $\eta''_2$  на величину  $\delta$  за счет реализации названных выше мероприятий соответствует экономии топлива в размере:

$$\Delta B = B_2 - \frac{\sum_{i=1}^{m'} \sum_{j=1}^{n'} B_{ij} k_i \eta_{ij}}{\eta''_2 (1 + \delta)} \quad \text{тут.} \quad (1.5)$$

Таким образом, анализ КПИ позволяет не только оценить эффективность энергоиспользования на промышленном предприятии, но и выявить объекты, которые в максимальной мере влияют на уровень использования ресурсов и поэтому требуют постоянного контроля.

Следующее направление анализа энергетического баланса промышленного предприятия заключается в определении связи энергетики с основными показателями хозяйственной деятельности и оценки взаимного влияния энергетики и экономики производства. Это направление анализа предусматривает расчет обобщенных энергоэкономических характеристик предприятия, из которых наиболее важными являются:

- энерго- и электровооруженность труда;
- энерго-, электро- и теплоемкость продукции;
- энерго-, электро- и теплооснащенность основных производственных фондов;

- теплоэлектрический и электротопливный коэффициенты;
- и ряд других показателей.

Изучение тенденций изменения этих показателей позволяет вскрыть основные закономерности развития промышленной энергетики, определить тип технического прогресса, по которому развивается предприятие, наметить пути дальнейшей интенсификации промышленного производства.

Рассмотренные направления анализа энергетических балансов промышленных предприятий должны найти отражение в составе показателей и разделов, включаемых в форму отчетного энергетического баланса.

## 2. Системы и источники теплоснабжения

Этот раздел курса написан с использованием широко известного теплоэнергетикам учебника Е. Я. Соколова «Теплофикация и тепловые сети» [1], выдержавшего восемь изданий за три десятка лет.

### 2.1. Тепловое потребление.

Одна из первоочередных задач при проектировании и разработке режима эксплуатации систем централизованного теплоснабжения заключается в определении значений и характера тепловых нагрузок.

В том случае, когда при проектировании установок централизованного теплоснабжения отсутствуют данные о расчетных расходах теплоты, основанных на проектах теплопотребляющих установок абонентов, расчет тепловой нагрузки проводится на основе укрупненных показателей.

#### 2.1.1 Сезонная нагрузка

Основная задача отопления заключается в поддержании внутренней температуры помещений на заданном уровне. Для этого необходимо сохранение равновесия между тепловыми потерями здания и теплопритоком. Условие теплового равновесия здания может быть выражено в виде равенства

$$Q = Q_T + Q_{\text{и}} = Q_o + Q_{\text{тв}} \quad (2.1)$$

где  $Q$  – суммарные тепловые потери здания;  $Q_T$  – теплопотери теплопередачей через наружные ограждения;  $Q_{\text{и}}$  – теплопотери инфильтрацией из-за поступления в помещение через неплотности наружных ограждений холодного воздуха;  $Q_o$  – подвод теплоты в здание через отопительную систему;  $Q_{\text{тв}}$  – внутренние тепловыделения.

Тепловые потери здания в основном зависят от первого слагаемого  $Q_T$ . Поэтому для удобства расчета можно тепловые потери здания представить так:

$$Q = Q_T (1 + \mu), \quad (2.2)$$

где  $\mu = Q_{\text{и}} / Q_T$  – коэффициент инфильтрации, представляющий собой отношение теплопотерь инфильтрацией к теплопотерям теплопередачей через наружные ограждения. Следует отметить, что коэффициент инфильтрации может принимать значения в широком диапазоне.

Источником внутренних тепловыделений  $Q_{\text{тв}}$  в жилых зданиях яв-

ляются обычно люди, приборы для приготовления пищи (газовые, электрические и другие плиты), осветительные приборы. Эти тепловыделения носят в значительной мере случайный характер и не поддаются никакому регулированию во времени.

Для обеспечения в жилых районах нормального температурного режима во всех отапливаемых помещениях обычно устанавливают гидравлический и температурный режим тепловой сети по наиболее невыгодным условиям, т.е. по режиму отопления помещений с нулевыми тепловыделениями ( $Q_{\text{ТВ}} = 0$ ). Внутренние тепловыделения промышленных предприятий довольно устойчивы и нередко представляют существенную долю расчетной отопительной нагрузки, поэтому они должны учитываться при разработке режима теплоснабжения промышленных районов.

Теплопотери путем теплопередачи через наружные ограждения здания определятся в зависимости от температуры наружного воздуха  $t_{\text{н}}$  и от усредненной температуры внутреннего воздуха отапливаемых помещений  $t_{\text{в}}$ . Обычно используют расчетную температуру воздуха внутри помещений  $t_{\text{в.р}}$ , которая принимается в соответствии с санитарными нормами – СНиП.

$$Q_{\text{Т}} = q_{\text{ов}} V (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}), \quad (2.3)$$

а полные теплопотери с учетом инфильтрации

$$Q_{\text{Т}} = q_{\text{ов}} V (1 + \mu) (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}). \quad (2.4)$$

Здесь:  $V$  – объем здания,  $\text{м}^3$ , который определяется по наружному обмеру;  $q_{\text{ов}}$  – удельная теплопотеря здания,  $\text{Вт}/(\text{м}^3 \text{К})$ .

Для жилых и общественных зданий при правильной эксплуатации максимальный коэффициент инфильтрации в большинстве случаев составляет 3–6 %, что лежит в пределах погрешности расчета теплопотерь. Поэтому для упрощения инфильтрацию не вводят в расчет, т.е. принимают  $\mu = 0$ . Для учета инфильтрации значение удельных теплопотерь принимают с небольшим запасом.

Теплопотери инфильтрацией **промышленных зданий** нередко достигают 25–30 % теплопотерь через наружные ограждения, и их необходимо учитывать при расчете.

Как видно из (2.3), максимальные теплопотери теплопередачей через наружные ограждения соответствуют минимальному значению  $t_{\text{н}}$ , т.е. минимальной температуре наружного воздуха. Естественно, возни-

кает вопрос, по какой наружной температуре следует определять расчетный расход теплоты на отопление. Если это выполнять по минимальной наружной температуре, когда-либо наблюдавшейся в данной местности, то получатся чрезмерно завышенные мощности тепловых установок, так как минимальная наружная температура имеет, как правило, весьма кратковременный характер.

Поэтому при определении расхода теплоты на отопление исходят не из минимального значения наружной температуры, а из другого, более высокого, так называемого расчетного, значения наружной температуры для отопления  $t_{но}$ , равной средней температуре наиболее холодных пятидневок, взятых из восьми наиболее холодных зим за 50-летний период. В приложении 1 в конце книги приведены расчетные наружные температуры для ряда городов бывшего СССР.

Удельные теплотопотери жилых и общественных зданий с наружным объемом  $V > 3000 \text{ м}^3$ , сооруженных по новым проектам после 1985 г., а также более утепленных зданий, сооруженных ранее, в районах с расчетной наружной температурой для отопления  $t_{но} = -30 \text{ }^\circ\text{C}$  могут быть ориентировочно вычислены как

$$q_{ov} = \frac{a}{\sqrt[6]{V}}, \quad (2.5)$$

где  $a = 1,85 \text{ Дж} / (\text{м}^{2,5} \cdot \text{С} \cdot \text{К}) = 1,72 \text{ ккал} / (\text{м}^{2,5} \cdot \text{ч} \cdot \text{ }^\circ\text{C})$ .

Для районов с другой расчетной температурой для отопления к значениям  $q_{ov}$ , вычисленным по формуле (2.5), вводятся следующие поправочные коэффициенты :

$t_{но} \text{ }^\circ\text{C}$	-10	-20	-30	-40	-50
$\beta$	1,3	1,1	1,0	0,9	0,85

В этом случае формула (2.5) примет вид:

$$q_{ov} = \frac{a}{\sqrt[6]{V}} \cdot \beta, \quad (2.5')$$

При определении тепловой нагрузки вновь застраиваемых районов и отсутствии данных о типе и размерах намечаемых к сооружению общественных зданий можно ориентировочно принять расчетный расход теплоты на отопление общественных зданий равным 25 % расчетного расхода теплоты на отопление жилых зданий района.

Значения удельных теплотопотерь промышленных зданий различного объема и назначения приведены в приложении 4. Ими можно поль-

зоваться при ориентировочном расчете по укрупненным показателям отопительной нагрузки промышленных зданий во всех климатических районах.

Инfiltrация наружного воздуха в помещениях происходит под действием перепада (разности) давлений наружного и внутреннего воздуха. Этот перепад давлений представляет собой сумму двух слагаемых: гравитационного и ветрового.

Расчетными теплотерями называются теплотери при расчетной наружной температуре  $t_{н.о}$ . В соответствии с (2.4) расчетные теплотери здания с учетом инfiltrации

$$Q' = (1 + \alpha) q_{ov} V (t_{в.р} - t_{н.о}). \quad (2.6)$$

При постоянном значении коэффициента инfiltrации здания отношение теплотерь  $Q$  данного здания или группы зданий при любой наружной температуре  $t_n > t_{н.о}$  к расчетным теплотерям определится как отношение разностей температур

$$\bar{Q} = \frac{Q}{Q'} = \frac{t_{в.р} - t_n}{t_{в.р} - t_{н.о}}. \quad (2.7)$$

Действующими в нашей стране строительными нормами и правилами и продолжительность отопительного периода определяется по числу дней с устойчивой среднесуточной температурой  $+8^\circ\text{C}$  и ниже. Эту наружную температуру обычно считают началом и концом отопительного периода  $t_{н.к}$   $^\circ\text{C}$ . Однако эксплуатационные наблюдения показывают, что нельзя оставлять жилые и общественные здания без отопления в течение продолжительного времени при наружной температуре ниже  $+10... +12^\circ\text{C}$ , так как это приводит к заметному снижению внутренней температуры в помещении и неблагоприятно отражается на самочувствии населения.

Переход от директивной экономики к рыночной в принципе снимает какие-либо ограничения в назначении продолжительности отопительного периода. Эту продолжительность (начало и конец) определяет потребитель тепловой энергии – абонент энергоснабжающей организации. В то же время для энергоснабжающей организации важно знать продолжительность периода, в течение которого будет иметь место спрос на теплоту, подлежащий удовлетворению энергоснабжающей организацией. Такой спрос на теплоту должен определяться, как правило, на основании многолетних статистических данных с учетом прогноза роста (снижения) присоединенных к тепловым сетям тепловых нагрузок.

зок. Нормы СНиП должны применяться в основном при решении проектных, а не эксплуатационных задач.

В приложении 3 приведены данные о длительности стояния различных температур наружного воздуха за отопительный период в некоторых городах бывшего СССР, ими можно пользоваться для ориентировочных расчетов при отсутствии более точных сведений. Начало и конец отопительного сезона для промышленных зданий определяются наружной температурой, при которой теплотери через наружные ограждения делаются равными внутренним тепловыделениям. Так как тепловыделения в промышленных зданиях значительны, то в большинстве случаев длительность отопительного сезона для промышленных зданий короче, чем для жилых и общественных зданий.

### 2.1.2. Вентиляция.

Расход теплоты на вентиляцию предприятий, а также общественных зданий и культурных учреждений составляет значительную долю суммарного теплотребления объекта. В производственных предприятиях расход теплоты на вентиляцию часто превышает расход на отопление.

Расход теплоты на вентиляцию принимают по проектам местных систем вентиляции или по типовым проектам зданий, а для действующих установок – по эксплуатационным данным.

Ориентировочный расчет расхода теплоты на вентиляцию, Дж/с или ккал/ч, можно проводить по формуле

$$Q_v = m V_v c_v (t_{v,п} - t_n), \quad (2.8)$$

где  $q_v$  – расход теплоты на вентиляцию;  $m$  – кратность обмена воздуха, 1/с или 1/ч;  $V_v$  – вентилируемый объем здания, м<sup>3</sup>;  $c_v$  – объемная теплоемкость воздуха, равная 1,26 кДж/(м<sup>3</sup>/К) = 0,3 ккал/(м<sup>3</sup>/°С);  $t_{v,п}$  – температура нагретого воздуха, подаваемого в помещение, °С;  $t_n$  – температура наружного воздуха, °С.

Для удобства расчета (2.8) приводят к виду

$$Q_v = q_v V (t_v - t_n), \quad (2.9)$$

где  $q_v$  – удельный расход теплоты на вентиляцию, т.е. расход теплоты на 1 м<sup>3</sup> вентилируемого здания по наружному обмеру и на 1 °С разности между усредненной расчетной температурой воздуха внутри вентилируемого помещения и температурой наружного воздуха;  $V$  – на-

ружный объем вентилируемого здания;  $t_{\text{в}}$  – усредненная внутренняя температура, °С.

Из сравнения (2.8) и (2.9) следует, что при  $t_{\text{в.п}} = t_{\text{в}}$

$$q_{\text{в}} = mc_{\text{в}} V_{\text{в}} / V. \quad (2.10)$$

В приложении 4 приведены значения удельных расходов теплоты на вентиляцию промышленных, а также служебных и общественных зданий, на основе которых могут быть определены расчетные расходы теплоты на вентиляцию по укрупненным показателям при ориентировочных расчетах.

Для снижения расчетного расхода теплоты на вентиляцию минимальная наружная температура, по которой рассчитываются вентиляционные установки,  $t_{\text{н.в}}$  принимается, как правило, выше расчетной температуры для отопления  $t_{\text{н.о}}$ . По действующим нормам расчетная температура наружного воздуха для проектирования вентиляции определяется как средняя температура наиболее холодного периода, составляющего 15 % продолжительности всего отопительного периода. Исключением являются только промышленные цехи с большим выделением вредных веществ, для которых  $t_{\text{н.в}}$  принимается равной  $t_{\text{н.о}}$ . Значения  $t_{\text{н.в}}$  для ряда городов приведены в приложении 1.

Расчетный расход теплоты на вентиляцию находим по формуле

$$Q_{\text{в}} = q_{\text{в}} V (t_{\text{в.р}} - t_{\text{н.в}}), \quad (2.9)$$

где  $t_{\text{в.р}}$  - усредненная расчетная температура внутри помещения, °С.

Если температура наружного воздуха становится ниже  $t_{\text{н.в}}$ , то расход теплоты на вентиляцию должен оставаться равным расчетному расходу. Это достигается сокращением кратности обмена. При заданной расчетной кратности обмена  $m$  минимальная кратность обмена  $m_{\text{min}}$  при наружной температуре  $t_{\text{н.в}}$  определяется по формуле

$$m_{\text{min}} = m \frac{t_{\text{в.р}} - t_{\text{н.в}}}{t_{\text{в.р}} - t_{\text{н.о}}}, \quad (2.10)$$

где  $m$  – расчетная кратность обмена воздуха.

### 2.1.3. Суммарная сезонная тепловая нагрузка.

Отопительная нагрузка имеет, как правило, круглосуточный характер. При неизменных значениях наружной температуры, скорости ветра и облачности отопительная нагрузка жилых зданий практически постоянна. Отопительная нагрузка общественных зданий и промышленных предприятий имеет непостоянный суточный график, когда в целях экономии теплоты искусственно снижают подачу теплоты на отопление в нерабочие часы (ночной период и выходные дни).

Значительно более резко изменяется как в течение суток, так и по

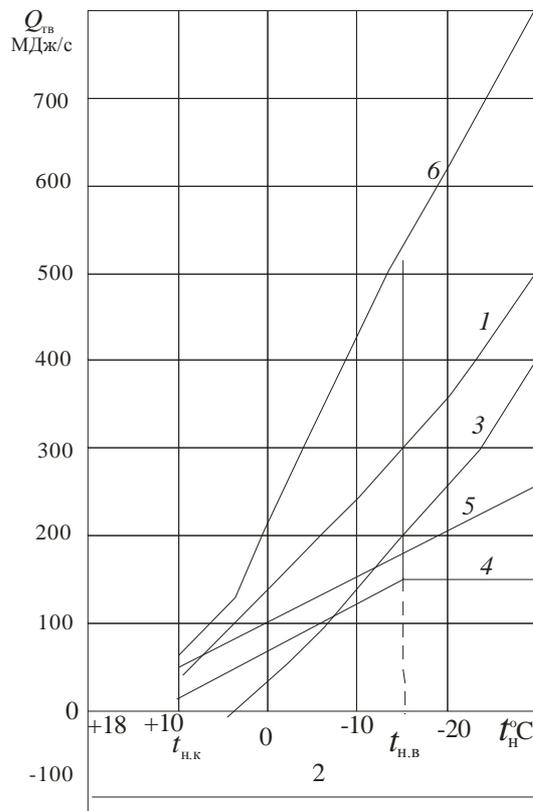


Рис. 2.1. Зависимость расхода теплоты на отопление и вентиляцию температуры наружного воздуха

дням недели вентиляционная нагрузка, так как в нерабочие часы промышленных предприятий и учреждений вентиляция, как правило, не работает.

Суммарный расход теплоты на отопление и вентиляцию по району представляет собой сумму расходов отдельных абонентов.

Для иллюстрации на рис. 2.1 показана зависимость расхода теплоты на отопление и вентиляцию района от наружной температуры. Расчетные теплотопотери промышленных зданий (кривая 1) равны 500 МДж/с. Во-

$$Q'_B = q_B V (t_{в.р} - t_{н.в}), \quad (2.11)$$

гнутой характер кривой 1 объясняется учетом инфильтрации.

Часть теплотоперь промышленных зданий в размере 100 МДж/с компенсируется внутренними тепловыделениями (линия 2), поэтому расчетный расход теплоты на отопление промышленных зданий меньше расчетных теплотоперь этих зданий и составляет 400 МДж/с (кривая 3). По этой же причине отопление промышленных зданий должно включаться в работу при наружной температуре  $t_{н.к} = +4$  °C. При наружных температурах выше  $+4$  °C теплотопери промышленных зданий компенсируются внутренними тепловыделениями.

График расхода теплоты на вентиляцию промышленных и общественных зданий имеет излом при расчетной наружной температуре вентиляции  $t_{н.в} = -15 \text{ }^\circ\text{C}$  (кривая 4). График расхода теплоты на отопление жилых и общественных зданий показан линией 5. Суммарный график расхода теплоты на отопление и вентиляцию по району в целом (кривая 6) имеет две точки излома: одну при температуре  $t_{н.в}$  (расчетная наружная температура для вентиляции), другую – при температуре  $t_{н.к} = +4 \text{ }^\circ\text{C}$  (включение в работу отопления промышленных зданий).

#### 2.1.4. Круглогодичная нагрузка

Параметры и расход теплоты для технологических нужд зависят от характера технологического процесса, типа производственного оборудования, общей организации работ и т.д. Усовершенствование и рационализация технологического процесса могут вызвать коренные изменения в размере и характере тепловой нагрузки.

Для экономии топливно-энергетических ресурсов следует совершенствовать технологические процессы, максимально использовать отработавшую теплоту для технологических целей, а при теплоснабжении от ТЭЦ максимально использовать теплоноситель более низкого потенциала.

В связи с интенсивным жилищным строительством значительно выросла нагрузка горячего водоснабжения городов. Эта нагрузка во многих районах становится соразмерной отопительной нагрузке. Годовой отпуск теплоты на горячее водоснабжение жилых районов часто достигает 35–40 % суммарного годового расхода теплоты района.

Горячее водоснабжение имеет весьма неравномерный характер, как в течение суток, так и в течение недели. Наибольшая нагрузка горячего водоснабжения в жилых районах имеет место, как правило, в предвыходные дни (при 5-дневной рабочей недели в первый выходной день – субботу).

Средненедельный расход теплоты (средненедельная тепловая нагрузка), Дж/с, бытового горячего водоснабжения отдельных жилых, общественных и промышленных зданий или группы однотипных зданий определяется по СНиП 2.04.07.86 «Тепловые сети» по следующей формуле:

$$Q_{г}^{\text{ср.н}} = \frac{1,2m(a + b)(55 - t_x)c_p^{\text{ср}}}{n_c}, \quad (2.12)$$

где  $a$  – норма расхода горячей воды с температурой  $t_{\Gamma} = 55$  °С, кг (л) на 1 чел. в сутки; значения  $a$  приведены в приложении 5;  $b$  – расход горячей воды с температурой  $t_{\Gamma} = 55$  °С, кг (л) для общественных зданий, отнесенный к одному жителю района; при отсутствии более точных данных рекомендуется принимать  $b = 25$  кг (л) на 1 чел. в сутки;  $m$  – количество людей;  $c_p^{cp} = 4190$  Дж/(кг·К) – теплоемкость воды;  $t_x$  – температура холодной воды, °С; при отсутствии данных о температуре холодной водопроводной воды ее принимают в отопительный период 5 °С и в летний период 15 °С;  $n_c$  – расчетная длительность подачи теплоты на горячее водоснабжение, с/сут; при круглосуточной подаче  $n_c = 24 \cdot 3600 = 86\,400$  с; коэффициент 1,2 учитывает выстывание горячей воды в абонентских системах горячего водоснабжения.

При определении средненедельного расхода теплоты на горячее водоснабжение только жилых зданий без учета расхода горячей воды в общественных зданиях в формуле (2.12) принимают  $b = 0$ .

Температура горячей воды в местах водоразбора должна поддерживаться в следующих пределах:

- в открытых системах теплоснабжения и в системах местного горячего водоснабжения не ниже 55 и не выше 80 °С;
- в закрытых системах теплоснабжения не ниже 50 и не выше 75 °С.

Нормы расхода горячей воды, приведенные в приложении 5, относятся к температуре  $t_{\Gamma} = 55$  °С.

При использовании для бытового горячего водоснабжения воды с другой температурой  $t_{\Gamma}$  норма ее расхода определяется из условия подачи абонентам нормированного количества теплоты по формуле

$$a_i = a \frac{55 - t_x}{t_{\Gamma i} - t_x}. \quad (2.13)$$

При определении расчетной тепловой нагрузки горячего водоснабжения района централизованного теплоснабжения СНиП 2.04.07-86 рекомендуется учитывать нагрузку горячего водоснабжения всех существующих зданий, в том числе не имеющих централизованных систем горячего водоснабжения или оборудованных газовыми колонками.

Средненедельный расход теплоты на горячее водоснабжение на одного жителя района  $q_{\Gamma}^{cp.H}$  вычисляется по (2.12) при  $m = 1$ . Для зданий, не оборудованных централизованной системой горячего водоснабжения,  $a = 0$ .

Средний расход теплоты на бытовое горячее водоснабжение за сутки наибольшего водопотребления.

$$Q_{\Gamma}^{\text{ср.г}} = \chi_{\text{н}} Q_{\Gamma}^{\text{ср.н}} \quad (2.14)$$

где  $\chi_{\text{н}}$  – коэффициент недельной неравномерности расхода теплоты. При отсутствии опытных данных рекомендуется принимать для жилых и общественных зданий  $\chi_{\text{н}} = 1,2$ , а для промышленных зданий и предприятий  $\chi_{\text{н}} = 1$ .

Нагрузка горячего водоснабжения жилых домов имеет, как правило, в рабочие дни пики в утренние и вечерние часы и провалы в дневные и поздние ночные часы. В домах с ваннами пиковая нагрузка горячего водоснабжения превышает среднесуточную нагрузку в 2–3 раза. В выходные дни суточный график горячего водоснабжения имеет более равномерное заполнение.

Суточный график горячего водоснабжения района (рис. 2.2) имеет более равномерный характер благодаря взаимному сглаживанию неравномерностей графиков отдельных зданий.

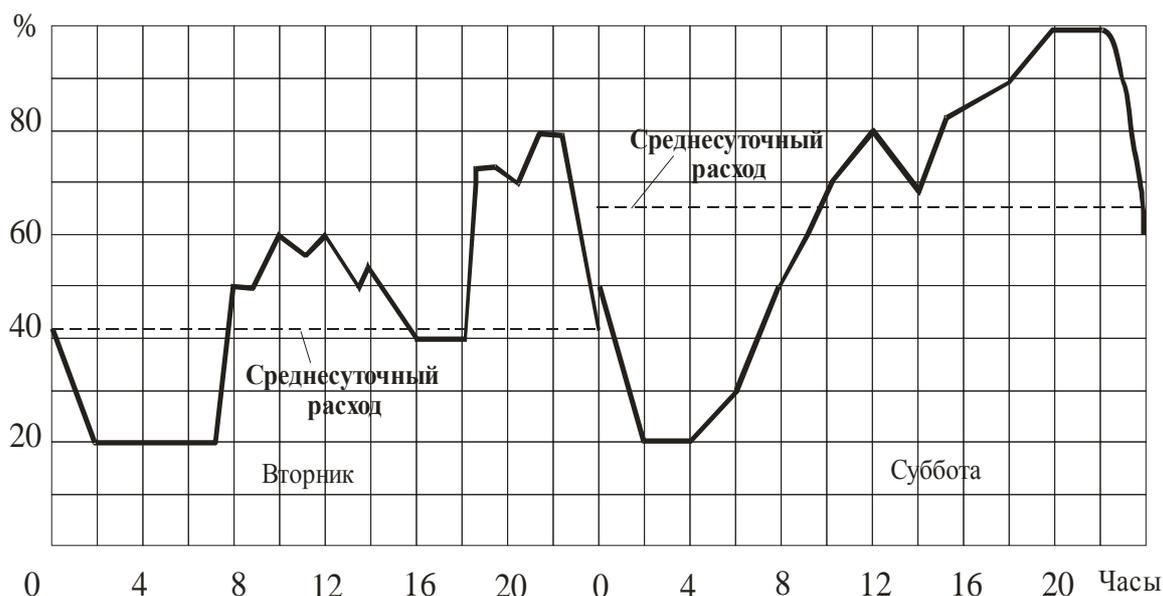


Рис. 2.2. Суточный график горячего водоснабжения жилого района

Расчетный (максимально-часовой) расход теплоты на бытовое горячее водоснабжение, Дж/с или ккал/ч, равен среднечасовому расходу

теплоты за сутки наибольшего водопотребления, умноженному на коэффициент суточной неравномерности:

$$Q_{\Gamma}^p = \chi_n \chi_c Q_{\Gamma}^{cp.n}, \quad (2.15)$$

где  $\chi_c$  – коэффициент неравномерности расхода теплоты за сутки наибольшего водопотребления. При ориентировочных расчетах можно принимать для городов и населенных пунктов  $\chi_c = 1,7-2,0$  для промышленных предприятий  $\chi_c = 1$ .

В приложении 5 приведены нормы расхода горячей воды: средне-недельная, средняя за сутки наибольшего водопотребления, максимально-часовая.

Для определения расхода топлива, разработки режимов использования оборудования, графиков его ремонта и т.п. необходимо знать годовой расход теплоты на теплоснабжение, а также его распределение по сезонам (зима, лето) или по отдельным месяцам. Годовой расход теплоты потребителями района определяется по формуле:

$$Q^{\text{год}} = Q_0^{\text{год}} + Q_B^{\text{год}} + Q_{\Gamma}^{\text{год}} + Q_T^{\text{год}}, \quad (2.16)$$

где  $Q_0^{\text{год}}, Q_B^{\text{год}}, Q_{\Gamma}^{\text{год}}, Q_T^{\text{год}}$  – годовые расходы теплоты на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение, технологические нужды.

Годовые расходы теплоты на отдельные виды теплового потребления могут быть рассчитаны по следующим формулам [5.1].

Годовой расход теплоты на отопление

$$Q_0^{\text{год}} = Q_0^{cp} \left[ (n_o - n_d) + n_d \frac{t_{B.d} - t_H^{cp.o}}{t_{B.p} - t_H^{cp.o}} \right], \quad (2.17)$$

где  $Q_0^{cp}$  – средний расход теплоты за отопительный период, Дж/с или ккал/ч;  $n_o$  – продолжительность работы системы отопления, с/год или ч/год; для жилых и общественных зданий  $n_o$  – продолжительность отопительного периода (см. приложение 1) (для промышленных зданий при наличии внутренних тепловыделений продолжительность работы системы отопления меньше продолжительности отопительного периода);  $n$  – длительность работы дежурного отопления, с/год или ч/год;

$t_{в.д}$  – температура внутреннего воздуха при работе дежурного отопления, °С.

Средний расход теплоты за отопительный период

$$Q_0^{cp} = Q'_0 \frac{t_{в.п} - t_H^{cp.o}}{t_{в.п} - t_{н.о}}, \quad (2.18)$$

где  $t_H^{cp.o}$  – средняя температура отопительного периода для жилых и общественных зданий (см. приложение 1); для промышленных зданий  $t_H^{cp.o}$  – средняя температура наружного воздуха за период работы отопления.

Для жилых и общественных зданий  $Q'_0 = Q'$ , где  $Q'$  – расчетные теплотопотери здания при наружной температуре  $t_{н.о}$ . Для промышленных зданий  $Q'_0 = Q' - Q_{т.в}$ , где  $Q_{т.в}$  – внутренние тепловыделения.

Средняя температура наружного воздуха за любой интервал отопительного периода определяется как частное от деления алгебраической суммы произведений средних температур отдельных периодов этого интервала на длительность этих периодов:

$$t_H^{cp.o} = \frac{n_1 t_{н1}^{cp} + n_2 t_{н2}^{cp} + n_3 t_{н3}^{cp} + \dots + n_m t_{нm}^{cp}}{n_1 + n_2 + n_3 + \dots + n_m}, \quad (2.19)$$

Для жилых и общественных зданий  $n_d = 0$  и (2.17) принимает вид

$$Q_0^{год} = Q_0^{cp} n_o, \quad (2.20)$$

Годовой расход теплоты на вентиляцию определяется по формуле

$$Q_B^{год} = Q'_B \left[ n_B + \frac{t_{в.п} - t_H^{cp.o}}{t_{в.п} - t_{н.о}} (n_o - n_B) \right] \left[ 1 - \frac{n_B}{n_o} \right] \quad (2.21)$$

где  $Q'_B$  – расчетный расход теплоты на вентиляцию, Дж/с или ккал/ч;  $n_B$  – продолжительность отопительного периода с температурой наружного воздуха  $t_{н} \leq t_{н.в}$ , с/год или ч/год (при  $t_{н.в} = t_{н.о}$ ;  $n_B = 0$ );

$n_{\text{д}}^{\text{в}}$  – длительность отопительного периода, когда вентиляция не работает, с/год или ч/год;

$t_{\text{н}}^{\text{ср.о}}$  – средняя температура наружного воздуха за период от начала отопительного периода  $t_{\text{н}}=t_{\text{н.к}}$  до  $t_{\text{н}}=t_{\text{н.в}}$ .

Годовой расход теплоты на горячее водоснабжение

$$Q_{\text{Г}}^{\text{год}} = Q_{\text{Г}}^{\text{ср.н}} \left[ n_{\text{о}} + \beta \frac{t_{\text{Г}} - t_{\text{х.л}}}{t_{\text{Г}} - t_{\text{х.з}}} (n_{\text{Г}} - n_{\text{о}}) \right], \quad (2.22)$$

где  $Q_{\text{Г}}^{\text{ср.н}}$  – средненедельный расход теплоты на горячее водоснабжение, Дж/с или ккал/ч;  $n_{\text{Г}}$ ,  $n_{\text{о}}$  – длительность работы системы горячего водоснабжения и продолжительность отопительного периода, с/год или ч/год;  $\beta$  – коэффициент, учитывающий изменение средненедельного расхода воды на горячее водоснабжение в неотапливаемый период по отношению к отопительному периоду; при отсутствии более точных данных рекомендуется принимать:  $\beta = 0,8$  для жилищно-коммунального сектора всех районов, кроме курортных и южных городов;  $\beta = 1,5$  для жилищно-коммунального сектора курортных и южных городов;  $\beta = 1$  для промышленных предприятий.

Годовой расход теплоты на технологические нужды определяется на основе годового графика теплового потребления. Примерный график расхода теплоты по месяцам по Казань на рис. 2.3.

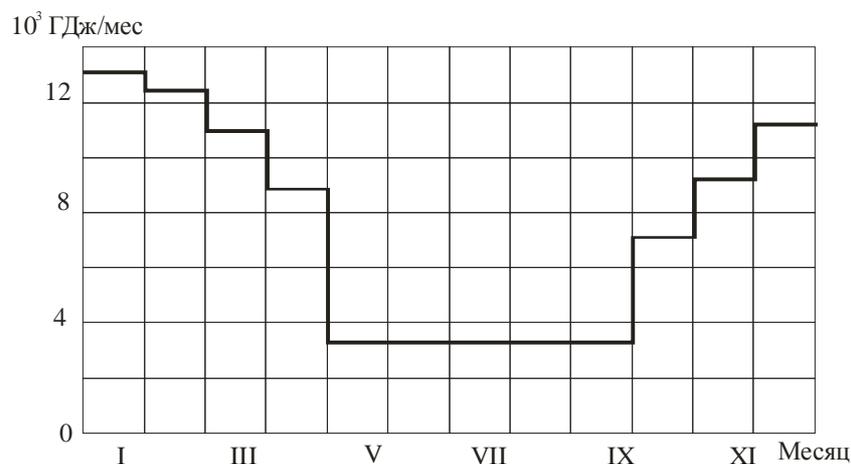


Рис. 2.3. Примерный график расхода теплоты по месяцам года

При построении этого графика расход теплоты на отопление и вентиляцию определяется по среднемесячным наружным температурам. В приложении 2 приведены среднемесячные температуры наружного воздуха в ряде городов России и бывшего СССР.

### 2.1.5. График продолжительности тепловых нагрузок.

Для установления экономичного режима работы теплофикационного оборудования, выбора наиболее выгодных параметров теплоносителя, а также для других плановых и технико-экономических исследований необходимо знать длительность работы системы теплоснабжения при различных режимах в течение года. Для этой цели строятся графики продолжительности тепловой нагрузки (графики Россандера).

Метод построения графика продолжительности сезонной тепловой нагрузки показан на рис. 2.4.

Построение ведется в четырех квадрантах. В левом верхнем квадранте построены графики зависимости от наружной температуры  $t_n$ , тепловой нагрузки отопления  $Q_o$  вентиляции  $Q_v$  и суммарной сезонной нагрузки ( $Q_o + Q_v$ ). В нижнем левом квадранте приведена кривая длительности стояния  $n$  в течение отопительного периода наружных температур  $t_n$ , равных данной температуре или ниже. Эта кривая строится на основе данных приложения 3.

В нижнем правом квадранте проведена прямая линия под углом  $45^\circ$  к вертикальной и горизонтальной осям, используемая для переноса значений шкалы  $n$  из нижнего левого квадранта в верхний правый квадрант. График продолжительности тепловой нагрузки 5 строится для разных наружных температур  $t_n$  по точкам пересечения штриховых линий, определяющих тепловую нагрузку и длительность стояния нагрузок, равных или больше данной.

Площадь под кривой 5 продолжительности тепловой нагрузки равна расходу теплоты на отопление и вентиляцию за отопительный сезон  $Q_c^{\text{год}}$ . Если по оси абсцисс графика 5 продолжительности сезонной тепловой нагрузки построить равновеликий прямоугольник  $ObcdO$  площадью, равной площади под графиком продолжительности, то высота

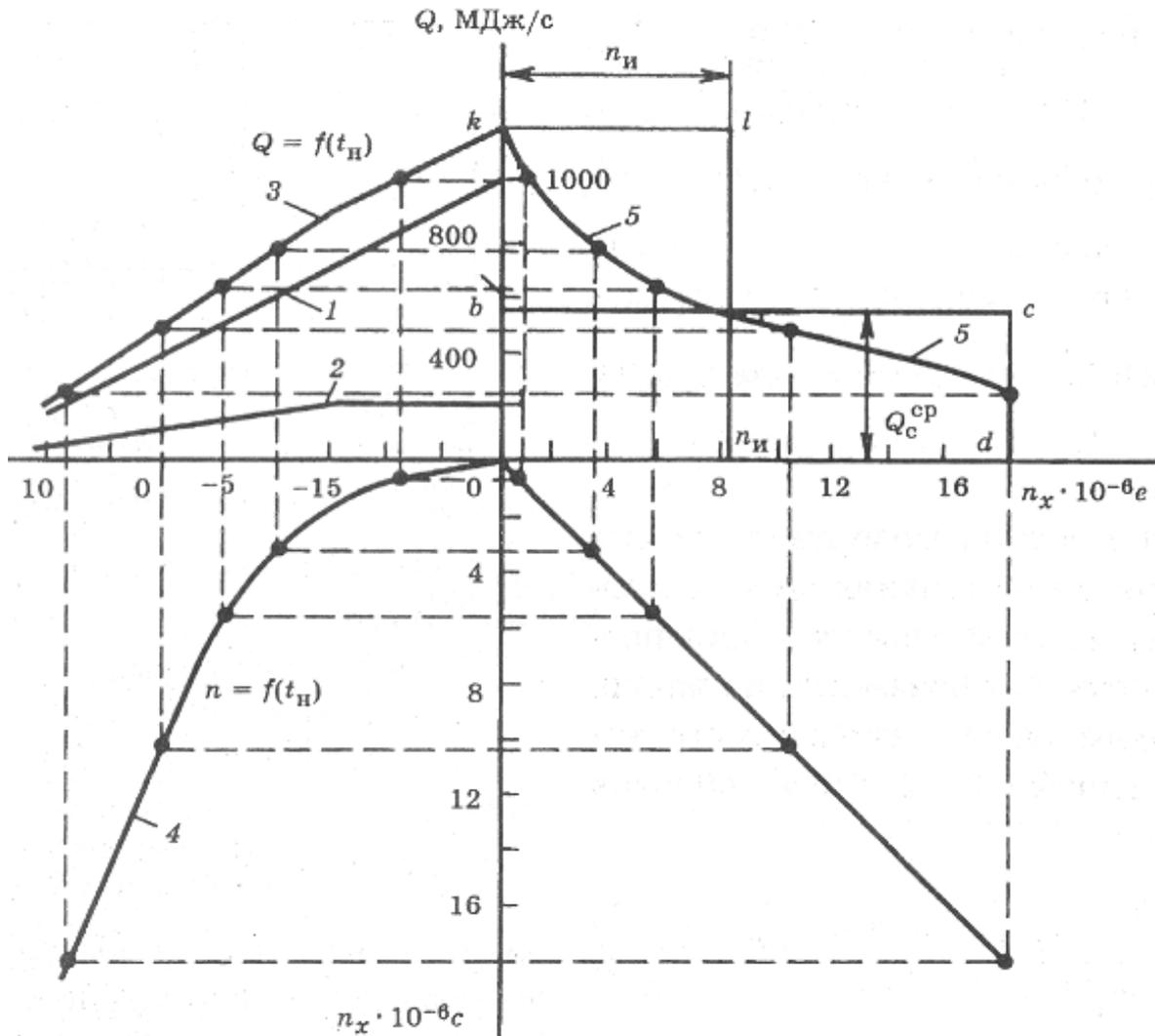


Рис. 2.4. Построение графика продолжительности сезонной тепловой нагрузки

1 –  $Q_O = f(t_H)$ ; 2 –  $Q_B = f(t_H)$ ; 3 –  $(Q_O + Q_B) = f(t_H)$ ; 4 –  $n = f(t_H)$ ;  
5 – график продолжительности сезонной тепловой нагрузки

этого прямоугольника будет равна среднему расходу теплоты за отопительный сезон:

$$Q_c^{cp} = Q_c^{год} / n_o, \quad (2.23)$$

где  $n_o$  – длительность отопительного сезона, с/год или ч/год.

Если на оси ординат графика 5 продолжительности тепловой нагрузки построить равновеликий прямоугольник  $Okln0$  площадью, равной площади под графиком продолжительности, то основание этого прямо-

угольника будет равно длительности использования расчетной сезонной тепловой нагрузки за отопительный сезон:

$$n_{\text{и}} = Q_{\text{с}}^{\text{год}} / Q_{\text{с}}', \quad (2.24)$$

где  $Q_{\text{с}}' = Q_{\text{о}}' + Q_{\text{в}}'$ .

Когда отопительная или вентиляционная нагрузка изменяется по часам суток или дням недели (например, когда в нерабочие часы промышленные предприятия переводятся на дежурное отопление или вентиляция промышленных предприятий работает не круглосуточно), на график наносят три кривые расходов теплоты: одну (обычно сплошная линия) исходя из среднего при данной наружной температуре расхода теплоты за неделю на отопление и вентиляцию; две (обычно пунктир) исходя из максимальной и минимальной нагрузок на отопление и вентиляцию при этой же наружной температуре  $t_{\text{н}}$ . Такое построение показано на рис. 2.5.

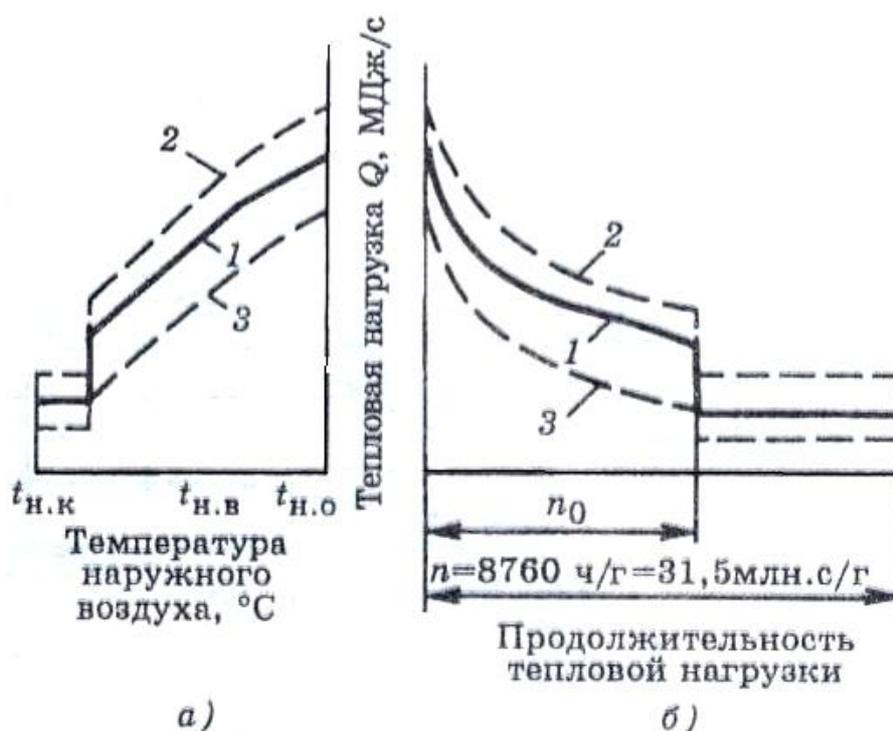


Рис. 2.5. Интегральный график суммарной нагрузки района  
 а –  $Q = f(t_{\text{н}})$ ; б – график продолжительности тепловой нагрузки; 1 – среднечасовая за неделю нагрузка; 2 – максимально-часовая суммарная нагрузка; 3 – минимально-часовая суммарная нагрузка

Годовой расход теплоты на отопление можно исчислять с небольшой погрешностью без точного учета повторяемости температур

наружного воздуха за отопительный сезон, приняв средний расход теплоты на отопление за сезон равной 50 % расхода теплоты на отопление при расчетной наружной температуре  $t_{н.о}$ . Если известен годовой расход теплоты на отопление, то, зная длительность отопительного сезона, легко определить средний расход теплоты. Максимальный расход теплоты на отопление можно для ориентировочных расчетов принимать равным удвоенному среднему расходу.

В том случае, когда тепловая нагрузка района обеспечивается теплотой из различных источников, для определения степени их участия в покрытии годового расхода теплоты удобно пользоваться интегральным графиком  $\alpha_{год} = f(\alpha_c)$ , представленном на рисунке 2.6, б. Здесь  $\alpha_c = Q_i / Q_c'$  – отношение тепловой нагрузки источника к расчетной нагрузке района;  $\alpha_{год} = Q_i^{год} / Q_c^{год}$  – отношение количества теплоты, отпускаемой за отопительный сезон источником, имеющим расчетную производительность к суммарному расходу теплоты за сезон.

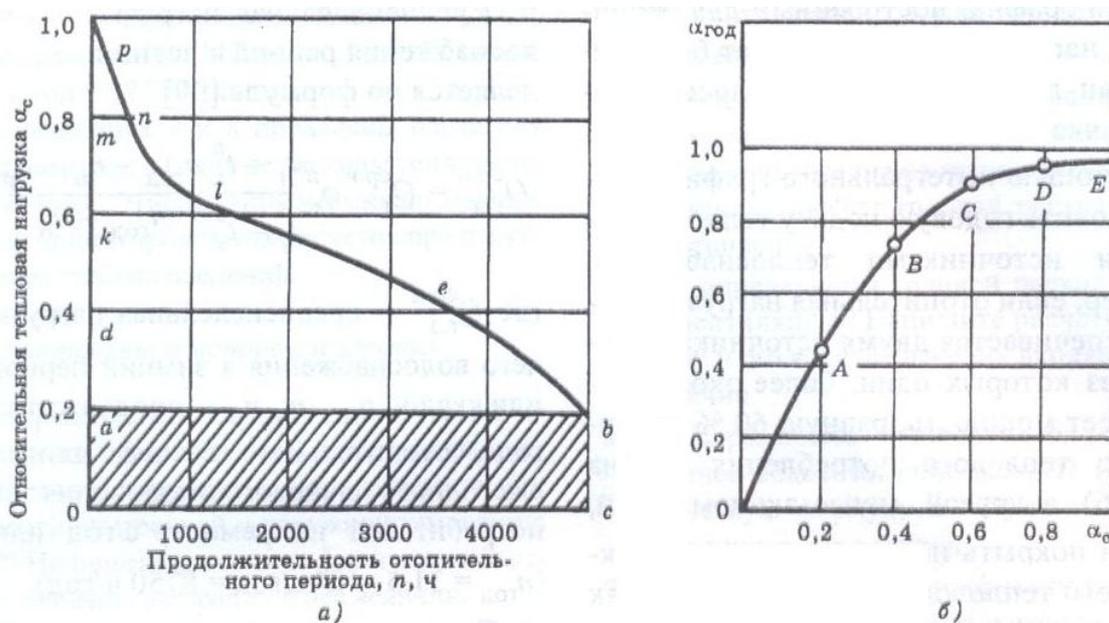


Рис. 2.6. построение интегрального графика отопительной нагрузки  
 а – график продолжительности отопительной нагрузки  $\alpha_c = f(n)$ ; б – интегральный график  $\alpha_{год} = f(\alpha_c)$ ,

Интегральный график  $\alpha_{год} = f(\alpha_c)$ , строится на основе графика продолжительности тепловой нагрузки. Для этой цели график продолжительности тепловой нагрузки (рис. 2.6, а) делят горизонтальными линиями через равные интервалы по оси ординат на ряд площадок и определяют отношение размеров этих площадок ко всей площади графика

продолжительности, равной расходу теплоты за сезон. Полученные данные наносят на интегральный график (рис. 2.6, б).

Интегральные графики сезонной тепловой нагрузки обладают свойством универсальности. Интегральный график, построенный для одного какого-либо географического пункта, может быть использован с достаточной для практических целей точностью для всего климатического пояса. Например, приведенный на рис. 2.6, б интегральный график, построенный для отопительной нагрузки Москвы, может быть использован для всей средней полосы европейской части России.

С помощью интегрального графика легко установить годовую подачу теплоты различными источниками теплоснабжения. Например, если отопительная нагрузка района обеспечивается двумя источниками теплоты, из которых один, более экономичный, имеет мощность, равную 60 % максимального теплового потребления района ( $\alpha_c = 0,6$ ), а другой, менее экономичный, способен покрыть недостающие 40 % максимального теплового потребления, то, как видно из рис. 2.6, первый может обеспечить 92 % годового расхода теплоты ( $\alpha_{\text{год}} = 0,92$ ) (площадь  $0klbc0$  графика продолжительности), а второй – только 8 % годового расхода теплоты (площадь  $kplk$ ).

Расход теплоты на технологические нужды и горячее водоснабжение в отличие от расхода на отопление и вентиляцию не является функцией наружной температуры.

Для построения графика продолжительности суммарной нагрузки за отопительный сезон находят для разных наружных температур суммарную средне недельную нагрузку по всем видам теплового потребления:

$$Q^{\text{ср.н}} = Q_0^{\text{ср.н}} + Q_B^{\text{ср.н}} + Q_G^{\text{ср.н}} + Q_T^{\text{ср.н}}. \quad (2.25)$$

На основе найденных значений  $Q^{\text{ср.н}}$  для разных наружных температур и климатологических данных о длительности стояния различных наружных температур строится по изложенной выше методике график продолжительности суммарной тепловой нагрузки за отопительный сезон.

В летний период основным видом теплового потребления являются технологическая нагрузка и горячее водоснабжение. Средне недельное значение этой нагрузки постоянно.

Средне недельная нагрузка горячего водоснабжения района в летний период определяется по формуле:

$$Q_{Г.Л}^{ср.н} = Q_{Г.З}^{ср.н} \varphi_{Г} \frac{t_{Г} - t_{Х}^{Л}}{t_{Г} - t_{Х}^{З}} \frac{n_{ГОД} - n_{О} - n_{Р}}{n_{ГОД} - n_{О}}, \quad (2.26)$$

где  $Q_{Г.З}^{ср.н}$  – средне недельная нагрузка горячего водоснабжения в зимний период, Дж или ккал/ч;  $n_{ГОД}, n_{О}, n_{Р}$  – продолжительность года, отопительного сезона, длительность ежегодного планового отключения тепловых потребителей на ремонт, с/год или ч/год.

Площадь, ограниченная осями координат и графиком продолжительности суммарной нагрузки  $Q^{ср.н}$ , равна годовому расходу теплоты потребителями района.

На рис. 2.5, б сплошной линией 1 изображен годовой график продолжительности суммарной тепловой нагрузки района, в которую входят отопление, вентиляция и бытовая нагрузка горячего водоснабжения. График построен по значениям средненедельной суммарной тепловой нагрузки. Линия 2 показывает возможные кратковременные максимумы нагрузки, линия 3 – возможные минимумы нагрузки. Площадь графика под линией 1 равна годовому расходу теплоты потребителями района.

Для определения расхода теплоты от источника необходимо к расходу теплоты у потребителей прибавить тепловые потери в сети.

В приложениях 5 и 6 приведены расчетная тепловая нагрузка и годовые расходы теплоты на одного жителя. Этими данными можно пользоваться для ориентировочных расчетов при отсутствии более точных сведений.

### Контрольные вопросы

1. Как определяется удельная (отнесенная к 1 м<sup>3</sup> наружного объема здания) теплопотеря теплопередачей через наружные ограждения при разности внутренней и наружной температур 1°С? Напишите расчетную формулу и объясните значения входящих в нее величин.
2. Что такое коэффициент инфильтрации? Как он определяется?
3. Почему коэффициент инфильтрации зависит от наружной температуры?
4. Напишите уравнение теплового равновесия здания и объясните значения входящих в него величин.
5. Что понимается под расчетными значениями наружной температуры для отопления  $t_{н.о}$  и для вентиляции  $t_{н.в}$ ? Как эти температуры определяются?
6. Как определяется годовой расход теплоты на отопление района?

7. Почему применение дежурного отопления на промышленных предприятиях снижает годовой расход теплоты на отопление?
8. Как определяется годовой расход теплоты на вентиляцию? Напишите расчетную формулу и объясните значения входящих в нее величин.
9. Как определяется годовой расход теплоты на горячее водоснабжение района? Напишите расчетную формулу и объясните значения входящих в нее величин.
10. Как строится годовой график продолжительности сезонной тепловой нагрузки по заданным зависимостям расходов теплоты на отопление и вентиляцию от наружной температуры?
11. Как с помощью графика продолжительности определяется длительность использования тепловой мощности разных источников теплоты, работающих в общей системе?
12. Почему в районах с более низкой расчетной наружной температурой для отопления  $t_{н.о}$  необходимо обеспечивать более низкие значения коэффициентов теплопередачи наружных ограждений жилых и общественных зданий?

### **3. Системы теплоснабжения.**

#### **3.1. Классификация систем теплоснабжения**

Основное назначение любой системы теплоснабжения состоит в обеспечении потребителей необходимым количеством теплоты требуемого качества (т.е. теплоносителем требуемых параметров).

В зависимости от размещения источника теплоты по отношению к потребителям системы теплоснабжения разделяются на децентрализованные и централизованные.

В децентрализованных системах источник теплоты и теплоприемники потребителей либо совмещены в одном агрегате, либо размещены столь близко, что передача теплоты от источника до теплоприемников может осуществляться практически без промежуточного звена – тепловой сети,

Системы децентрализованного теплоснабжения разделяются на индивидуальные и местные.

В индивидуальных системах теплоснабжение каждого помещения (участка цеха, комнаты, квартиры) обеспечивается от отдельного источника. К таким системам, в частности, относится печное и поквартирное

отопление. В местных системах теплоснабжение каждого здания обеспечивается от отдельного источника теплоты, обычно от местной или индивидуальной котельной. К этой системе, в частности, относится так называемое центральное отопление зданий.

В системах централизованного теплоснабжения источник теплоты и теплоприемники потребителей размещены раздельно, часто на значительном расстоянии, поэтому теплота от источника до потребителей передается по тепловым сетям.

В зависимости от степени централизации системы централизованного теплоснабжения можно разделить на следующие четыре группы:

- групповое – теплоснабжение от одного источника группы зданий;
- районное – теплоснабжение от одного источника нескольких групп зданий (района);
- городское – теплоснабжение от одного источника нескольких районов;
- межгородское - теплоснабжение от одного источника нескольких городов.

Процесс централизованного теплоснабжения состоит из трех последовательных операций: 1) подготовки теплоносителя; 2) транспортировки теплоносителя; 3) использования теплоносителя.

Подготовка теплоносителя производится в специальных так называемых теплоподготовительных установках на ТЭЦ, а также в городских, районных, групповых (квартирных) или промышленных котельных.

Транспортируется теплоноситель по тепловым сетям. Используется теплоноситель в теплоприемниках потребителей. Комплекс установок, предназначенных для подготовки, транспортировки и использования теплоносителя, составляет систему централизованного теплоснабжения. Для транспорта теплоты применяются, как правило, два теплоносителя: вода и водяной пар.

Для удовлетворения сезонной нагрузки и нагрузки горячего водоснабжения в качестве теплоносителя используется обычно вода, для промышленной технологической нагрузки – пар.

Для передачи теплоты на расстояния, измеряемые многими десятками и даже сотнями километров (100–150 км и более), могут использоваться системы транспорта теплоты в химически связанном состоянии.

По виду теплоносителя системы централизованного теплоснабжения разделяются на водяные и паровые.

### 3.2. Тепловые схемы источников теплоты

Основная часть тепловой нагрузки удовлетворяется при теплофикации, то есть отработавшей при выработке электроэнергии теплотой от установленных на ТЭЦ теплофикационных турбоагрегатов, в которых электрическая энергия вырабатывается главным образом комбинированным методом.

На современных ТЭЦ, работающих на органическом топливе (ОТЭЦ), устанавливаются, как правило, теплофикационные турбины большой единичной электрической мощности (50–250 МВт) на высокие и сверхкритические начальные параметры пара (13 и 24 МПа) двух основных типов: а) конденсационные с отбором пара (Т и ПТ); б) с противодавлением (Р). Основные параметры теплофикационных турбин серийного производства приведены в приложении 14.

В районах, располагающих природным газом как базовым топливом, применяются газотурбинные, а также парогазовые теплофикационные установки с использованием в качестве паровой ступени серийных паротурбинных установок.

### 3.3. Современные теплоэлектроцентрали

На рис. 3.1 показаны принципиальные тепловые схемы паротурбинных установок ТЭЦ на органическом топливе с начальными параметрами пара 13 МПа, 565 °С, оборудованные конденсационными турбинами с отбором пара.

В теплоподготовительной установке ТЭЦ с турбинами типа ПТ (рис. 3.1, а) от турбины 1, на валу которой находится электрогенератор 2, отработавшая при выработке электроэнергии теплота отводится для централизованного теплоснабжения при двух уровнях давлений.

Отработавший пар повышенного давления (примерно 1,2–1,5 МПа) отводится из так называемого производственного отбора турбины. Этот пар через коллектор 28 подается по паровым сетям потребителям и используется ими главным образом для технологических целей. В качестве резерва на случай остановки турбины предусмотрена подача пара в коллектор 28 из энергетического котла 3 через редуционно-охладительную установку (РОУ) 31. Конденсат от потребителей поступает на ТЭЦ через коллектор 29. Сначала конденсат подается для контроля в сборный бак, а затем из него конденсатным насосом 30 перекачивается через регенеративные подогреватели низкого давления (ПНД) 14–16 в стационарный деаэратор 17.

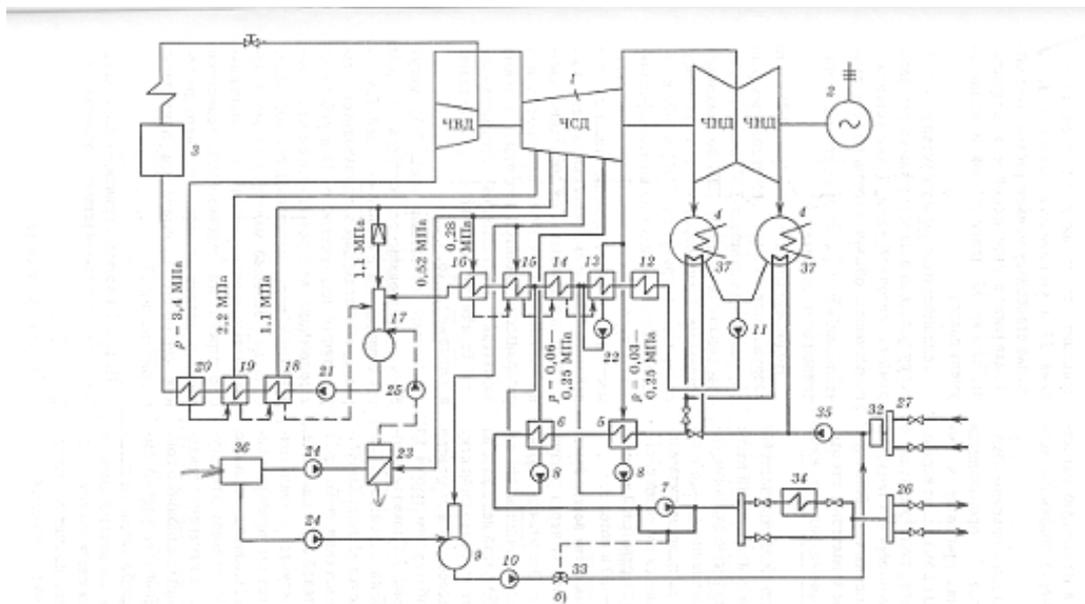
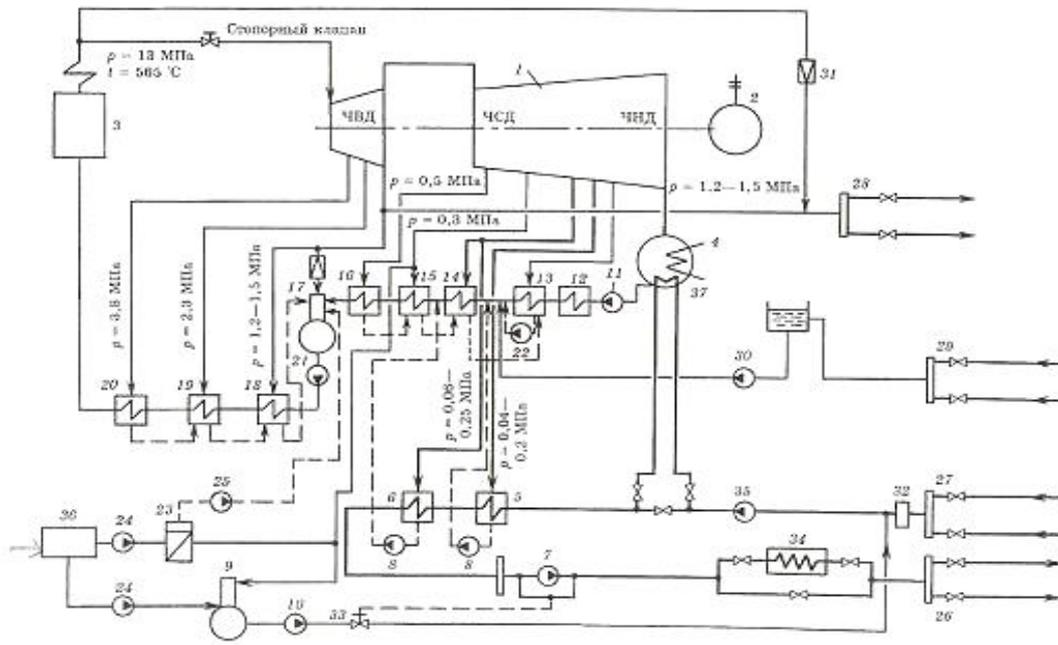


Рис. 3.1. Принципиальная тепловая схема теплоподготовительной установки ТЭЦ на органическом топливе

*а* – с турбинами типа ПТ; *б* – с турбинами типа Т; 1 – турбина; 2 – электрогенератор; 3 – котел; 4 – конденсатор; 5,6 – теплофикационные подогреватели верхней и нижней ступеней; 7 – сетевой насос; 8 – конденсатные насосы теплофикационных подогревателей; 9 – деаэрактор подпиточной воды; 10 – подпиточный насос; 11 – конденсатный насос; 12 – эжекторный подогреватель; 13 – 16 – регенеративные подогреватели низкого давления; 17 – станционный деаэрактор; 18 – 20 – регенеративные подогреватели высокого давления; 21 – питательный насос; 22 – конденсатный насос регенеративных подогревателей; 23 – испарительная установка; 24 – насосы химводоочистки; 25 – подпиточный насос станции; 26, 27 – коллекторы водяной теплосети подающий и обратный; 28, 29 – паровой и конденсатный коллекторы; 30 – конденсатный насос; 31 – редукционно-охладительная установка; 32 – фильтр-грязевик; 33 – регулятор подпитки; 34 – пиковый котел; 35 – бустерный насос; 36 – химводоочистка; 37 – встроенный пучок в конденсаторе

Отработавший пар низкого давления (около 0,05–0,25 МПа) отводится из так называемых теплофикационных отборов турбины. Этот пар используется на ТЭЦ для подогрева сетевой воды, циркулирующей в тепловой сети.

На современных ТЭЦ подогрев сетевой воды в зимний период проводится обычно в трех или четырех последовательно включенных ступенях подогрева.

Возвращаемая из тепловой сети охлажденная (обратная) вода поступает через обратный коллектор 27 в бустерный (вспомогательный) насос 35 и подается им в трубный пучок 37 конденсатора для предварительного подогрева сетевой воды отработавшим паром, поступающим в конденсатор 4. Из трубного пучка конденсатора сетевая вода поступает в два последовательно включенных сетевых подогревателя 5 и 6, питаемых паром из нижнего и верхнего теплофикационных отборов. Затем сетевая вода поступает в сетевой насос 7 и подается им непосредственно или через пиковый водогрейный котел 34 в подающую магистраль тепловой сети через подающий коллектор 26.

Подогрев сетевой воды в пиковом обычно водогрейном котле 34 производится только при тех режимах, при которых температура сетевой воды на выходе из верхнего теплофикационного подогревателя 6 недостаточна для удовлетворения тепловой нагрузки присоединенных абонентов. Обычно такие режимы характерны для отопительного периода при низких наружных температурах.

Конденсат отработавшего пара поступает из конденсатора 4 в конденсатный насос 11 и подается им через регенеративные подогреватели низкого давления 13–16 в деаэратор 17, откуда он забирается питательным насосом 21 и подается им через систему регенеративных подогревателей высокого давления (ПВД) 18–20 в котел 3.

В водяных тепловых сетях всегда имеется утечка теплоносителя через различного рода неплотности. Эта утечка должна восполняться химически очищенной деаэрированной водой. Для этой цели вода из водопровода поступает на химводоочистку 36, откуда подается насосом 24 в деаэратор 9, обогреваемый отработавшим паром из турбины. В схемах на рис. 3.1 показан атмосферный деаэратор подпиточной воды. Такие решения принимаются обычно в закрытых системах теплоснабжения, в которых подпитка (добавка) сетевой воды невелика. Из деаэратора вода поступает в подпиточный насос 10 и подается им через регулирующий клапан 33 во всасывающую линию бустерного насоса 35. Импульсом для регулятора подпитки является изменение давления в одной из точек циркуляционного контура тепловой сети. Наиболее удобно импульс брать от какой-либо точки на перемычке, соединяющей

нагнетательный и всасывающий патрубки сетевого насоса 7. Когда утечка превышает подпитку, давление в импульсной точке снижается. Это приводит к открытию регулирующего клапана 33 и увеличению подпитки. Когда утечка становится меньше расхода подпитки, давление в импульсной точке возрастает, клапан 33 прикрывается и подпитка уменьшается.

Теплоподготовительные установки ТЭЦ оборудуются иногда вакуумными деаэраторами подпиточной воды. Такие установки применяются обычно в открытых системах теплоснабжения, в которых расход подпиточной воды значителен.

### 3.4. Водогрейные котельные

Водогрейные котельные (рис. 3.2) часто сооружаются во вновь застраиваемых районах до ввода в действие ТЭЦ и магистральных тепловых сетей от ТЭЦ до указанных котельных.

Таким образом, подготавливается тепловая нагрузка для ТЭЦ, чтобы к моменту ввода в эксплуатацию теплофикационных турбин их отборы были по возможности полностью загружены. После ввода в действие

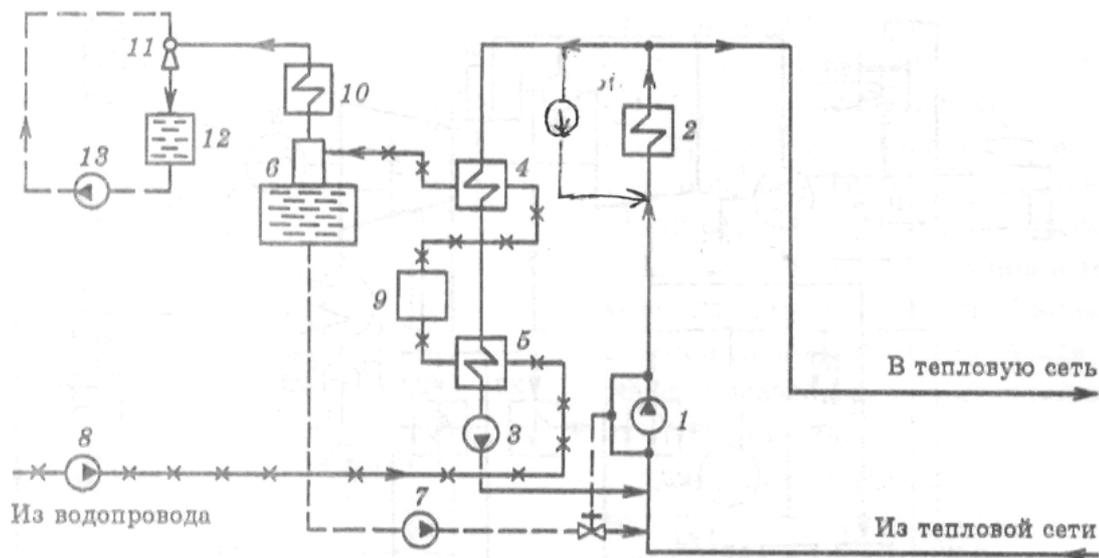


Рис. 3.2. Принципиальная схема водогрейной котельной

1 – сетевой насос; 2 – водогрейный котел; 3 – циркуляционный насос; 4 – подогреватель химически очищенной воды; 5 – подогреватель сырой воды; 6 – вакуумный деаэратор; 7 – подпиточный насос; 8 – насос сырой воды; 9 – химводоподготовка; 10 – охладитель выпара; 11 – водоструйный эжектор; 12 – расходный бак эжекторов; 13 – эжекторный насос

ТЭЦ и магистральных тепловых сетей от них до котельных последние обычно используются в качестве пиковых или резервных источников

теплоты. Основные характеристики стальных водогрейных котлов серийного производства приведены в приложении 16.

### 3.5. Паровые котельные

Паровые котельные (рис. 3.3) могут быть использованы для отпуски теплоты как с паром, так и с горячей водой.

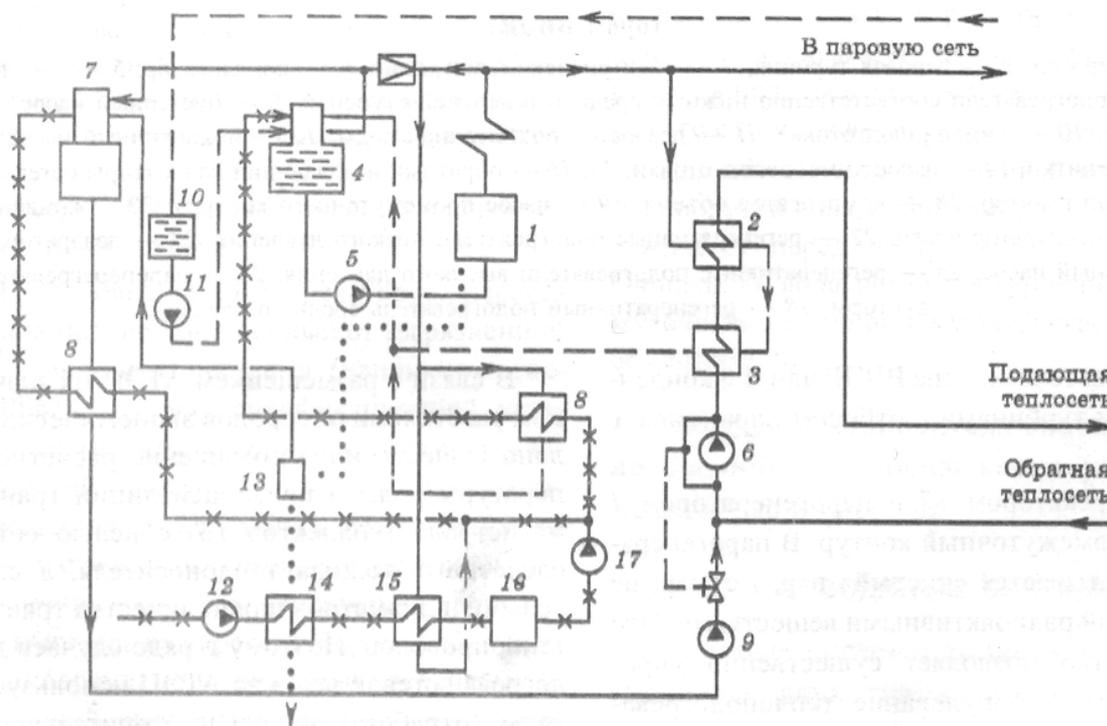


Рис. 3.3. Принципиальная схема паровой котельной

1 – паровой котел низкого давления; 2 – паровой подогреватель сетевой воды; 3 – охладитель конденсата; 4 – деаэратор питательной воды; 5 – питательный насос; 6 – сетевой насос; 7 – деаэратор подпиточной воды; 8 – подогреватель химически очищенной воды; 9 – подпиточный насос; 10 – сборный бак конденсата; 11 – конденсатный насос; 12 – насос сырой воды; 13 – сепаратор; 14 – охладитель продувочной воды; 15 – пароводяной подогреватель сетевой воды; 16 – химводоподготовка; 17 – насос химически очищенной воды

Подогрев сетевой воды паром производится в пароводяных подогревателях. При работе на твердом топливе паровые котельные с пароводяными подогревателями сетевой воды обладают большей маневренностью и надежностью в эксплуатации по сравнению с водогрейными.

ми. Основные характеристики паровых котлов низкого и среднего давления серийного производства приведены в приложении 17.

### 3.6. Атомная ТЭЦ

На рис. 3.4 показана принципиальная схема теплоподготовительной установки атомной ТЭЦ (АТЭЦ) с реакторами типа ВВЭР или В и конденсационными турбинами с отбором пара (типа Т или ТК).

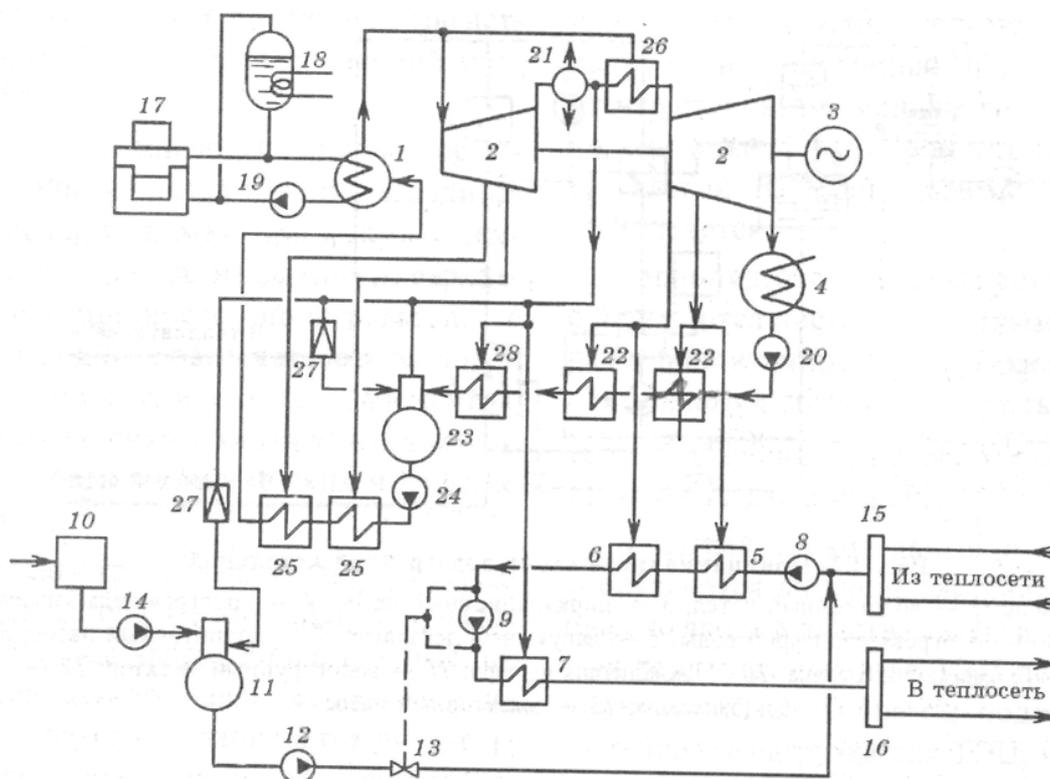


Рис. 3.4. Принципиальная схема теплоподготовительной установки атомной ТЭЦ (АТЭЦ) с реактором ВВЭР

1 – парогенератор; 2 – паровая турбина; 3 – электрический генератор; 4 – конденсатор; 5 – 7 – теплофикационные подогреватели соответственно нижней, средней и верхней ступеней; 8 – бустерный насос; 9 – сетевой насос; 10 – химводоподготовка; 11 – деаэрактор подпиточной воды; 12 – подпиточный насос; 13 – регулятор подпитки; 14 – насос химводоподготовки; 15, 16 – обратный и подающий коллекторы сетевой воды; 17 – ядерный реактор; 18 – компенсатор объема; 19 – насос промежуточного контура; 20 – конденсатный насос; 21 – сепаратор влаги; 22 – регенеративные подогреватели низкого давления; 23 – деаэрактор; 24 – питательный насос; 25 – регенеративные подогреватели высокого давления; 26 – пароперегреватель; 27 – редукторы; 28 – регенеративный подогреватель среднего давления

Между реактором 17 и парогенератором 1 включен промежуточный контур. В парогенераторе вырабатывается «чистый» пар, т.е. пар, не загрязненный радиоактивными веществами. Это обстоятельство позволяет существенно упростить схему и оборудование теплоподогревательной установки АТЭЦ, так как пар, отработавший в турбине, может быть использован в теплофикационных пароводяных подогревателях 5–7 для непосредственного подогрева сетевой воды. При паре, загрязненном радиоактивными веществами, такое решение не допускается из-за опасности радиоактивного загрязнения сетевой воды при нарушении плотности трубной системы пароводяных подогревателей.

В связи с размещением АТЭЦ на значительном расстоянии от городов экономически оправдано существенное повышение расчетной температуры воды в подающей линии транзитной магистрали (коллектор 16) с целью снижения расчетного расхода теплоносителя, а следовательно, и диаметров или количества транзитных теплопроводов. Поэтому в ряде случаев для подогрева сетевой воды на АТЭЦ используется не только отработавший пар из отопительных отборов давлением 0,05–0,25 МПа (подогреватели 5 и 6), но и отработавший пар более высокого давления (0,6–0,8 МПа) из так называемого разделительного отсека, в котором обычно устанавливаются сепаратор влаги 21 и промежуточный пароперегреватель 26 на основном потоке пара. Принципиальное отличие схемы подогрева сетевой воды на АТЭЦ от схемы, приведенной на рис. 3.1, заключается в наличии сетевого подогревателя верхней ступени 7, питаемого паром из разделительного отсека.

При установке на АТЭЦ реакторов, вырабатывающих пар, не защищенный от загрязнений радиоактивными веществами (например, реакторов РБМК), схема теплофикационной установки существенно усложняется, так как для защиты сетевой воды от загрязнения радиоактивными веществами приходится между греющим паром и нагреваемой сетевой водой включать промежуточные контуры. Включение промежуточных контуров на паре из отборов турбин приводит одновременно к снижению удельной комбинированной выработки электрической энергии из-за дополнительных необратимых потерь в теплообменных аппаратах промежуточного контура.

### 3.7. Атомная станция теплоснабжения

На рис. 3.5 показана принципиальная схема теплоподготовительной установки атомной станции теплоснабжения (атомной котельной). Теплота, выделившаяся в ядерном реакторе 1, передается с помощью теплоносителя (воды) через промежуточный контур 2 в подогреватель сетевой воды 3. Циркуляция теплоносителя в промежуточном контуре осуществляется насосом 5. Статическое давление в промежуточном контуре поддерживается с помощью компенсатора объема 4. Циркуляция сетевой воды в тепловой сети осуществляется насосом 6. Поддержание статического давления в тепловой сети и компенсация утечек сетевой воды производятся с помощью подпиточного насоса 14. Водоподготовка и деаэрация подпиточной воды обеспечиваются системой 7.

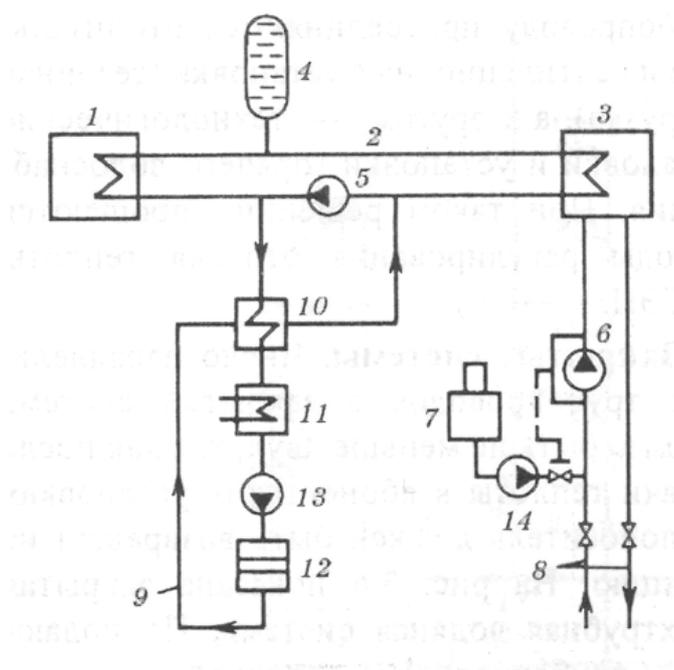


Рис. 3.5. Принципиальная схема теплоподготовительной установки атомной станции теплоснабжения (АСТ)

1 – ядерный реактор; 2 – второй контур; 3 – подогреватель сетевой воды; 4 – компенсатор объема; 5 – насос второго контура; 6 – сетевой насос; 7 – деаэратор подпиточной воды; 8 – тепловая сеть; 9 – система продувки второго контура; 10 – подогреватель очищенной воды; 11 – охладитель продувочной воды; 12 – фильтр; 13 – насос системы продувки; 14 – подпиточный насос тепловой сети.

Давление циркуляционной воды в промежуточном контуре поддерживается на более низком уровне по сравнению с давлением греющей среды в реакторе 1 и по сравнению с давлением сетевой воды в подогревателе 3. Поэтому в случае возникновения каких-либо неплотностей в по-

догревательной системе реактора 1 продукты разделения, проникшие в промежуточный контур, не могут поступить в тепловую сеть.

В случае неплотностей в подогревателе 3 сетевая вода поступает в промежуточный контур 2, но не может попасть в реактор 1. Загрязнения, попавшие в промежуточный контур при неплотностях в подогревательных системах, выводятся из него с помощью системы продувки 9.

Для обеспечения устойчивой работы системы продувки вода, отбираемая для продувки, охлаждается перед поступлением в фильтр 12. Очищенная вода перед поступлением в промежуточный контур вновь подогревается в теплообменнике 10.

### 3.8. Водяные системы

Водяные системы теплоснабжения применяются двух типов: закрытые (замкнутые) и открытые (разомкнутые). В закрытых системах сетевая вода, циркулирующая в тепловой сети, используется только как теплоноситель, но из сети не отбирается.

*В открытых системах* сетевая вода частично (редко полностью) разбирается у абонентов для горячего водоснабжения.

В зависимости от числа трубопроводов, используемых для теплоснабжения данной группы потребителей, водяные системы делятся на одно-, двух-, трех- и многотрубные. Минимальное число трубопроводов для открытой системы один, а для закрытой системы – два.

Наиболее простой и перспективной для транспорта на большие расстояния является однетрубная бессливная система теплоснабжения. Ее можно применить в том случае, когда обеспечивается равенство расходов сетевой воды, требуемых для удовлетворения отопительно-вентиляционной нагрузки и для горячего водоснабжения абонентов данного города или района.

Для теплоснабжения городов в большинстве случаев применяются двухтрубные водяные системы, в которых тепловая сеть состоит из двух трубопроводов: подающего и обратного. По подающему трубопроводу горячая вода подводится от станции к абонентам, по обратному трубопроводу охлажденная вода возвращается на станцию.

Преимущественное применение в городах двухтрубных систем объясняется тем, что эти системы по сравнению с многотрубными требуют меньших начальных вложений и дешевле в эксплуатации. Двухтрубные системы применимы в тех случаях, когда всем потребителям района требуется тепло примерно одного потенциала. Такие условия обычно имеют место в городах, где вся тепловая нагрузка (отопление, вентиляция и горячее водоснабжение) может быть удовлетворена в основном тепловой мощностью низкого потенциала.

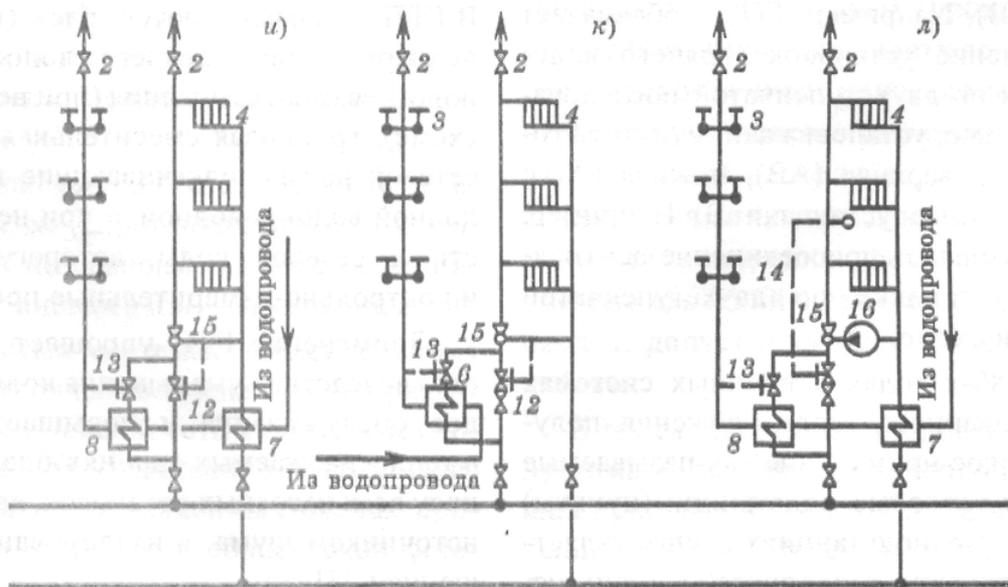
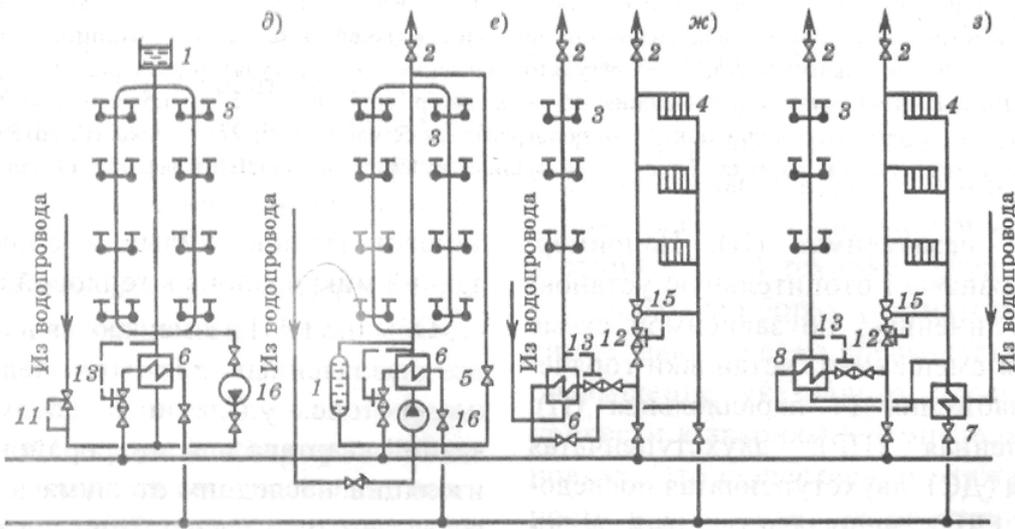
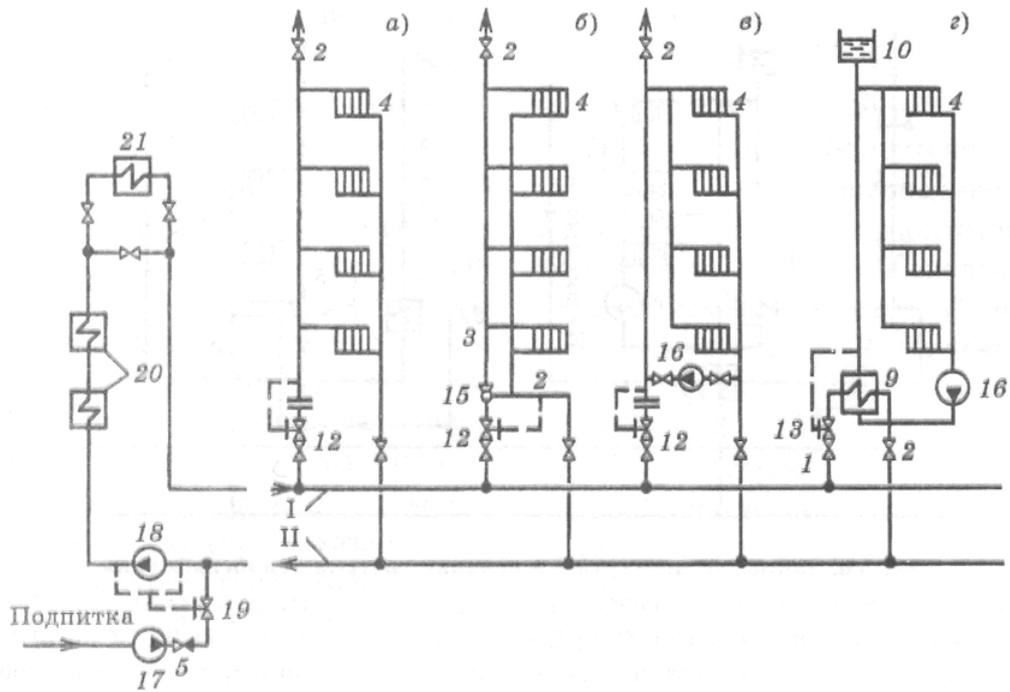
В промышленных районах, где имеется технологическая тепловая нагрузка повышенного потенциала, может применяться трехтрубная система, в которой два трубопровода используются как подающие, а третий трубопровод является обратным. К каждому подающему трубопроводу присоединяются однородные по потенциалу и режиму тепловые нагрузки. В промышленных районах обычно к одному подающему трубопроводу присоединяются отопительные и вентиляционные установки (сезонная нагрузка), а к другому – технологические установки и установки горячего водоснабжения. При таком решении упрощаются методы регулирования отпуска теплоты от ТЭЦ.

**В закрытых системах** число параллельных трубопроводов в закрытой системе должно быть не меньше двух, так как после отдачи теплоты в абонентских установках теплоноситель должен быть возвращен на станцию. На рис. 3.6 показана закрытая двухтрубная водяная система. По подающему трубопроводу *I* тепловой сети вода поступает в абонентские установки, а по обратному трубопроводу *II* охлажденная вода возвращается на ТЭЦ.

В зависимости от характера тепловых нагрузок абонента и режима работы тепловой сети выбираются схемы присоединения абонентских установок к тепловой сети. На рис. 3.6 показаны различные схемы присоединения абонентов к водяной тепловой сети.

Схемы *a–г* показывают присоединение отопительных установок, схемы *д, е* присоединение установок горячего водоснабжения, а схемы *ж–м* показывают совместное присоединение в одном узле отопительной установки и установки горячего водоснабжения, схема *н* – совместное присоединение отопительной установки и вентиляции.

Такие устройства, обслуживающие отдельные здания, называются абонентскими вводами, местными тепловыми пунктами или местными тепловыми подстанциями (МТП).



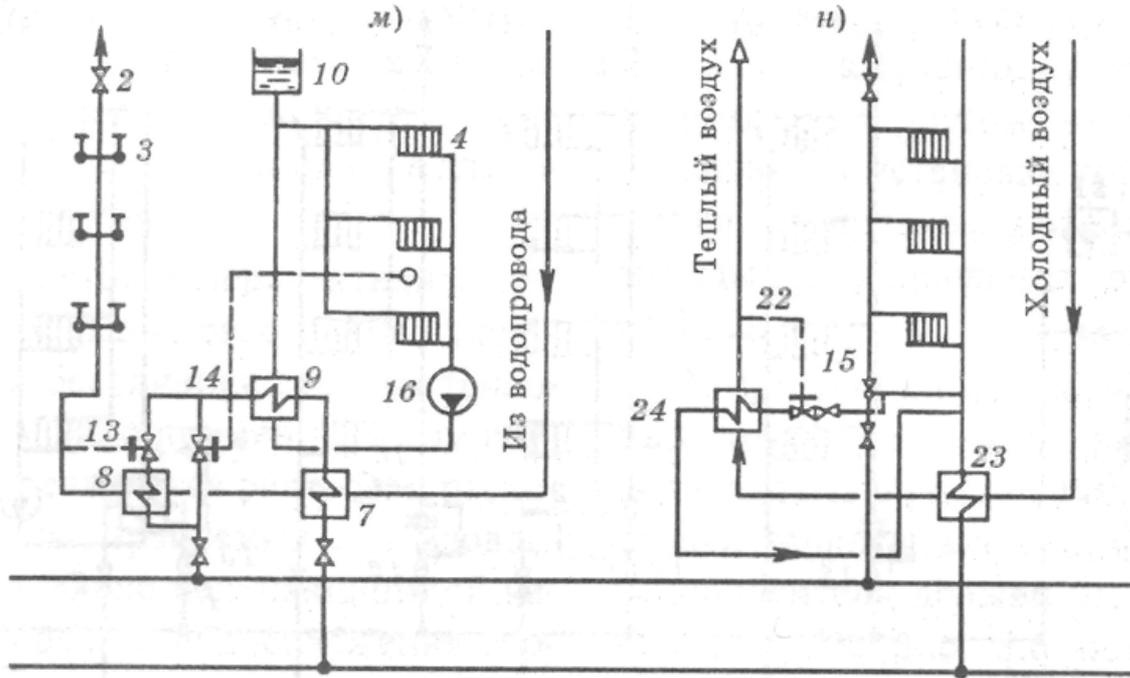


Рис. 3.6. Закрытая двухтрубная водяная система теплоснабжения  
 Схемы присоединений: *а* – О(З); *б* – О(ЗСС); *в* – О(ЗНС); *г* – О(Н); *д* – Г(АВ); *е* – Г(АН); *ж* – О(ЗСС) Г(П); *з* – О(ЗСС) Г(ДС); *и* – О(ЗСС) Г(ДП); *к* – О(ЗСС) Г(ПР); *л* – О(ЗССНС) Г(ДП); *м* – О(Н) Г(ДП); *н* – О(ЗСС) В(ДС); 1 – аккумулятор горячей воды; 2 – воздушный кран; 3 – водоразборный кран; 4 – нагревательный прибор; 5 – обратный клапан; 6 – подогреватель горячего водоснабжения одноступенчатый; 7, 8 – подогреватели горячего водоснабжения нижней и верхней ступеней; 9 – отопительный подогреватель; 10 – расширительный сосуд; 11 – регулятор давления; 12 – регулятор расхода; 13 – регулятор температуры воды; 14 – регулятор отопления; 15 – элеватор; 16 – насос; 17 – подпиточный насос; 18 – сетевой насос; 19 – регулятор подпитки; 20 – подогреватели сетевой воды; 21 – пиковый котел; 22 – регулятор температуры воздуха; 23, 24 – воздушные калориферы нижней и верхней ступеней

Для обозначения различных схем присоединения отопительных и вентиляционных установок и установок горячего водоснабжения к тепловой сети в книге принята следующая индексация:

отопительные установки (О): зависимая схема (З); зависимая со струйным смешением (ЗСС); зависимая с насосным смешением (ЗНС); независимая (Н). Например, О(ЗНС) обозначает отопительную установку, при соединенную по зависимой схеме с насосным смешением; установки горячего водоснабжения (Г): параллельная (П); предвключенная (ПР); двухступенчатая смешанная (ДС); двухступенчатая последовательная (ДП); непосредственный водоразбор (НВ). Например, Г(ДП) обозначает присоединение установок горячего водоснабжения по двухступенчатой последовательной схеме; установка аккумулятора горячей воды: верхняя (АВ), нижняя (АН); вентиляционные установки (В). Например, В(ДС)

обозначает присоединение вентиляционной установки по двухступенчатой смешанной схеме.

В 60-80-х годах в крупных системах централизованного теплоснабжения получили широкое применение так называемые групповые тепловые подстанции (пункты) (ГТП). На этих подстанциях осуществляется присоединение теплопотребляющих установок группы жилых и общественных зданий микрорайона к тепловой сети.

Обычно ГТП размещаются в отдельных, предназначенных для этой цели зданиях на некотором удалении от обслуживаемых зданий квартала или микрорайона с целью изоляции последних от шума и вибраций, создаваемых насосными установками. В ГТП устанавливаются: блок (или блоки) подогревателей горячего водоснабжения, подогреватели отопления (при независимой схеме), групповая смесительная установка сетевой воды, подкачивающие насосы холодной водопроводной, а при необходимости и сетевой воды, авторегулирующие и контрольно-измерительные приборы.

Применение ГТП упрощает эксплуатацию вследствие уменьшения количества узлов обслуживания и повышает комфорт в теплоснабжаемых зданиях благодаря выносу всех насосных установок, являющихся источником шума, в изолированные помещения ГТП.

При применении ГТП, с одной стороны, уменьшаются начальные затраты на сооружение подогревательной установки горячего водоснабжения, насосных установок и авторегулирующих устройств благодаря увеличению их единичной мощности и сокращению количества элементов оборудования. С другой стороны – возрастают начальные затраты на сооружение и эксплуатацию распределительной сети между ГТП и отдельными зданиями. Ведь в этом случае вместо двухтрубной сети приходится сооружать на этих участках четырехтрубную или, как минимум, трехтрубную сеть (при отказе от циркуляции воды в системе горячего водоснабжения), что еще больше увеличивает потери теплоты и воды в системе горячего водоснабжения.

Оптимальная единичная расчетная тепловая нагрузка ГТП зависит от характера планировки района застройки, а также режима работы теплопотребителей и определяется на основе технико-экономических расчетов.

На практике находят применение две принципиально различные схемы присоединения теплопотребляющих установок абонентов к тепловой сети – зависимая и независимая. По первой схеме присоединения вода из тепловой сети поступает непосредственно в приборы абонентской установки, по второй – проходит через теплообменник, в котором нагревает вторичный теплоноситель, используемый в абонентской установке.

На схемах *а-в*, *ж-л* и *н*, представленных на рис. 3.6, отопительные установки присоединены к тепловой сети по зависимой схеме, а отопительные установки на схемах *г* и *м* – по независимой.

В закрытых системах теплоснабжения установки горячего водоснабжения присоединяются к тепловой сети только через водо-водяные подогреватели, т.е. по независимой схеме. При зависимых схемах присоединения давление в абонентской установке зависит от давления в тепловой сети.

При независимых схемах присоединения давление в местной системе не зависит от давления в тепловой сети.

Оборудование абонентского ввода при зависимой схеме присоединения проще и дешевле, чем при независимой, при этом может быть получен несколько больший перепад температур сетевой воды в абонентской установке. Увеличение перепада температур воды уменьшает расход теплоносителя в сети, что может привести к снижению диаметров сети и экономии на начальной стоимости тепловой сети и на эксплуатационных расходах.

Основным недостатком зависимой схемы присоединения является жесткая гидравлическая связь тепловой сети с нагревательными приборами абонентских установок, имеющими, как правило, пониженную механическую прочность, что ограничивает пределы допускаемых режимов работы системы централизованного теплоснабжения. Так, в широко применявшихся в отопительной технике чугунных нагревательных приборах (радиаторах) допустимое давление не превышает 0,6 МПа; превышение указанного предела может привести к авариям в отопительных установках. Это существенно снижает надежность и усложняет эксплуатацию систем теплоснабжения крупных городов, так как при большой протяженности тепловых сетей и большом числе присоединенных абонентских установок с разнородной тепловой нагрузкой расходы воды в сети и связанные с ними потери давления могут изменяться в широких пределах. При этом уровень давлений в сети может превысить предел, допустимый для абонентских установок.

В тех случаях, когда разность между допустимым давлением в теплотребляющих приборах абонентов и расчетным давлением в тепловой сети невелика, даже небольшие повышения давления в тепловой сети  $I$ , вызванные, например, аварийным отключением насоса на подстанции или непроизвольным перекрытием клапана в сети, могут привести к разрыву приборов в отопительных установках абонентов. Кроме того, при независимой схеме снижаются утечки сетевой воды и легче обнаружить возникающие в процессе эксплуатации повреждения в системе теплоснабжения. Поэтому, по условиям надежности работы систем теплоснабжения крупных городов, независимая схема присоединения более предпочтительна. В тех же случаях, когда давление в тепловой сети в статических

условиях превышает допустимый уровень давлений в абонентских установках, применение независимой схемы присоединения является обязательным независимо от размеров системы централизованного теплоснабжения.

Рассмотрим более подробно приведенные на рис. 3.6 схемы присоединения теплопотребляющих установок к тепловой сети.

Схема, приведенная на рис. 3.6, *а*, показывает зависимое присоединение отопительной установки. Вода из подающей линии тепловой сети поступает через клапан регулятора расхода 12 непосредственно в отопительную систему здания, проходит через нагревательные приборы 4 и отдает в них теплоту окружающему воздуху. Охлажденная вода поступает в обратную линию тепловой сети. По такой схеме присоединяются обычно к тепловой сети системы водяного отопления промышленных предприятий.

В том случае, когда максимальная температура воды в подающей линии тепловой сети не превышает  $95\text{ }^{\circ}\text{C}$ , по этой схеме присоединяются также отопительные системы жилых и общественных зданий. В большинстве случаев отопительные системы жилых и общественных зданий присоединяются к водяным тепловым сетям по зависимой схеме со смесительным устройством (рис. 3.6, *б* и *в*).

Объясняется это тем, что по СНиП П1-33-75 для жилых зданий, общежитий, школ, поликлиник, музеев и других зданий предельная (максимальная) температура теплоносителя установлена  $95\text{ }^{\circ}\text{C}$  в то время как максимальная температура воды в подающей линии принимается в большинстве случаев  $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ , причем в крупных системах теплоснабжения экономически может быть оправдано повышение максимальной температуры сетевой воды в подающем трубопроводе до  $170\text{--}190\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Смесительное устройство, установленное на абонентском вводе, подмешивает к горячей воде, поступающей из подающей линии, охлажденную воду из обратной линии. В результате получается смешанная вода более низкой температуры, чем вода в подающей линии. В качестве смесительных устройств на абонентских вводах применяются струйные и центробежные насосы.

На рис. 3.6, *б* показана зависимая схема присоединения со струйным насосом (элеватором). Эта схема, получившая широкое применение в России и других странах бывшего СССР, была разработана и предложена проф. В.М. Чаплиным еще на заре развития теплофикации в СССР. Вода из подающей линии тепловой сети поступает после регулятора расхода (РР) 2 в элеватор 5. Одновременно в элеватор подсасывается часть охлажденной воды, возвращающейся из отопительной установки в обратную линию тепловой сети. Смешанная вода подается элеватором в отопительную систему.

Устройство струйного насоса-элеватора показано на рис. 3.7.

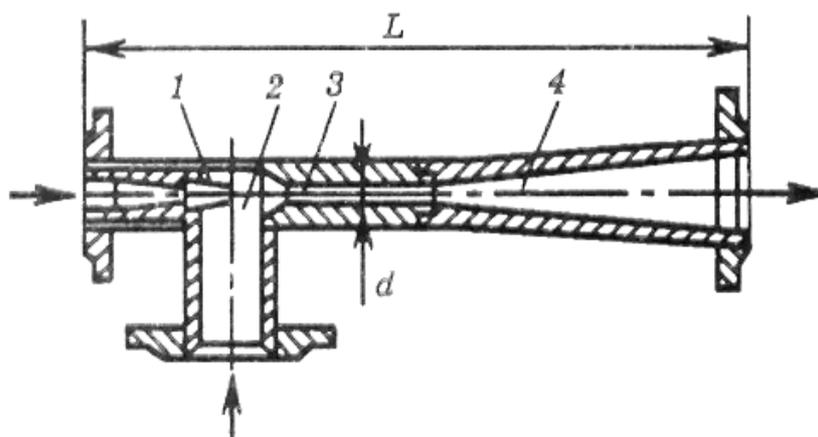


Рис. 3.7. Водоструйный элеватор конструкции ВТН - Теплосеть Мосэнерго  
 1 – сопло; 2 – приемная камера; 3 – камера смешения; 4 – диффузор

Для работы элеватора необходимо иметь на абонентском вводе значительную разность напоров между подающей и обратной линиями теплосети, за счет которой создается повышенная скорость воды на выходе из сопла элеватора, необходимая для создания эффекта инжекции. При потере напора в циркуляционном контуре местной отопительной системы 1–1,5 м и обычно требуемых коэффициентах инжекции около 1,5–2,5 разность напоров подающей и обратной линий должна составлять 8–15 м. Элеватор создает практически постоянный коэффициент инжекции (смешения). Поэтому расход воды в местной отопительной установке изменяется прямо пропорционально расходу сетевой воды через сопло элеватора.

Основными преимуществами элеватора как смешительного устройства являются простота и надежность работы. В условиях эксплуатации элеватор не требует постоянного обслуживания.

Серьезный недостаток схемы с элеваторным смешением (см. рис. 3.6, б) – отсутствие автономной, т.е. независимой от тепловой сети, циркуляции воды в местной отопительной установке. При прекращении подачи сетевой воды в сопло элеватора, например при аварийном выключении тепловой сети, прекращается циркуляция воды в отопительной установке, что может привести к замораживанию воды в ней. От указанных недостатков свободна схема присоединения с центробежным смешительным насосом (см. рис. 3.6, в). В нормальных условиях насос 16 забирает охлажденную воду из обратной линии отопительной установки и подает ее на смешение с горячей водой, поступающей через клапан регулятора расхода РР 12 подающей линии тепловой сети.

При аварийном отключении тепловой сети насос 16 осуществляет циркуляцию воды в отопительной установке, что предотвращает ее замораживание в течение относительно длительного периода (8–12 ч).

## 4. Режимы регулирования систем централизованного теплоснабжения

### 4.1. Условные обозначения

В приведенных в этом разделе уравнениях используются следующие условные обозначения:

$t_{н.о}$  - расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления, °С, значения которой для ряда районов бывшего СССР при ведены в приложении 1;  $t_n$  - текущее значение температуры наружного воздуха,  $t_p \geq t_{н.о}$ ;  $t_{в.р}$  - расчетная температура воздуха отапливаемых помещений, °С;  $t_b$  - 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  $Q'$ :  $\tau_1'$  температура воды в подающем трубопроводе, °С;  $\tau_2'$  - температура воды в обратном трубопроводе, °С;  $\tau_3'$  - 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,  $\Delta t' = \tau_{пр}' - t_{вр}$ , °С;  $k'$  - коэффициент теплопередачи нагревательных приборов местной системы,  $G'$  - расход воды в тепловой сети;  $W' = G'c_p$  - эквивалент расхода воды;  $\tau_1, \tau_2, \tau_3, \tau_{пр}, \delta\tau, \theta, \Delta t, k, G, W$  - 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;  $F$  - площадь поверхности нагревательных приборов, м<sup>2</sup>;  $C_p$  - теплоемкость воды,  $C_p = 4,19$  кДж/(кг·К) = 1

ккал/(кг· °С);  $\bar{Q}, \bar{G}, \bar{W}, \bar{\delta\tau}, \bar{\theta}, \bar{\Delta t}, \bar{k}$  - относительные величины соответственно тепловой нагрузки, расхода и эквивалента расхода, перепада температур в сети, перепада температур в местной системе, температурного напора в нагревательных приборах, коэффициента теплопередачи нагревательных приборов:

#### 4.2. Методы регулирования отпуска тепла

Тепловая нагрузка абонентов непостоянна. Она изменяется в зависимости от метеорологических условий (температуры наружного воздуха, скорости ветра, инсоляции), режима расхода воды на горячее водоснабжение, режима работы технологического оборудования и других факторов. Для обеспечения высокого качества теплоснабжения, а также экономичных режимов выработки теплоты на ТЭЦ или в котельных и транспортировки ее по тепловым сетям выбирается соответствующий метод регулирования.

В зависимости от пункта осуществления регулирования различают центральное, групповое, местное и индивидуальное регулирование.

**Центральное регулирование** выполняется на ТЭЦ или в котельной; групповое – на групповых тепловых подстанциях (ГТП); местное – на местных тепловых подстанциях (МТП), называемых часто абонентскими вводами; индивидуальное – непосредственно на теплопотребляющих приборах. В большинстве случаев тепловая нагрузка в районе разнородна. В одном и том же районе и даже на одном и том же абонентском вводе к тепловой сети присоединяется разнородная тепловая нагрузка, например: отопление и горячее водоснабжение; отопление, вентиляция и горячее водоснабжение и т.д. Кроме того, в крупных городах с протяженными тепловыми сетями абоненты, расположенные на разном расстоянии от ТЭЦ, из-за транспортного запаздывания теплоносителя находятся в неодинаковых условиях.

Для обеспечения высокой экономичности теплоснабжения следует применять комбинированное регулирование, которое должно являться рациональным сочетанием, по крайней мере, трех ступеней регулирования – центрального, группового или местного и индивидуального.

Однако **индивидуальное регулирование** непосредственно на теплопотребляющих приборах требует применения большого количества индивидуальных регуляторов. В настоящее время это не всегда выполнимо, потому что требуются большие затраты на реконструкцию действующих теплопотребляющих установок. Особенно затруднена реконструкция систем отопления, которые выполнены по однотрубной схеме, когда работа одних нагревательных приборов жестко связана с работой других. По-

этому регулирование систем теплоснабжения и режимов отпуска теплоты ограничивается только двумя-тремя ступенями – центральным и групповым и (или) местным, а в системах теплоснабжения малой мощности – одной ступенью на источнике теплоты.

Эффективное регулирование может быть достигнуто только с помощью соответствующих систем автоматического регулирования (САР), а не вручную, как это имело место в начальный период развития централизованного теплоснабжения.

Центральное регулирование ведется по типовой тепловой нагрузке, характерной для большинства абонентов района. Такой нагрузкой может быть как один вид нагрузки, например отопление, так и два разных вида при определенном количественном соотношении, например отопление и горячее водоснабжение при заданном соотношении расчетных значений этих нагрузок.

В 1970-1980 гг. нашло широкое применение центральное регулирование по совмещенной нагрузке – отопления и горячего водоснабжения. Эти нагрузки являются основными в современных городах и при рассматриваемом методе регулирования можно удовлетворять нагрузку горячего водоснабжения без дополнительного увеличения (или с незначительным увеличением) расчетного расхода воды в сети по сравнению с расчетным расходом воды на отопление. Снижение расчетного расхода воды в сети приводит к уменьшению диаметров трубопроводов тепловых сетей, а следовательно, и к снижению начальных затрат на их сооружение.

**Как при групповом, так и при местном регулировании** используются САР, управляющие подачей теплоты в группы однотипных теплопотребляющих установок или приборов. При таком решении значительно сокращается количество устанавливаемых авторегуляторов, однако подача теплоты проводится по усредненному параметру для каждого вида тепловой нагрузки, измеряемому в одной или нескольких контрольных точках установки. При наличии в местной системе разрегулировки нарушается требуемый температурный режим в отдельных точках, хотя среднее значение регулируемого параметра в контрольной точке системы при этом выдерживается.

Для обеспечения высокого качества и экономичности теплоснабжения необходима тщательная начальная регулировка абонентской установки, обеспечивающая правильное распределение теплоносителя по отдельным приборам местной системы.

Основное количество теплоты в абонентских системах расходуется для нагревательных целей, поэтому тепловая нагрузка зависит в первую очередь от режима теплоотдачи нагревательных приборов. Нагревательные приборы абонентских установок весьма разнообразны по своему характеру, конструкции и техническому оформлению: это отопительные приборы, отдающие теплоту воздуху излучением и свободной кон-

векцией; вентиляционные калориферы, нагревающие воздух, движущийся с большой скоростью вдоль поверхности нагрева; различные технологические аппараты, в которых пар или вода нагревают вторичный агент. Несмотря на все многообразие, теплоотдача всех видов нагревательных приборов может быть описана общим уравнением

$$Q = kF\Delta t n = W_{\Pi}(\tau_1 - \tau_2)n, \quad (4.1)$$

где  $Q$  – количество теплоты, отданное за время  $n$ ;  $kF$  – произведение коэффициента теплопередачи нагревательных приборов на их поверхность нагрева;  $\Delta t$  – средняя разность температур между греющей и нагреваемой средой;  $W_{\Pi}$  – эквивалент расхода первичной (греющей) среды;  $\tau_1$  и  $\tau_2$ , – температуры первичной (греющей) среды на входе в нагревательный прибор и на выходе из него.

Средняя разность температур может быть представлена в первом приближении как разность между среднеарифметическими температурами греющей и нагреваемой среды:

$$\Delta t = \frac{\tau_1 + \tau_2}{2} - \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{\tau_1 + \tau_2}{2} - t_{\text{ср}} \quad (4.2)$$

где  $t_{\text{ср}}$  – средняя температура нагреваемой среды;  $t_2$  и  $t_1$  – температуры вторичной (нагреваемой) среды на входе в нагревательный прибор и на выходе из него.

Как следует из уравнений (4.1) и (4.2),

$$\tau_2 = \tau_1 - \frac{Q}{nW_{\Pi}}; \quad Q = kF \left( \frac{\tau_1 + \tau_2}{2} - t_{\text{ср}} \right) n.$$

Из совместного решения находим

$$Q = \frac{(\tau_1 - t_{\text{ср}})n}{\frac{1}{kF} + \frac{0,5}{W_{\Pi}}}. \quad (4.3a)$$

Как видно из (4.3 а), тепловая нагрузка принципиально может регулироваться за счет изменения пяти параметров: коэффициента теплопередачи нагревательных приборов  $k$ , площади включенной поверхности нагрева  $F$ , температуры греющего теплоносителя на входе в прибор  $\tau_1$ , эквивалента расхода греющего теплоносителя  $W_{\Pi}$ , времени работы прибора  $n$ . Для центрального регулирования из этих пяти параметров практически

можно использовать только  $\tau_1$  и  $W_{\text{п}}$ . При этом необходимо учитывать, что возможный диапазон изменения  $\tau_1$  и  $W_{\text{п}}$  в реальных условиях ограничен рядом обстоятельств.

При разнородной тепловой нагрузке нижним пределом  $\tau_1$  является обычно температура, требуемая для горячего водоснабжения (обычно 60 °С). Верхний предел  $\tau_1$  определяется допустимым давлением в подающей линии тепловой сети из условия не вскипания воды. Верхний предел  $W_{\text{п}}$  определяется располагаемым напором на ГТП или МТП и гидравлическим сопротивлением абонентских установок. Что же касается параметров  $k$ ,  $F$  и  $n$ , то ими можно пользоваться для изменения расхода теплоты, как правило, только при местном регулировании.

Если теплоносителем служит насыщенный пар, то поскольку  $W_{\text{п}} = 1/2$ , а  $\tau_1 = \tau_2 = \tau$ , уравнение (4.3а) принимает вид

$$Q = kF(\tau - t_{\text{ср}})n. \quad (4.3б)$$

где  $\tau$  – температура конденсации пара, °С.

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 централизованного теплоснабжения (СЦТ) принципиально возможно использовать три метода центрального регулирования:

1) качественный, заключающийся в регулировании отпуска теплоты путем изменения температуры теплоносителя на входе в прибор при постоянном расходе теплоносителя, подаваемого в регулируемую установку;

2) количественный, заключающийся в регулировании отпуска теплоты путем изменения расхода теплоносителя при постоянной температуре его на входе в регулируемую установку;

3) качественно-количественный, заключающийся в регулировании отпуска теплоты посредством одновременного изменения расхода  $G_{\text{п}}$  ( $W_{\text{п}}$ ) и температуры теплоносителя  $\tau_1$ .

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 (см. рис. 3.6, л и м и 3.10, к и л). 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 и 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. Центральное количественное регулирование уступает качественному регулированию 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 воды при количественном регулировании меньше, чем при качественном.

При разнородной тепловой нагрузке, когда применение центрального регулирования в течение всего отопительного сезона не дает возможности сочетать требования различных абонентов, снабжаемых теплотой от единой тепловой сети, приходится менять метод центрального регулирования на различных диапазонах отопительного периода.

Центральное регулирование отпуска теплоты принципиально может осуществляться как при непрерывной, так и при периодической подаче теплоты абонентам «пропусками». В последнем случае увязка графиков подачи и использования теплоты осуществляется с помощью различных теплоаккумулирующих установок.

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

$$\bar{Q} = \bar{W} \bar{\delta t} = \bar{k} \bar{\Delta t}. \quad (4.4)$$

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

$$\bar{W} = \bar{Q}^m \quad \text{или} \quad \bar{Q} = \bar{W}^{1/m}. \quad (4.5)$$

Принципиально уравнение (4.5) применимо при всех системах регулирования.

При качественном регулировании, т.е. при постоянном расходе сетевой воды,  $m = 0$ ,  $W = 1$ . Как видно из (4.4), в этом случае

$$\bar{Q} = \bar{\delta t}.$$

При количественном регулировании  $m \sim 1$ . Тогда как видно из уравнения (4.5)

$$\bar{Q} \geq \bar{W}.$$

При качественно-количественном регулировании  $0 \leq m \leq 1$ . Как видно из выражения (4.5), в этом случае

$$\bar{Q} \leq \bar{W}.$$

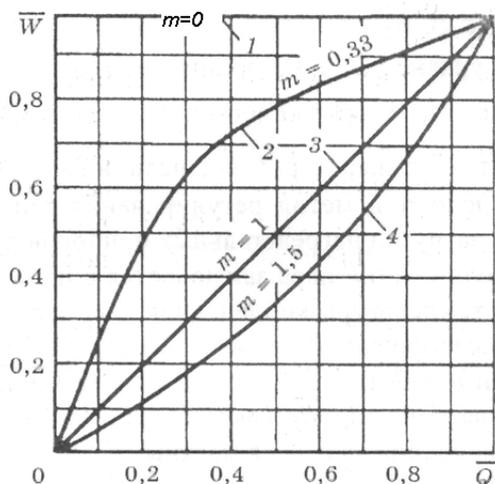


Рис. 4.1 Зависимость  $\bar{Q} \leq f(\bar{W})$ .  
1 — качественное регулирование; 2 — качественно-количественное регулирование; 3, 4 — количественное регулирование

На рис. 4.1 приведена зависимость  $\bar{Q} \leq f(\bar{W})$  при различных системах регулирования.

### 4.3. Центральное регулирование однородной тепловой нагрузки

В нашей стране и во многих других странах отопление в большинстве районов — основной вид тепловой нагрузки, а в некоторых случаях — единственная тепловая нагрузка. 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.

**Центральное регулирование отопительной нагрузки.** 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.

**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  $W_o = 1$ .

При зависимой схеме присоединения отопительных установок к тепловой сети (см. рис. 3.5, *а-в* и 3.9, *а-в*) уравнения температурных графиков являются частными случаями уравнений (4.33а) и (4.34а) при  $W_o = 1$ .

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. Для этих условий температурные графики принимают вид прямых линий.

$$\tau_{o1} = t_{в.р} + (\tau'_{o1} - t_{в.р})\bar{Q}_o^p, \quad (4.6)$$

$$\tau_{o2} = t_{в.р} + (\tau'_{o2} - t_{в.р})\bar{Q}_o^p, \quad (4.7)$$

Таблица 4.1.

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

$\overline{Q}_o^p$	Температура воды в подающей линии $\tau_{o1}$ , °С, при $\delta\tau'_{o1}$ , °С						Температура воды после отопительной установки $\tau_{o2}$ , °С
	25	40	50	60	70	80	
0,2	38,3	~1,3	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	9~0	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

#### 4.4. Централизованное регулирование разнородной тепловой нагрузки

Прежде всего, необходимо отметить, что 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 теплопотребляющих установок, так как только при индивидуальном регулировании можно учесть все факторы, влияющие на тепловые нагрузки.

Обычно в городах основной тепловой нагрузкой является отопление. Существенное развитие, особенно в новых городских районах, приобрело в последние годы горячее водоснабжение. Значительно меньше вентиляционная нагрузка городских районов. Поэтому центральное регулирование городских районов ориентируют обычно на отопительную нагрузку или же на совмещенную нагрузку отопления и горячего водоснабжения.

В том случае, когда у большинства абонентов района отсутствует нагрузка горячего водоснабжения, центральное регулирование в городах осуществляется по закону, изменения отопительной нагрузки. 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 нагруз-

ки выравниваются за счет теплоаккумулирующей 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 системе теплоснабжения и 50 °С при закрытой.

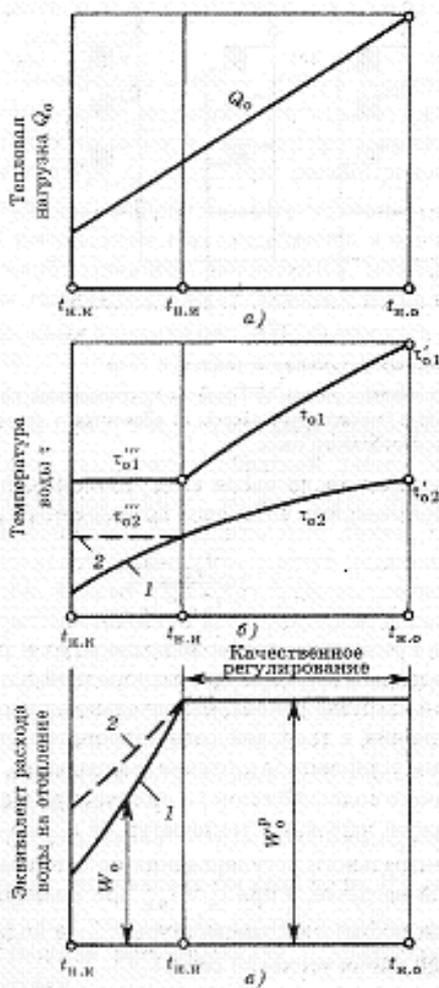


Рис. 4.2. Графики тепловой нагрузки (а), температур (б) и расходов сетевой воды (в) при комбинированном регулировании тепловой нагрузки 1 – количественное регулирование; 2 – регулирование местными пропусками

С учетом снижения температуры воды в местных коммуникациях горячего водоснабжения и перепада температур между греющей и нагреваемой водой в подогревателе горячей воды в подающем трубопроводе тепловой сети при открытой и при закрытой системе теплоснабжения принимается обычно равной или выше 65 °С, т.е.  $\tau_{o1}''' = 65$  °С.

На рис. 4.2 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. 4.2, б). При наружных температурах  $t_{н} < t_{н.и}$  где  $t_{н.и}$  — наружная температура, соответствующая, из-

лому температурного графика, график температур воды в подающей линии строится по законам отопительной нагрузки или совмещенной нагрузки отопления и горячего водоснабжения. При  $t_{н} \geq t_{н.и}$  температу-

ра воды в подающей линии тепловой сети  $\tau_{o1} = \tau_{o1}''' = \text{const}$ . 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.

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  $t_{н.и}$ , температура воды в подающей линии тепловой сети должна соответствовать графику качественного регулирования отопительной нагрузки (рис.4.2), а расход сетевой воды на отопление должен быть постоянным.

В диапазоне температур отопительного периода  $t_n > t_{н.и}$  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  $t_n > t_{н.и}$  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 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  $\tau_{o2}$  изменяется по закону качественного регулирования. При применении рассмотренного метода количественного регулирования эквивалент расхода сетевой воды на отопление при наружных температурах  $t_n > t_{н.и}$  определяется по формуле

$$W_o = \frac{Q_o^p}{\tau_{o1}''' - \tau_{o2}}. \quad (4.8)$$

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

$$n = 24 \frac{t_{в.р} - t_{н}}{t_{в.р} - t_{н.и}} W_0. \quad (4.9)$$

Рассмотрим графики температур и расходов сетевой воды при разнородной тепловой нагрузке района, параллельном присоединении к тепловой сети теплопотребляющих установок (отопления, вентиляции, горячего водоснабжения) и применении в диапазоне наружных температур от  $t_{но}$  до  $t_{н.и}$  центрального регулирования по отопительной нагрузке, а при  $W_0^p$  при поддержании постоянной температуры  $\tau_{01}'''$  в подающей линии тепловой сети.

***Построение графика температур и расхода сетевой воды на отопление.***

На рис. 4.2, а показана зависимость отопительной нагрузки от наружной температуры. В диапазоне температур  $t_{но} - t_{н.и}$  (см. рис. 4.2, б) осуществляется качественное регулирование отопительной нагрузки.

Температурные графики подающей и обратной линий  $\tau_{01}$  и  $\tau_{02}$  построены по формулам:

$$\tau_{01} = t_{в.р} + \Delta t'_0 (\bar{Q}_0^p)^{0.8} + \left[ \delta \tau'_0 - \frac{\theta'}{2} \right] \bar{Q}_0^p \quad (4.9)$$

$$\tau_{02} = t_{в.р} + \Delta t'_0 (\bar{Q}_0^p)^{0.8} - \frac{\theta'}{2} \bar{Q}_0^p \quad (4.10)$$

В этом диапазоне эквивалент расхода сетевой воды на отопление  $W_0^p$  – постоянная величина. При  $t_{н} > t_{н.и}$  температура сетевой воды в подающем трубопроводе постоянна.

Температура сетевой воды в обратном трубопроводе зависит от метода регулирования отопительной нагрузки при наружной температуре  $t_{н} > t_{н.и}$ . При рассмотренном методе количественного регулирования, когда расход воды непосредственно в отопительной установке сохраняется постоянным, график температур обратной линии  $\tau_{02}$  (сплошная линия на рис. 4.2, б) строится по (4.10).

При регулировании отопительной нагрузки при  $t_{н} > t_{н.и}$  местными пропусками график температур обратной линии (пунктирная линия) может быть принят в виде прямой горизонтальной линии, параллельной графику температур подающей линии. Такому характеру графика соот-

ветствует постоянство всех факторов, влияющих на теплоотдачу отопительных приборов (расход теплоты за период реальной работы, температура поступающей сетевой воды, температура внутреннего воздуха).

На рис. 4.2, в показан расход сетевой воды на отопление.

В диапазоне наружных температур  $t_{н.о} - t_{н.и}$  эквивалент расхода воды  $W_0^p$  постоянный, поскольку осуществляется качественное регулирование отопительной нагрузки.

При  $t_{н} > t_{н.и}$  расход воды на отопление зависит от наружной температуры. При повышении наружной температуры расход воды на отопление при количественном регулировании изменяется в соответствии с (4.8) (на рис. 4.2, в сплошная линия). При регулировании местными «пропусками» расход сетевой воды через каждую отопительную установку в период ее работы остается постоянным. Однако число одновременно включенных отопительных установок уменьшается по мере повышения наружной температуры прямо пропорционально отношению  $(t_{в.р} - t_{н}) / (t_{в.р} - t_{н.и})$ , поэтому суммарный расход сетевой воды на отопление района сокращается пропорционально числу одновременно включенных установок (на рис. 4.2 – штриховая линия).

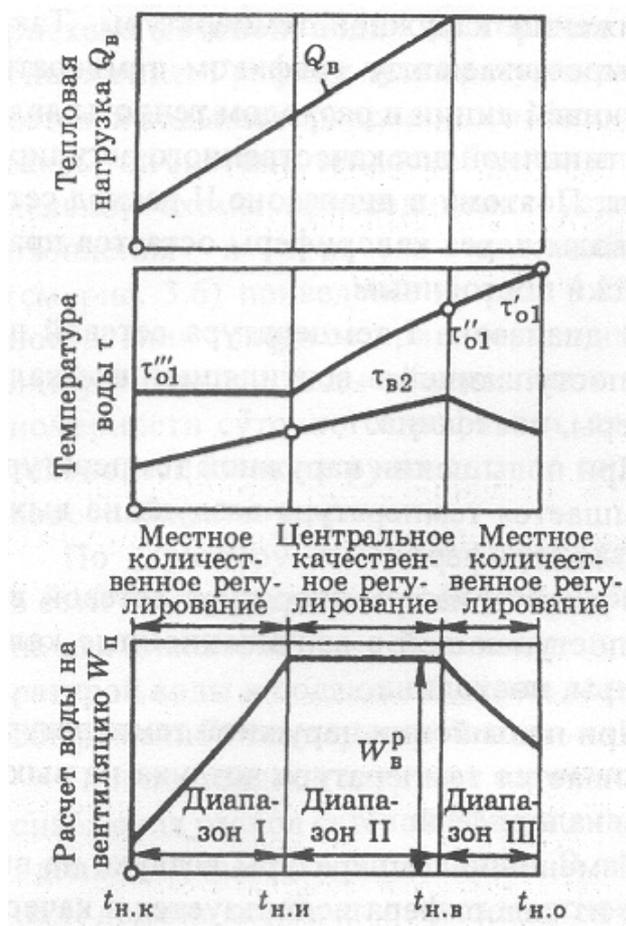


Рис. 4.3. Графики тепловой нагрузки, температур и расхода сетевой воды при комбинированном регулировании вентиляционной нагрузки

При количественном регулировании расход сетевой воды изменяется сильнее, чем при регулировании местными пропусками, что объясняется большим перепадом температур сетевой воды в отопительной установке ( $\tau''_{o1} - \tau'_{o1}$ ) по сравнению с регулированием местными пропусками.

Построение графика температур и расхода сетевой воды на вентиляцию. По характеру изменения расхода теплоты и температуры в подающей линии режим работы вентиляционных установок можно разделить на три диапазона (рис. 4.3):

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

ляцию изменяется; II — между наружными температурами  $t$ ; 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 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  $Q_B$ , остается постоянной.

Это вызывает снижение температуры обратной сетевой воды, а также снижение коэффициента теплопередачи калориферов.

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 I температура сетевой воды, поступающей в вентиляционные калориферы, постоянна. При повышении наружной температуры повышается температура воздуха на выходе из калорифера. В диапазоне I температура сетевой воды, поступающей в вентиляционные калориферы, постоянна. При повышении наружной температуры повышается температура воздуха на выходе из калорифера.

Изменение температуры воздуха на выходе из калорифера используется в качестве импульса, воздействующего на регулятор расхода сетевой воды. Авторегулятор снижает расход сетевой воды, что приводит к снижению температуры обратной воды после калорифера и коэффициента теплопередачи калорифера. В результате температура воздуха после калорифера поддерживается на заданном уровне.

Как видно на рис. 4.3, расход сетевой воды на вентиляцию остается практически постоянным только в диапазоне II. Как в диапазоне I, так и в диапазоне III расход воды на вентиляцию изменяется при изменении температуры наружного воздуха.

## 5. Гидравлический расчет тепловых сетей

### 5.1. Задачи гидравлического расчета.

Гидравлический расчет тепловых сетей одинаково необходим как при проектировании, так и при эксплуатации систем теплоснабжения.

При проектировании тепловых сетей в гидравлическом расчете решаются следующие задачи:

- определение диаметров трубопроводов;
- определение падения давления (напора) по длине трубопровода;
- определение давлений (напоров) в различных точках сети;
- гидравлическая увязка всех точек системы при статическом и гидравлическом режимах с целью обеспечения допустимых давлений и требуемых напоров в тепловой сети и абонентских системах.

В процессе эксплуатации тепловых сетей целью гидравлического расчета чаще всего является определение фактических давлений и напоров в различных точках сети с учетом фактического состояния трубопроводов и реальных нагрузок потребителей.

В некоторых случаях может быть поставлена также задача определения пропускной способности трубопроводов при известном их диаметре и располагаемом напоре (перепаде давлений).

В результате гидравлического расчета можно получить информацию:

- для определения капиталовложений, расхода металла (труб) и основного объема работ по сооружению трубопроводов тепловой сети;
- для определения характеристик сетевых циркуляционных и подпиточных насосов, количества насосов и их размещения;
- для выяснения условий работы источников теплоты, тепловой сети и абонентских систем, а также, выбора схем присоединения теплопотребляющих установок к тепловой сети;
- для выбора средств автоматического регулирования параметров теплоносителя в тепловой сети на групповых, местных тепловых пунктах и на абонентских вводах;
- для разработки режимов эксплуатации систем теплоснабжения.

Для проведения гидравлического расчета необходимо иметь данные по расчетным тепловым нагрузкам потребителей, их размещению в про-

странстве, а также должно быть указано размещение источников теплоты и конфигурация тепловых сетей.

## **5.2. Определение схемы и конфигурации тепловых сетей.**

При проектировании тепловых сетей выбор схемы является сложной технико-экономической задачей. Схема тепловой сети определяется не только размещением источников тепла по отношению к потребителям, но и видом теплоносителя, характером тепловых нагрузок и их расчетной величиной.

Основными критериями, которыми оценивается качество проектируемой тепловой сети, должны являться ее надежность и экономическая эффективность. При выборе конфигурации тепловых сетей нужно стремиться к наиболее простым решениям и, по возможности, меньшей длине трубопроводов.

В тепловых сетях в качестве теплоносителей могут применяться как вода, так и пар. Пар в качестве теплоносителя используется главным образом для технологических нагрузок промышленных предприятий. Обычно протяженность паровых сетей на единицу расчетной тепловой нагрузки невелика. Если по характеру технологического процесса допустимы кратковременные (до 24 ч) перерывы в подаче пара, то наиболее экономичным и в то же время достаточно надежным решением служит прокладка однострубногo паропровода с конденсатопроводом.

Необходимо иметь в виду, что дублирование паровых сетей приводит к значительному возрастанию их стоимости и расхода материалов, в первую очередь стальных трубопроводов. При укладке вместо одного трубопровода, рассчитанного на полную нагрузку, двух параллельных, рассчитанных на половинную нагрузку, площадь поверхности трубопроводов возрастает на 56 %. Соответственно возрастают расход металла и начальная стоимость сети.

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.

Водяные сети менее долговечны по сравнению с паровыми сетями главным образом из-за большей подверженности наружной коррозии стальных трубопроводов, проложенных в подземных каналах. Кроме того, водяные тепловые сети более чувствительны к авариям из-за большей

плотности теплоносителя. Аварийная уязвимость водяных тепловых сетей особенно заметно проявляется в крупных системах при зависимом присоединении отопительных установок к тепловой сети, поэтому при выборе схемы водяных тепловых сетей вопросам надежности и резервирования теплоснабжения необходимо уделить особое внимание.

Водяные тепловые сети должны четко разделяться на магистральные и распределительные. К *магистральным сетям* обычно относятся теплопроводы, соединяющие источники теплоты с районами теплового потребления, а также между собой.

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 выбирается так, чтобы время, требуемое для проведения ремонта, было меньше времени, в течение которого внутренняя температура  $t_{в}$  в отапливаемых помещениях при полном отключении отопления при расчетной наружной температуре для отопления  $t_{н.о}$  опустится ниже 12 – 14 °С. Это минимально предельное значение, которое принимают обычно, в соответствии с договором теплоснабжения.

Расстояние между секционирующими задвижками должно быть, как правило, меньше при больших диаметрах трубопроводов и при более низкой расчетной наружной температуре для отопления  $t_{н.о}$ . Время, необходимое для проведения ремонта, возрастает с увеличением диаметра трубопровода и расстояния между секционирующими задвижками. Это обусловлено тем, что с увеличением диаметра существенно возрастает время ремонта.

В случае если время ремонта больше допустимого, необходимо предусматривать системное резервирование теплоснабжения при выходе из строя участка тепловой сети. 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 магистралями и резервными источниками теплоснабжения, например районными котельными (камеры 4 на рис. 5.1). 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.

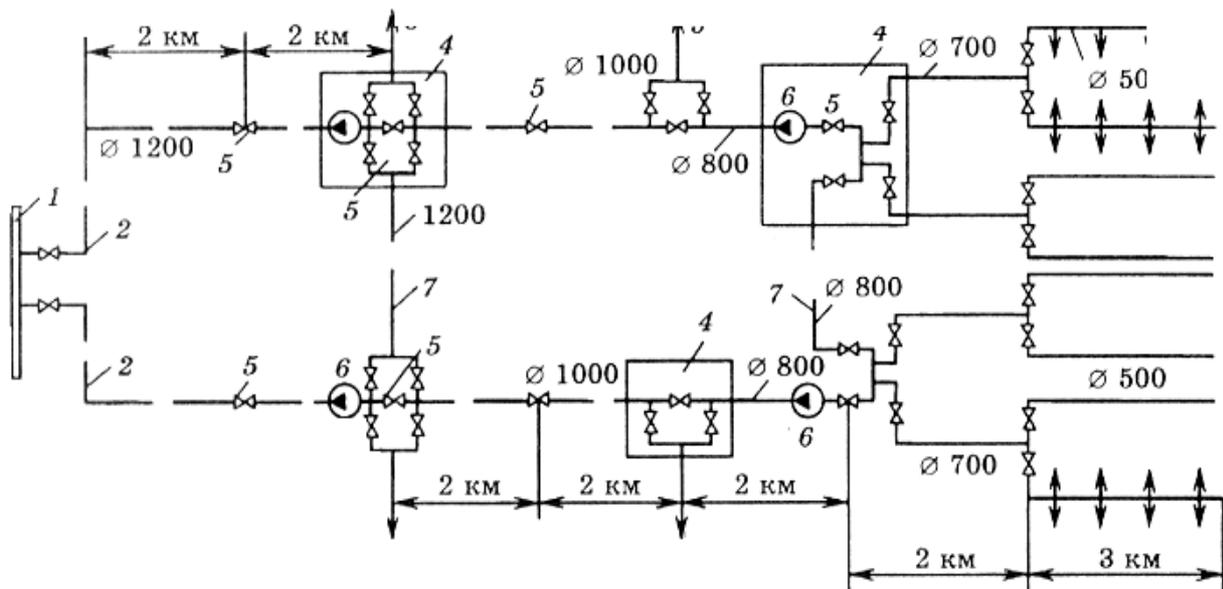


Рис. 5.1. Принципиальная однолинейная коммуникационная схема двухтрубной водяной тепловой сети с двумя магистралями

1 — коллектор ТЭЦ; 2 — магистральная сеть; 3 — распределительная сеть; 4 — секционирующая камера; 5 — секционирующая задвижка; 6 — насос; 7 — блокирующая связь

Блокировочные связи 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.

По СНиП 2.04.07-86 допускается уменьшение подачи теплоты в аварийных условиях до 70 % суммарного расчетного расхода (максимально-часового на отопление и вентиляцию и среднечасового на горячее водоснабжение). 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. 5.1 приведена принципиальная однолинейная схема двухтрубной водяной тепловой сети от ТЭЦ электрической мощностью 500 МВт и тепловой мощностью 2000 МДж/с (1700 Гкал/ч).

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, меньше 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).

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

ми питания. 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.

Блокирующие связи между магистралями большого диаметра должны иметь достаточную пропускную способность, обеспечивающую передачу резервирующих потоков воды. В необходимых случаях для увеличения пропускной способности блокирующих связей сооружаются насосные подстанции.

Независимо от блокирующих связей между магистралями целесообразно в городах с развитой нагрузкой горячего водоснабжения предусматривать переемы сравнительно небольшого диаметра между смежными распределительными тепловыми сетями для резервирования нагрузки горячего водоснабжения.

При диаметрах магистралей, отходящих от источника теплоты, 700 мм и менее обычно применяют радиальную (лучевую) схему тепловой сети с постепенным уменьшением диаметра по мере удаления от станции и снижения присоединенной тепловой нагрузки.

Такая сеть наиболее дешевая по начальным затратам, требует наименьшего расхода металла на сооружение и проста в эксплуатации. Однако при аварии на магистрали радиальной сети прекращается теплоснабжение абонентов, присоединенных за местом аварии. Если происходит авария на магистрали вблизи станции, то прекращается теплоснабжение всех потребителей, присоединенных к магистрали. Такое решение допустимо, если время ремонта трубопроводов диаметром не менее 700 мм удовлетворяет вышесказанному условию.

Вопрос о том, при каких диаметрах теплопроводов какую схему тепловых сетей (радиальную или кольцевую) следует применять в системах централизованного теплоснабжения, должен решаться исходя из конкретных условий, диктуемых надежностью теплоснабжения потребителей теплоты: допускают они перерыв в подаче теплоносителя или нет, каковы затраты на резервирование и т.п. Поэтому в условиях рыночной экономики указанная выше регламентация диаметров и схем тепловых сетей не может считаться единственно правильным решением.

### **5.3. Основные расчетные зависимости**

Уравнение Бернулли для установившегося движения по трубопроводу несжимаемой жидкости, выражающее энергетический баланс этой

жидкости, отнесенный к единице массы, без учета ее энтальпии, может быть записано в виде

$$Z_1 g + \frac{w_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} = Z_2 g + \frac{w_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + \frac{\delta p}{\rho}, \quad (5.1)$$

где  $Z_1$  и  $Z_2$  – геометрическая высота оси трубопровода в сечениях 1 и 2 по отношению к горизонтальной плоскости отсчета, м;

$w_1$  и  $w_2$  – скорости движения жидкости в сечениях 1 и 2, м/с;

$p_1$  и  $p_2$  – давления жидкости, измеренные на уровне оси трубопровода в сечениях 1 и 2, Па;

$\delta p$  – падение давления на участке 1 – 2;  $\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  
 $g$  – ускорение свободного падения,  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>.

Первый член в (5.1)  $Zg$  – 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;  $p/\rho$  – 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.

Наряду с удельной энергией в гидравлическом расчете тепловых сетей широко используется другой параметр – напор, м,

$$H_0 = Z + \frac{w^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} = Z + \frac{w^2}{2g} + H \quad (5.1a)$$

где  $p$  – давление в трубопроводе, Па;  $p/\gamma = H$  – пьезометрический напор, м;  $\gamma$  – удельный вес жидкости, Н/м<sup>3</sup>.

При гидравлическом расчете тепловых сетей, как правило, не учитывают отношение  $w^2/2g$ , представляющее собой скоростной напор потока в трубопроводе, так как он составляет сравнительно небольшую долю полного напора и изменяется по длине сети незначительно. Обычно принимают

$$H_0 = Z + \frac{p}{\gamma} = Z + H, \quad (5.2)$$

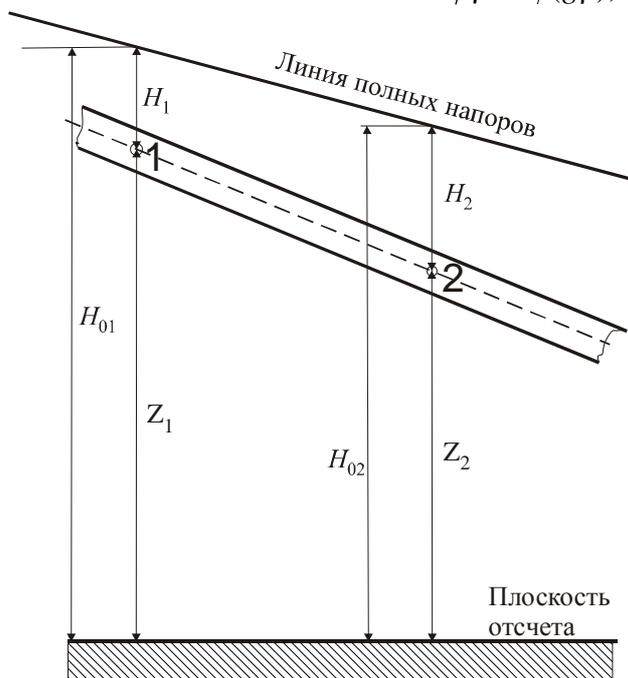
т.е. считают полный напор равным сумме пьезометрического напора и высоты расположения оси трубопровода над плоскостью отсчета. Под пьезометрическим напором понимается давление в трубопроводе, выра-

женное в линейных единицах (обычно в метрах) столба той жидкости, которая передается по трубопроводу.

Из (5.2) следует, что  $H = H_0 - Z$ . Пьезометрический напор равен разности между полным напором и геометрической высотой оси трубопровода над плоскостью отсчета. Падение давления и потеря напора в сети, или располагаемый перепад (разность напоров), в сети связаны следующими зависимостями:

$$\delta H = \delta p / \gamma = \delta p / \rho g; \quad (5.3)$$

$$h = R / \gamma = R / (\rho g), \quad (5.4)$$



где  $\delta H$  – потеря напора или располагаемый напор, м;  $\delta p$  – падение давления, или располагаемый перепад давления, Па;  $h, R$  – удельная потеря напора (безразмерная величина) и удельное падение давления, Па/м.

Падение давления в трубопроводе может быть представлено как сумма двух слагаемых: линейного падения и падения в местных сопротивлениях

$$\delta p = \delta p_{\text{л}} + \delta p_{\text{м}}, \quad (5.5)$$

Рис. 5.2. Схема движения жидкости по трубопроводу.

где  $\delta p_{\text{л}}$  – линейное падение давления;  $\delta p_{\text{м}}$  – падение давления в местных сопротивлениях.

Линейное падение  $\delta p_{\text{л}}$  представляет собой падение давления на прямолинейных участках трубопровода. Падение давления в местных сопротивлениях  $\delta p_{\text{м}}$  – это падение давления в арматуре (вентильях, задвижках, кранах и т.д.) и других элементах оборудования, размещенных неравномерно по длине трубопровода (коленях, шайбах, переходах и т.п.).

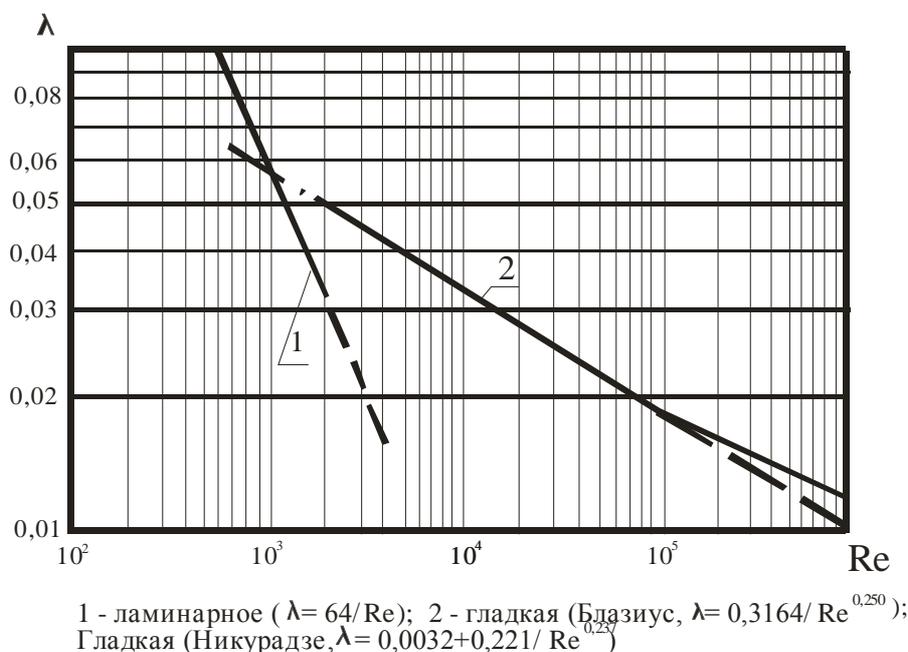


Рис. 5.3. Зависимость коэффициента трения гладких труб от числа Рейнольдса

Линейное падение давления в трубопроводах, транспортирующих жидкость или газы, определяется как

$$\delta p_{\text{л}} = R_{\text{л}} l, \quad (5.6)$$

где  $\delta p_{\text{л}}$  – линейное падение давления на участке, Па;  $R_{\text{л}}$  – удельное падение давления, т.е. падение давления, отнесенное к единице длины трубопровода, Па/м;  $l$  – длина трубопровода, м.

Исходной зависимостью для определения удельного линейного падения в трубопроводе является уравнение Дарси

$$R_{\text{л}} = \lambda \frac{w^2 \rho}{2 d} = 0.812 \lambda \frac{G^2}{d^5 \rho}, \quad (5.6)$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения (безразмерная величина);  $w$  – скорость среды, м/с;  $\rho$  – плотность среды, кг/м<sup>3</sup>;  $d$  – внутренний диаметр трубопровода, м;  $G$  – массовый расход, кг/с.

Коэффициент гидравлического трения  $\lambda$  зависит от состояния стенки трубы (гладкая или шероховатая) и режима движения жидкости (ламинарное или турбулентное).

Гладкие трубы в технике транспортировки теплоты имеют ограниченное применение (в основном в теплообменных аппаратах). Основное применение для транспортировки теплоты имеют шероховатые стальные трубы.

Шероховатую поверхность можно представить состоящей из ряда элементарных выступов  $k$ .

В качестве первого характеристического параметра шероховатости принимают высоту выступа шероховатости, называемую абсолютной шероховатостью стенки. У большинства работающих стальных трубопроводов она составляет в зависимости от технологии изготовления труб и условий эксплуатации от 0,05 до 2 мм. В качестве второго характеристического параметра принимают отношение абсолютной шероховатости к радиусу трубопровода  $k/r$ , называемое относительной шероховатостью.

Как показывают исследования стальных труб, проведенные Г. А. Муриным в лаборатории теплофикации ВТИ, при малых числах  $Re$  коэффициент гидравлического трения  $\lambda$  имеет максимальное значение. С увеличением числа  $Re$  коэффициент гидравлического трения монотонно уменьшается и при некотором значении  $Re_{пр}$  практически достигает минимального значения. При дальнейшем увеличении числа  $Re$  коэффициент гидравлического трения остается постоянным.

С достаточной для практических расчетов точностью принимают, что в так называемой переходной области, т.е. при  $2300 < Re < Re_{пр}$  коэффициент гидравлического трения зависит как от эквивалентной относительной шероховатости  $k_s/r$ , так и от числа  $Re$ , а при  $Re > Re_{пр}$  коэффициент гидравлического трения зависит только от  $k/r$  и не зависит от числа  $Re$ .

*Под эквивалентной относительной шероховатостью реального трубопровода понимается искусственная относительная равномерная шероховатость цилиндрической стенки, коэффициент гидравлического трения которой в области  $Re > Re_{пр}$ , такой же, как и в данном реальном трубопроводе.*

Полученная опытным путем зависимость коэффициента гидравлического трения стальных труб от числа  $Re$  и относительной шероховатости хорошо описывается универсальным уравнением, предложенным А.Д. Альтшулем [1],

$$\lambda = 0,11(k_s/d + 68/Re)^{0,25}. \quad (5.7)$$

На основе имеющихся материалов гидравлических испытаний тепловых сетей и водопроводов в СНиП 2.04.07-86 рекомендуются следующие значения абсолютной эквивалентной шероховатости, м, для гидравлического расчета тепловых сетей [130]:

паропроводы .....  $0,2 \cdot 10^{-3}$   
 водяные сети в условиях нормальной эксплуатации .....  $0,5 \cdot 10^{-3}$   
 конденсатопроводы и сети горячего водоснабжения .....  $1 \cdot 10^{-3}$

В тепловых сетях обычно  $Re > Re_{пр}$  поэтому тепловые сети, как правило, работают в квадратичной области.

Диаметры трубопроводов при транспортировке жидкостей определяются по формуле

$$d = A_d^B G^{0,38} / R_{л}^{0,19}, \quad (5.8)$$

Значения коэффициента  $A^B$  приведены в табл. 5.1.

Формулу (5.8) для линейного падения давления в квадратичной области можно привести к виду, более удобному для практических расчетов. Для воды, где  $\rho = \text{const}$  можно записать

$$R_{л} = A_R^B G^2 / d^{5,25}; \quad d = A_d^B G^{0,38} / R_{л}^{0,19}, \quad G = A_G^B R_{л}^{0,5} d^{2,625}. \quad (5.8a)$$

Для практических расчетов в первом приближении удобно пользоваться номограммами, построенными по приведенным выше уравнениям. На рисунке 5.4 приведена номограмма для гидравлического расчета трубопроводов диаметром  $d = 0,007 - 1,392$  м, с абсолютной шероховатостью  $k_s = 0,0005$  м, при плотности воды  $\rho_{в} = 975$  кг/м<sup>3</sup>, а для пара  $\rho_{п} = 2,45$  кг/м<sup>3</sup>.

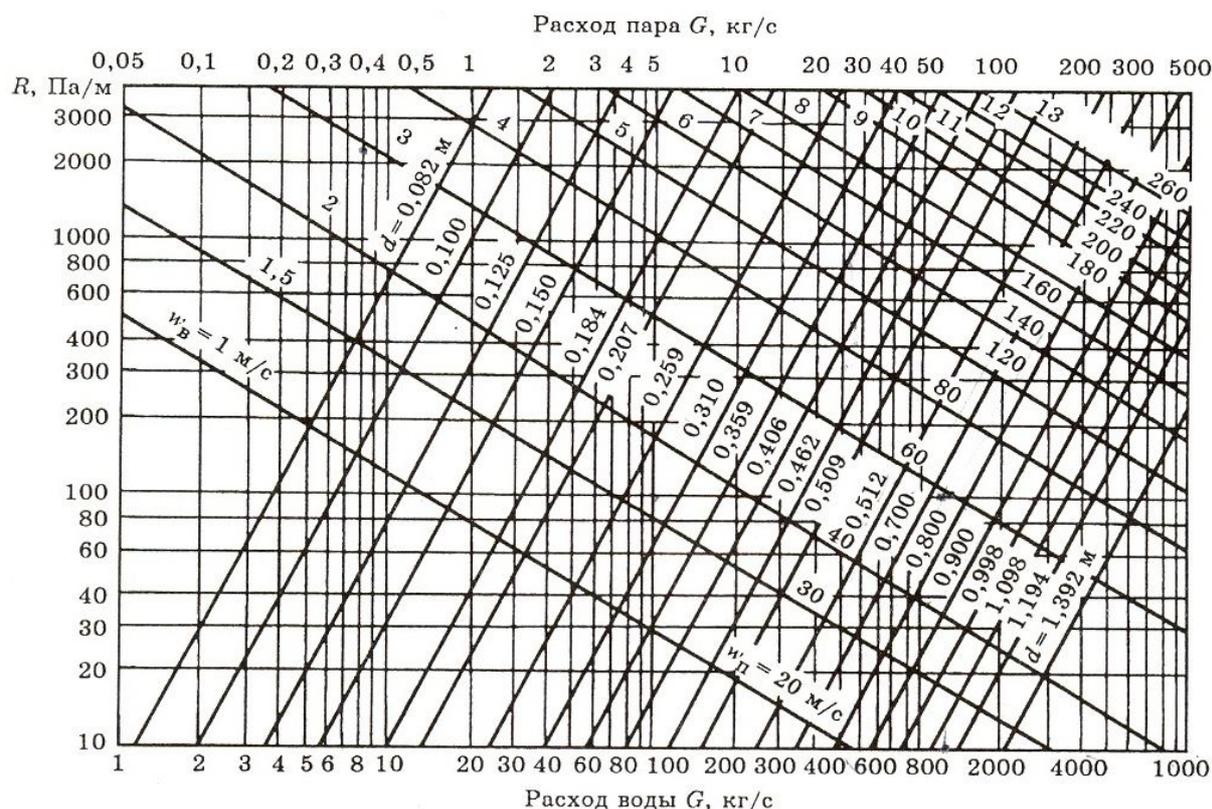


Рис. 5.4. Номограмма для гидравлического расчета трубопроводов.

**Местное падение давления.** Если на участке трубопровода имеется ряд местных сопротивлений, то суммарное падение давления во всех местных сопротивлениях, Па, определяется по формуле

$$\delta p_{\text{м}} = \sum \xi \frac{w^2}{2} \rho = 0,812 \sum \xi \frac{G^2}{\rho d^5}, \quad (5.9)$$

где  $\sum \xi$  – сумма коэффициентов местных сопротивлений, установленных на участке;  $\xi$  – безразмерная величина, зависящая от характера сопротивления.

Если представить прямолинейный трубопровод диаметром  $d$ , линейное падение давления на котором равно падению давления в местных сопротивлениях, то длина такого участка трубопровода называется *эквивалентной длиной местных сопротивлений*. Она может быть найдена из равенства

$$\delta p_{\text{м}} = R_{\text{л}} l_{\text{э}}, \quad \text{то есть} \quad \sum \xi \frac{w^2}{2} \rho = \lambda \frac{w^2 \rho}{2 d} l_{\text{э}}, \quad \text{откуда получаем}$$

$$l_{\text{э}} = \sum \xi \frac{d}{\lambda}.$$

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:

$$\alpha = \frac{\delta p_{\text{м}}}{\delta p_{\text{л}}} = l_{\text{э}} / l. \quad (5.9a)$$

Из совместного решения этих уравнений по сумме коэффициентов местных сопротивлений и располагаемому перепаду давлений можно найти долю местных потерь

$$\frac{\alpha}{(1 + \alpha)^{0,24}} = A_{\alpha} \frac{\sum \xi}{l} \frac{G^{0,48}}{(\delta p_{\text{л}} / l)^{0,24}}, \quad (5.10)$$

где  $A_{\alpha} = 5,1 / k_{\text{э}}^{0,19}$ .

Для удобства уравнение (5.9) записывается в следующем приближенном виде:

$$\frac{\alpha}{\sqrt[4]{(1+\alpha)}} = A_{\alpha} \frac{\sum \xi}{l} \sqrt{\frac{G}{\sqrt{\delta p \rho / l}}} \quad (5.10 \text{ а})$$

В пределах изменения  $\alpha$  от 0 до 1 с погрешностью  $\pm 6\%$  можно принять

$$\alpha = 1,15 A_{\alpha} \frac{\sum \xi}{l} \sqrt{\frac{G}{\sqrt{\delta p \rho / l}}} \quad (5.10 \text{ б})$$

При транспортировке жидкости, в частности воды,

$$\alpha = 1,15 A_{\alpha}^B \frac{\sum \xi}{l} \sqrt{\frac{G}{\sqrt{\delta p \rho / l}}} \quad (5.10 \text{ в})$$

где  $\delta p$  — располагаемый перепад давлений, Па.

В табл. 5.1 приведены коэффициенты  $A$ , входящие в формулы (5.8) – (5.10).

Таблица 5.1

Значения коэффициентов  $A$  в формулах (5.8) – (5.10)

Коэффициент	Выражение	Абсолютная эквивалентная шероховатость $k_9$ , м		
$A_R, \text{м}^{0,25}$	$0,0894 k_9^{0,25}$	$10,6 \cdot 10^{-3}$	$13,3 \cdot 10^{-3}$	$15,92 \cdot 10^{-3}$
$A_R^B, \text{м}^{3,25} \cdot \kappa_2$	$0,0894 k_9^{0,25} / \rho$	$10,92 \cdot 10^{-6}$	$13,62 \cdot 10^{-6}$	$16,3 \cdot 10^{-6}$
$A_d, \text{м}^{0,0475}$	$0,63 k_9^{0,0475}$	0,414	0,435	0,488
$A_d^B, \text{м}^{0,62} / \kappa_2^{0,19}$	$0,63 k_9^{0,0475} / \rho^{0,19}$	$111,5 \cdot 10^{-3}$	$117 \cdot 10^{-3}$	$121 \cdot 10^{-3}$
$A_G, \text{м}^{-0,125}$	$3,35 k_9^{0,125}$	9,65	8,62	7,89
$A_G^B, \text{м}^{0,5} / \kappa_2^{1,625}$	$3,35 k_9^{0,125} / \rho^{0,5}$	302	269	246
$A_{\alpha}, \text{м}^{-0,19}$	$5,1 k_9^{0,19}$	25,2	21,4	18,6
$A_{\alpha}^B, \text{м}^{0,53} / \kappa_2^{0,4}$	$5,1 / (k_9^{0,19} \rho^{0,24})$	4,54	3,82	3,34
$A_l, \text{м}^{-0,25}$	$9,1 k_9^{0,25}$	76,4	60,7	51,1

Как видно из (5.10 а) – (5.10 в), доля местных потерь возрастает при увеличении суммы коэффициентов местных сопротивлений на единицу длины трубопровода  $\sum \xi/l$ , а также при снижении располагаемого удельного перепада давлений на единицу длины трубопровода  $\delta p/l$ .

**Суммарное падение давления.** Сумма падений давления – линейного и в местных сопротивлениях – определяется по формуле

$$\begin{aligned} \delta p &= \delta p_{\text{л}} + \delta p_{\text{м}} = \delta p_{\text{л}} \left(1 + \frac{\delta p_{\text{м}}}{\delta p_{\text{л}}}\right) = \\ &= R_{\text{л}} / (1 + \alpha) = R_{\text{л}} (l + l_{\text{э}}), \end{aligned} \quad (5.11)$$

откуда

$$R_{\text{л}} = \delta p / [l(1 + \alpha)] \quad (5.12)$$

#### 5.4. 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. 5.4).

##### Предварительный расчет.

1. Задаются долей местных потерь или вычисляют ее по формуле (5.10).
2. Находят удельное линейное падение давления по (5.12).
3. Определяют среднюю плотность теплоносителя на участке по формуле

$$\rho_{\text{ср}} = (\rho_{\text{нач}} + \rho_{\text{кон}}) / 2 \quad (5.13)$$

Индексы «нач» и «кон» относятся к началу и концу участка. Если теплоноситель – жидкость, то принимают  $\rho_{\text{нач}} = \rho_{\text{кон}} = \rho_{\text{ср}}$ .

4. Определяют диаметр трубопровода из предположения его работы в квадратичной области по (5.8).

### 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 9.

2. Определяют число  $Re$ , сравнивают его с предельным значением  $Re_{пр}$ . Устанавливают расчетную область, в которой работает трубопровод,

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.

2. 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.

### 5.5. Пьезометрический график

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. 5.5 приведены пьезометрический график двухтрубной водяной системы теплоснабжения и принципиальная схема системы. За горизонтальную плоскость отсчета напоров принят уровень I-I, имеющий горизонтальную отметку 0;  $H_{n1}, H_{n4}$  – график напоров подающей линии сети;  $H_{o1}, H_{o4}$  – график напоров обратной линии сети;  $H_{o1}$  – полный напор в обратном коллекторе источника теплоснабжения  $H_H$  – напор, развиваемый сетевым насосом 1;  $H_{ст}$  – полный напор, развиваемый подпиточным насосом, или, что то же, полный статический напор тепловой сети;  $H_K$  – полный напор в точке  $K$  на нагнетательном патрубке насоса 1;  $\delta H_T$  – потеря напора сетевой воды в теплоподготовительной установке III;

$H_{n1}$  – полный напор в подающем коллекторе источника теплоснабжения:  $H_{n1} = H_K - \delta H_K$ . Располагаемый напор сетевой воды на коллекторах ТЭЦ

$H_1 = H_{n1} - H_{o1}$ . Напор в любой точке тепловой сети, например в точке 3, обозначается следующим образом:  $H_{n3}$  – полный напор в точке 3 подающей линии сети;  $H_{o3}$  – полный напор в точке 3 обратной линии сети.

Если геодезическая высота оси трубопровода над плоскостью отсчета в этой точке сети равна  $Z_3$ , то пьезометрический напор в точке 3 подающей линии  $H_{n3} - Z_3$ , а пьезометрический напор в обратной линии  $H_{o3} - Z_3$ . 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  $H_3 = H_{n3} - H_{o3}$ .

Располагаемый напор в тепловой сети в узле присоединения абонента Д:

$$H_4 = H_{n4} - H_{o4}, \quad (5.13)$$

где  $H_{n4}$  и  $H_{o4}$  – 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:

$$\delta H_{1-4}^n = H_{n1} - H_{n4} \quad (5.14)$$

Потеря напора в обратной линии на этом участке тепловой сети

$$\delta H_{1-4}^o = H_{o1} - H_{o4} \quad (5.15)$$

При работе сетевого насоса I (см. рис. 5.4, а) напор  $H_{ст}$ , развиваемый подпиточным насосом II, дросселируется регулятором давления IV до  $H_{o1}$ .

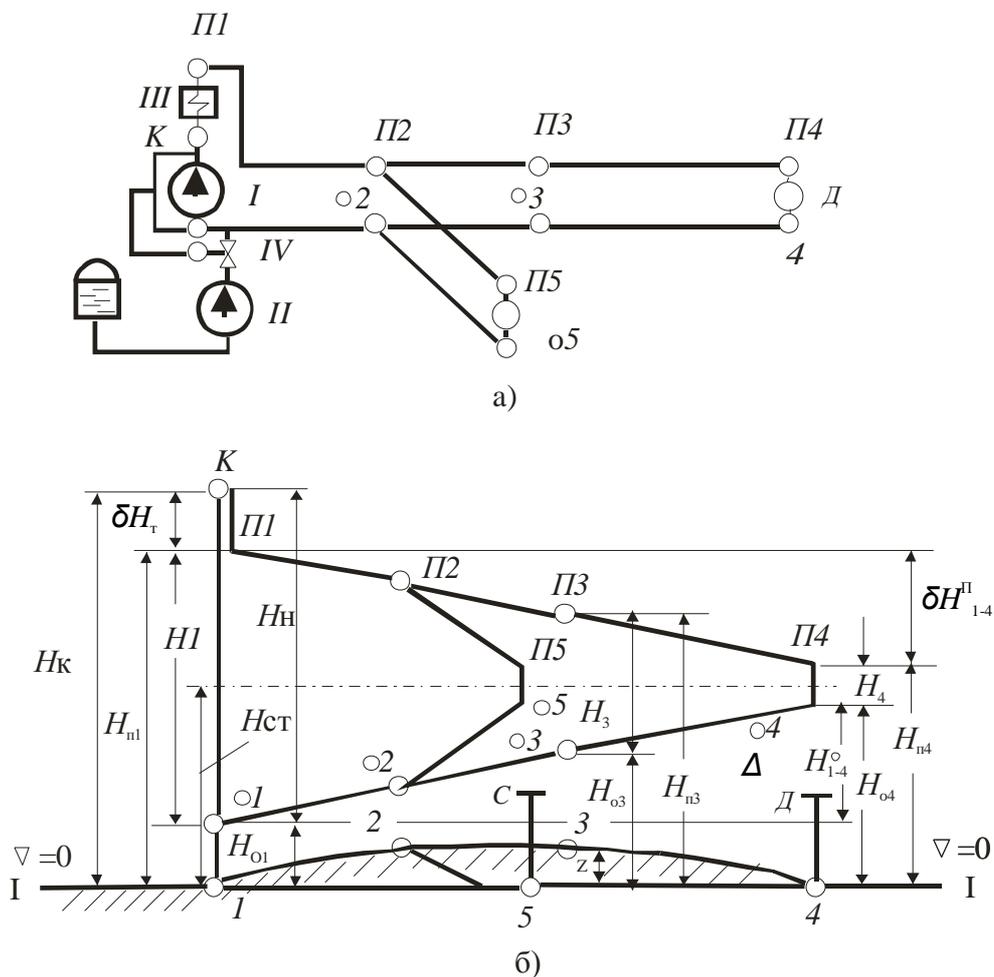


Рис. 5.4. Схема и пьезометрический график тепловой сети

При останове сетевого насоса  $I$  в тепловой сети устанавливается статический напор  $H_{ст}$ , развиваемый подпиточным насосом.

При гидравлическом расчете паровых сетей профиль паропровода можно не учитывать вследствие малой плотности пара. Падение давления на участке паропровода принимается равным разности давлений в конечных точках участка. Правильное определение потери напора, или падения давления в трубопроводах, имеет первостепенное значение для выбора их диаметров и организации надежного гидравлического режима сети.

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 основе технико-экономического расчета следует лишь уточнить значения потерь

напора, не выходя за пределы, намеченные по пьезометрическому графику. Такой порядок проектирования позволяет учесть технические и экономические особенности проектируемого объекта.

Основные требования к режиму давлений водяных тепловых сетей из условия надежности работы системы теплоснабжения сводятся к следующему:

1) не разрешается превышение допустимых давлений в оборудовании источника, тепловой сети и абонентских установок. Допустимое избыточное (сверх атмосферного) давление в стальных трубопроводах и арматуре тепловых сетей зависит от применяемого сортамента труб и в большинстве случаев составляет 1,6–2,5 МПа;

2) обеспечение избыточного (сверх атмосферного) давления во всех элементах системы теплоснабжения для предупреждения кавитации насосов (сетевых, подпиточных, смесительных) и защиты системы теплоснабжения от подсоса воздуха. Невыполнение этого требования приводит к коррозии оборудования и нарушению циркуляции воды. В качестве минимального значения избыточного давления принимают 0,05 МПа (5 м вод. ст.);

3) обеспечение не вскипания сетевой воды при гидродинамическом режиме системы теплоснабжения, т.е. при циркуляции воды в системе.

Во всех точках системы теплоснабжения должно поддерживаться давление, превышающее давление насыщенного водяного пара при максимальной температуре сетевой воды в системе.

Поскольку температура насыщения водяного пара при давлении 0,1 МПа равна 100 °С, то для обеспечения не вскипания воды избыточное давление должно поддерживаться на тех участках системы теплоснабжения, где температура воды при работе системы теплоснабжения выше 100 °С. При проектировании можно не предусматривать поддержание избыточного давления, обеспечивающего не вскипание воды в статическом состоянии системы, т.е. при отсутствии циркуляции воды, так как при необходимости температура воды во всех точках системы теплоснабжения может быть снижена до 100 °С и ниже до прекращения циркуляции в сети путем выключения подогрева сетевой воды на ТЭЦ. Возможность аварийного прекращения циркуляции в системе теплоснабжения предупреждается соответствующей автоматизацией насосных установок и дублированием их электропитания от двух независимых источников.

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 заблокированных 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, а также выявляют причины, препятствующие такому решению.

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 помо-

щью автоматических клапанов и подпиточных насосов поддерживается заданное значение полного статического напора при прекращении циркуляции воды в системе теплоснабжения.

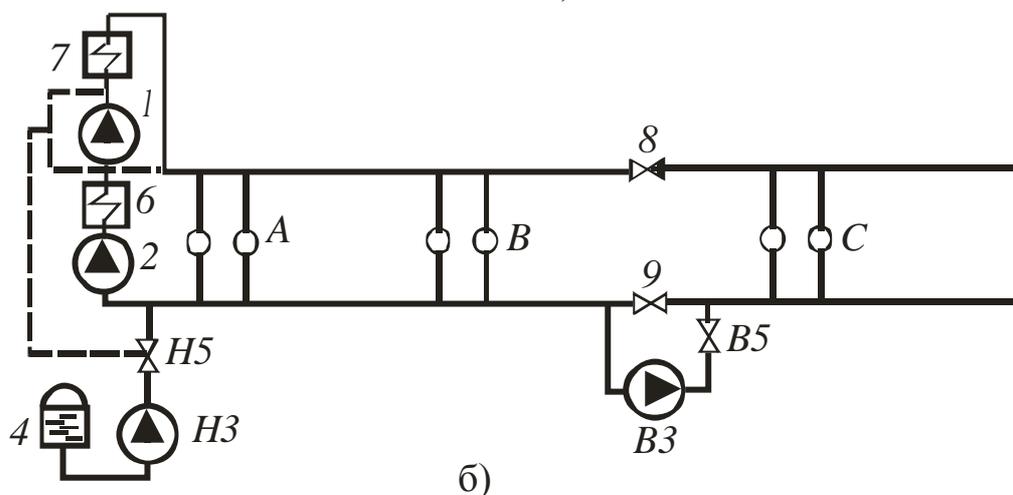
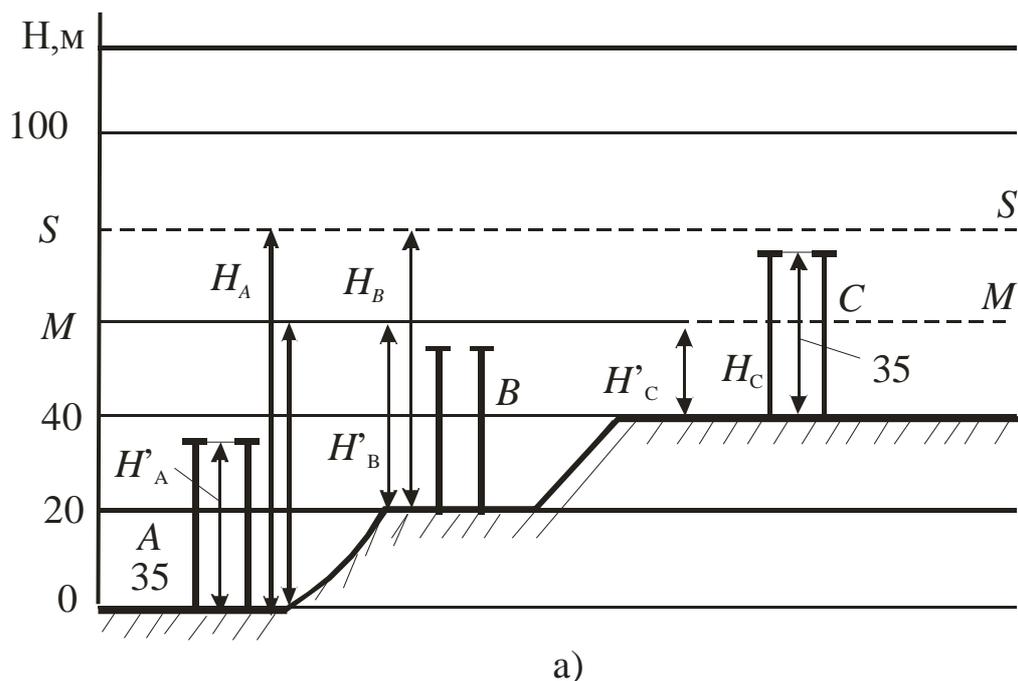


Рис. 5.5. Линии статических напоров и принципиальная схема системы теплоснабжения

*a* – линии статических напоров; *б* – принципиальная схема сети; 1 – сетевой насос; 2 – предвключенный насос; *H3* – подпиточный насос станции (нижней зоны);

*B* – подпиточный насос станции верхней зоны; 4 – бак подпиточной воды; *H5* – регулятор подпитки нижней зоны, *B5* – регулятор подпитки верхней зоны; 6 – теплофикационный подогреватель; 7 – пиковый котел; 8 – обратный затвор; 9 – регулятор давления «до себя»

На рис. 5.5, *a* показан график статических напоров системы теплоснабжения с тремя группами отапливаемых зданий *A*, *B*, *C* (рис. 5.5,

б) высотой по 35 м, расположенных на трех разных геодезических уровнях 0; 20; 40 м.

При зависимой схеме присоединения всех отопительных установок к тепловой сети полный статический напор в системе теплоснабжения определяется условием создания пьезометрического напора около 5 м в верхних точках отопительных установок *C*, расположенных на наиболее высоком геодезическом уровне, и составляет

$$H_{ст} = 40 + 35 + 5 = 80 \text{ м.}$$

Под этим полным статическим напором, показанным на рис. 5.5, *a* горизонтальной линией *S-S*, находятся все элементы системы теплоснабжения.

Пьезометрический статический напор в нижних точках отопительных установок, присоединенных к водяной тепловой сети по зависимой схеме, составляет для зданий группы *A*:  $H_A = 80 - 0 = 80$  м; для зданий группы *B*:  $H_B = 80 - 20 = 60$  м; для зданий группы *C*:  $H_C = 80 - 40 = 40$  м. Пьезометрический статический напор для оборудования источника теплоты (водогрейных котлов, теплофикационных подогревателей, сетевых насосов и др.), установленного на отметке 0, также равен 80 м. В данном случае пьезометрический статический напор в нижних точках отопительных установок группы *A* превышает допустимое по условиям прочности отопительных чугунных радиаторов значение 60 м вод. ст.

Для сохранения в этих условиях общего статического уровня для всей системы водоснабжения возможно следующее.

1. Присоединение к тепловой сети по независимой схеме отопительных установок группы *C*. В этом случае полный статический напор в системе теплоснабжения должен быть выбран из условия создания минимального избыточного давления в верхних точках отопительных установок группы *B* ( $H'_{ст} = 20 + 30 + 5 = 60$  м). На рис. 5.5, *a* этот напор изображается горизонтальной линией *MM*. Статический пьезометрический напор в нижних точках отопительных установок группы *B*  $H'_B = 60 - 20 = 40$  м. Статический пьезометрический напор в водяных отопительных подогревателях зданий группы *C*, присоединенных к тепловой сети по независимой схеме, составит: со стороны греющей воды  $60 - 40 = 20$  м, а со стороны нагреваемой воды 35 м.

2. Присоединение к тепловой сети по независимой схеме отопительных установок группы *A*. В этом случае полный статический напор в системе теплоснабжения останется неизменным,  $H_{ст} = 80$  м. Однако повышенный статический напор не будет передаваться на отопительные приборы установок *A*, поскольку они гидравлически изолированы от тепловой сети.

В водо-водяных подогревателях, установленных в узлах присоединения отопительных установок этих зданий к тепловой сети, пьезометрический статический напор со стороны греющей воды составит  $80 - 0 = 80$  м, что меньше допустимого значения (100 м).

3. Присоединение отопительных установок всех групп зданий к тепловой сети по независимой схеме, но разделение системы теплоснабжения на две статические зоны: одна на уровне *ММ* для группы зданий *А* и *В*, другая на уровне *SS* для группы зданий *С*. Для этой цели необходимо в сети между участками *В* и *С* установить разделительное устройство, схема которого показана на рис. 5.5, б.

При прекращении циркуляции воды в сети закрывается обратный клапан или затвор 8, установленный на подающей линии сети, а также регулятор давления «до себя» (РДДС) 9, настроенный на пьезометрический напор  $H_C$ , установленный на обратной линии тепловой сети. Таким образом, при прекращении циркуляции зона *С* отделяется от остальной сети. Поддержание заданного статического напора в тепловой сети зоны *С* осуществляется подпиточным насосом *ВЗ* и регулятором подпитки *В5*. В подпиточный насос *ВЗ* поступает вода из тепловой сети нижней зоны. Поддержание заданного статического напора в тепловой сети нижней зоны осуществляется подпиточным насосом *НЗ* и регулятором подпитки *Н5*. При гидродинамическом режиме системы теплоснабжения пьезометрические напоры в любой точке системы при любом расходе воды также должны удовлетворять вышеуказанным условиям.

При построении графика гидродинамических напоров на него наносят уровни допустимых максимальных и минимальных пьезометрических напоров для подающей и обратной линий системы. Действительные пьезометрические напоры при любом режиме работы системы теплоснабжения не должны выходить за эти предельные уровни.

Поскольку допустимые напоры являются пьезометрическими, т.е. отсчитываются от оси трубопроводов, линии допустимых напоров для тепловой сети следуют за рельефом местности, так как при построении графика напоров обычно условно принимают, что оси трубопроводов тепловых сетей совпадают с поверхностью земли. При построении линии допустимых напоров для оборудования, имеющего существенные вертикальные габариты, максимальный пьезометрический напор отсчитывают от нижней точки, а минимальный — от верхней точки этого оборудования. В частности, для пиковых водогрейных котлов максимально допустимый пьезометрический напор отсчитывают от нижней точки котла, которую условно принимают совпадающей с поверхностью земли, а минимально допустимый напор — от верхнего коллектора котла, отметка которого по отношению к нижней точке котла обычно выше на 10 – 15 м. В связи с возможным локальным нагревом воды в отдельных трубках котла

выше расчетной температуры, минимально допустимый пьезометрический напор в выходном коллекторе определяют по температуре кипения воды, превышающей на 30 °С расчетную температуру в выходном коллекторе котла.

Максимально допустимый гидравлический пьезометрический напор обычно определяют:

для подающей линии системы – из условия механической прочности оборудования тепловой сети (трубы, арматура) и источника теплоты (пароводяные подогреватели, водогрейные котлы);

для обратной линии при зависимой схеме присоединения абонентов – из условия механической прочности теплоиспользующего оборудования абонентских установок (отопительные и вентиляционные приборы); при независимой схеме соединения абонентов – из условия механической прочности водо-водяных подогревателей.

Минимально допустимый гидродинамический пьезометрический напор обычно определяют:

для подающей линии – из условия защиты от вскипания воды;

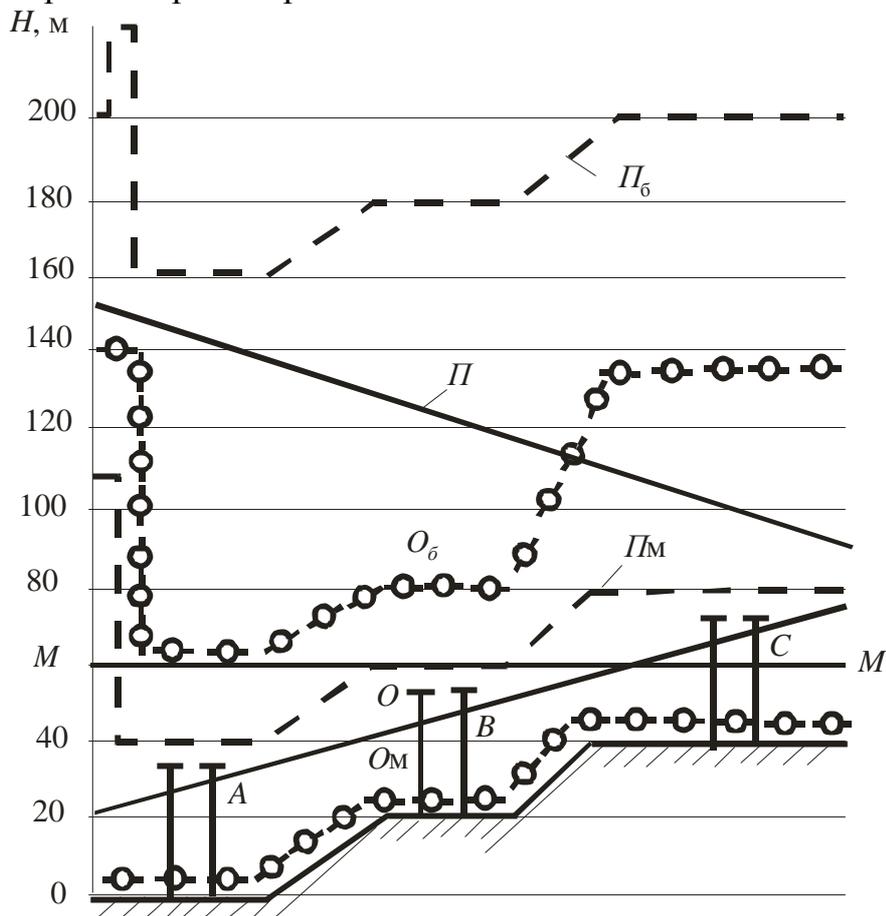
для обратной линии – из условия предупреждения возникновения вакуума (давления меньше 0,1 МПа) в системе, а также предупреждения кавитации на всасывающей стороне насосов.

Желательно, чтобы при зависимой схеме присоединения линия действительных полных гидродинамических напоров в подающем трубопроводе не пересекала линию статических напоров. Тогда в узлах присоединения отопительных установок к тепловой сети не требуется сооружать повысительные насосные подстанции, что упрощает систему теплоснабжения и повышает надежность ее работы. Линия действительных полных гидродинамических напоров обратной магистрали тепловой сети, как правило, пересекает линию статических напоров.

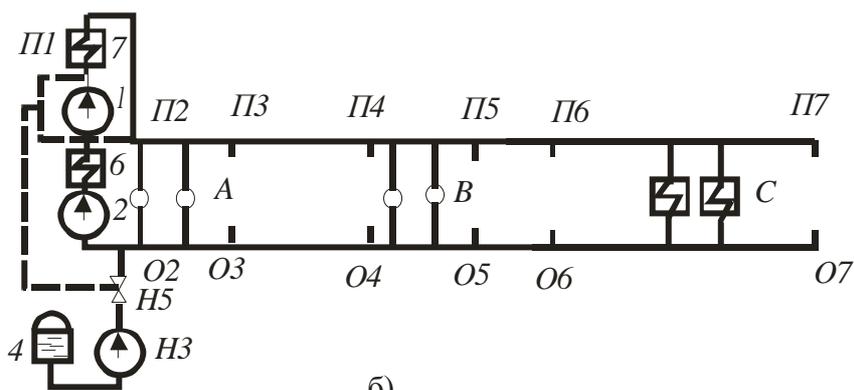
Однако это обстоятельство не усложняет сооружение и эксплуатацию системы, так как поддержание более высокого пьезометрического напора в абонентских установках по сравнению с напором в обратном трубопроводе тепловой сети при циркуляции воды в сети достигается путем включения на обратной линии в узле присоединения абонента регулятора давления «до себя».

Желательно, чтобы располагаемый напор, т.е. разность гидродинамических напоров в подающей и обратных линиях сети на ГТП или МТП, был равен или даже несколько превышал суммарную потерю напора в абонентских установках и в тепловой сети между установками и ГТП и МТП. В противном случае приходится устанавливать на тепловых пунктах насосные установки, что усложняет эксплуатацию и снижает надежность системы теплоснабжения.

На рис. 5.6 показано построение графика гидродинамических напоров системы теплоснабжения, для которой выбор линии статических напоров  $MM$  рассмотрен на рис. 5.5.



а)



б)

Рис. 5.5. Построение графика гидродинамических напоров системы теплоснабжения

а — график гидродинамических напоров; б — принципиальная схема; остальные обозначения те же что и на рис. 5.5

Расчетная температура в подающей линии тепловой сети задана равной  $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Полный статический напор для этой системы принят  $60$

м. Отопительные установки абонентов группы *C*, расположенные в высокой зоне, присоединяются к тепловой сети по независимой схеме.

Линия  $P_m$  показывает максимально допустимые напоры в подающей линии системы теплоснабжения от подающего коллектора на ТЭЦ до абонентских вводов. Напор в точке  $PI$  на выходе воды из водогрейного котла 7 определяется из условия механической прочности пиковых котлов. Допустимое давление для водогрейных котлов 2,5 МПа. С учетом гидравлических потерь в котле максимально допустимый пьезометрический напор на выходе из котла принят 220 м. Максимально допустимый напор (линия  $P_6$ ) в подающем теплопроводе на участке  $PI2 - PI7$  определен из условия, что допустимое давление в трубопроводах и арматуре подающей линии составляет 1,6 МПа, вследствие этого пьезометрический напор должен быть равен 160 м.

Линия  $P_m$  показывает минимально допустимые напоры в подающей линии системы. Минимально допустимый напор в точке  $PI$  определен при условии не вскипания в верхней точке водогрейного котла, находящейся на геодезической отметке 15 м при температуре воды  $150 + 30 = 180$  °С, что определяет минимальный пьезометрический напор в этой точке котла равный 92 м или полный напор по отношению к геодезической отметке 0 равный 107 м.

Из условия не вскипания воды при ее температуре 150 °С минимально допустимый пьезометрический напор в подающей линии тепловой сети на участке  $PI2 - PI7$  должен составлять 40 м.

Действительная линия гидродинамических напоров подающей линии тепловой сети при любом режиме ее работы не должна выходить за пределы напоров, ограниченных линиями  $P_6$  и  $P_m$ . В данном случае действительный график гидродинамических напоров подающей линии системы показан линией  $P$ .

Линия  $O_6$  показывает максимально допустимые напоры в обратной линии системы теплоснабжения от абонентских вводов до входного коллектора теплофикационного пароводяного подогревателя 6 на ТЭЦ. По условиям механической прочности отопительных чугунных радиаторов допустимые пьезометрические напоры в обратной линии тепловой сети на участке 01 – 05, на котором абонентские установки присоединены по зависимой схеме, составляют 60 м, а по условиям механической прочности водоводяных подогревателей допустимые пьезометрические напоры на участке 06 – 07, где абонентские установки присоединены по независимой схеме, составляют 140 м.

Линия  $O_m$  показывает минимально допустимые пьезометрические напоры в обратной линии системы теплоснабжения при условии, что избыточное давление в трубопроводах тепловой сети и на всасывающей линии насосов достаточно для предупреждения подсоса воздуха и кави-

тации. Минимально допустимый пьезометрический напор в обратной линии тепловой сети принят 5 м.

Поскольку действительный гидродинамический пьезометрический напор в подающем коллекторе на ТЭЦ после пикового водогрейного котла принят 150 м, то с учетом гидравлических потерь в котле гидродинамический пьезометрический напор перед котлом должен составить 170 м, что значительно превышает допустимый пьезометрический напор для пароводяного подогревателя б, равный 140 м.

Для обеспечения требуемого пьезометрического напора в подающем коллекторе ТЭЦ (без превышения допустимого давления в пароводяном подогревателе) в схеме теплоподготовительной установки ТЭЦ предусмотрены два последовательно включенных сетевых насоса 1 и 2. Предвключенный, или бустерный, насос 2 создает в системе напор, необходимый для компенсации гидравлических потерь в пароводяном подогревателе б и защиты от кавитации сетевого насоса 1, при расчетной температуре после пароводяного подогревателя. Сетевой насос 1 создает напор, необходимый для компенсации гидравлических потерь в пиковом водогрейном котле, тепловой сети и абонентских установках.

График действительных гидродинамических напоров в обратном трубопроводе системы теплоснабжения при любом режиме работы не должен выходить за пределы линий  $O_6$  и  $O_m$ . В данном случае он изображен линией  $O$ .

**Выбор схемы присоединения абонентских установок.** Пьезометрический график дает наглядное представление о действующих напорах при гидродинамическом режиме и статическом состоянии системы теплоснабжения, что важно для выбора рациональных схем присоединения абонентских теплоиспользующих установок к тепловой сети.

На рис. 5.7, 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. 5.7, б.

Отопительная установка 1 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.

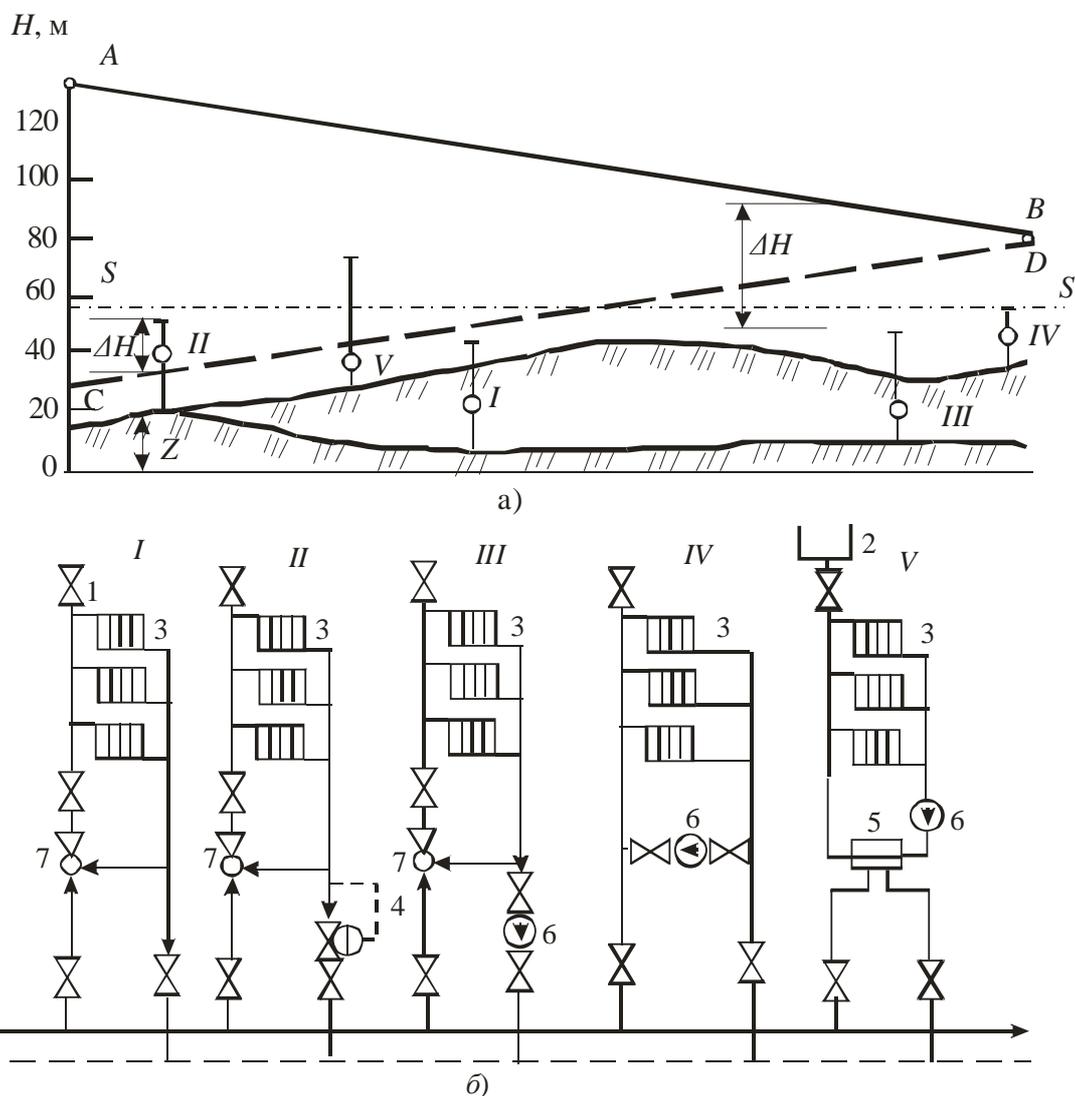


Рис. 5.7. Пьезометрический график двухтрубной водяной тепловой сети (а) и схемы присоединения отопительных установок к тепловой сети (б)

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* — водоводяной подогреватель; *6* — насос; *7* — элеватор

По тем же мотивам отопительная установка 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  $\Delta H$ , создаваемый ре-

гулятором, 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,  $\Delta H_{III}$  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 ССТН (линия  $O_6$  на рис. 5.6).

Пьезометрические графики (см. рис. 5.5 – 5.7) относятся к двухтрубной водяной тепловой сети.

На рис. 5.8, *a* приведен пьезометрический график системы дальнего теплоснабжения, состоящей из загородной станции, однетрубной транзитной магистрали, городской пиковой котельной и двухтрубной городской тепловой сети.

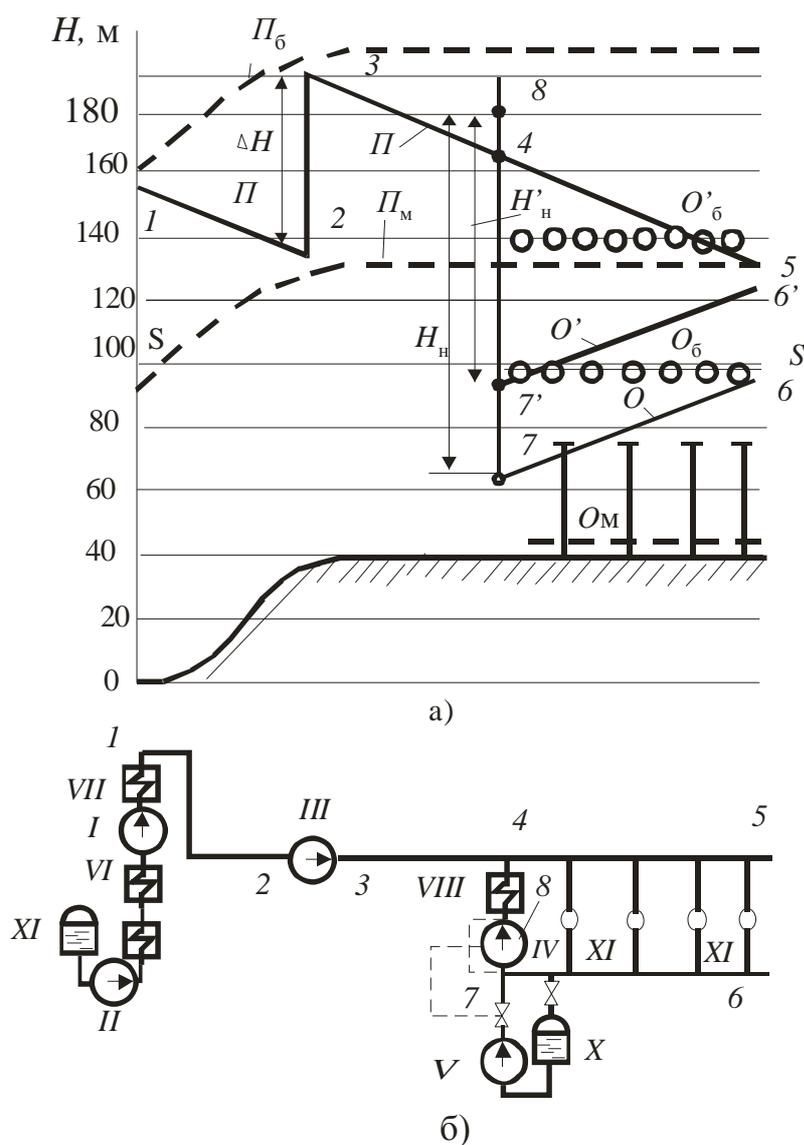


Рис. 5.8. Пьезометрический график и принципиальная схема однетрубной транзитной и двухтрубной городской водяной тепловой сети

*a* – пьезометрический график; *б* – принципиальная схема: *I* и *II* – насосы загородной ТЭЦ; *III* – насосная станция на транзитной магистрали; *IV* – сетевые насосы городской двухтрубной тепловой сети; *V* – подпиточный насос городской тепловой сети; *VI* и *VII* – теплофикационные пароводяные подогреватели загородной ТЭЦ; *VIII* – пиковая котельная; *IX* и *X* – аккумуляторы сетевой воды; *XI* – абонентские установки

Расчетная температура воды в транзитной магистрали и подающей линии городской тепловой сети принята  $180\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Линия статического напора  $SS$  выбрана на уровне 100 м из условия присоединения всех абонентских установок, расположенных на отметке 40 м, по зависимой схеме. Линия  $П_6$  показывает максимально допустимые пьезометрические напоры в подающей линии сети при условии, что допустимое давление в трубопроводах теплосети составляет 1,6 МПа. Линия  $П_м$  показывает максимально допустимые пьезометрические гидродинамические напоры в подающей линии из условия невоскипания теплоносителя. Линия  $П$  – линия действительных гидродинамических напоров в подающем трубопроводе.

Как видно из приведенных данных, полный гидродинамический напор в транзитной магистрали и в подающей линии городской тепловой сети может изменяться только в весьма узких пределах, а именно: на начальном участке транзитной магистрали от 160 до 132 м, т.е. всего на 28 м; на конечном участке транзитной магистрали и в подающей линии тепловой сети от 190 до 132 м. Поэтому при большом радиусе передачи теплоты на транзитной магистрали и на подающей линии тепловой сети приходится сооружать насосные подстанции (рис. 5.8, б). На подстанции гидродинамический напор в транзитной магистрали повышается на  $H = 55\text{ м}$ .

Линия  $O_6$  показывает максимально допустимый пьезометрический напор в обратной линии городской тепловой сети. Он определен из условий допустимого пьезометрического напора в чугунных отопительных радиаторах, равного 60 м.

Линия  $O_m$  показывает минимально допустимый пьезометрический напор в обратной тепловой сети;  $O$  – линия действительных гидродинамических напоров в обратной линии. Так как в данном случае напор в подающей линии сети не может быть ниже уровня  $П_m$ , а напор в обратной линии не может быть выше уровня линии  $O_6$ , то в узлах присоединения абонентских установок приходится дросселировать больший напор ( $H_5 - H_6 = 40\text{ м}$ ). Это вызывает необходимость существенного увеличения напора, развиваемого сетевым насосом  $IV$  двухтрубной тепловой сети в пиковой водогрейной котельной, который в данном случае должен составить  $H_n = H_8 - H_7 = 180 - 65 = 115\text{ м}$ .

При независимой схеме присоединения отопительных установок к тепловой сети максимально допустимый пьезометрический напор в обратной линии существенно больше и для водо-водяных подогревателей составляет 100 м (линия  $O'_6$ ).

Это позволяет уменьшить располагаемый напор на вводе конечных абонентов до  $\Delta H_a = H_5 - H'_6 = 135 - 125 = 10\text{ м}$  и соответственно

уменьшить напор сетевого насоса  $IV$  в пиковой котельной до  $H = H_8 - H_7 = 180 - 95 = 85$  м.

На рис. 5.9, а показан пьезометрический график сети горячего водоснабжения. По этой сети вода подается от станции к абонентам. Пьезометрический график имеет уклон в сторону движения воды.  $H_1$  – пьезометрический напор на станции;  $H_2$  и  $H_3$  – пьезометрические напоры в точках 2 и 3 сети;  $H_4 - H_6$  – пьезометрические напоры на абонентских вводах. Пьезометрические напоры на абонентских вводах должны превышать высоту абонентских установок горячего водоснабжения.

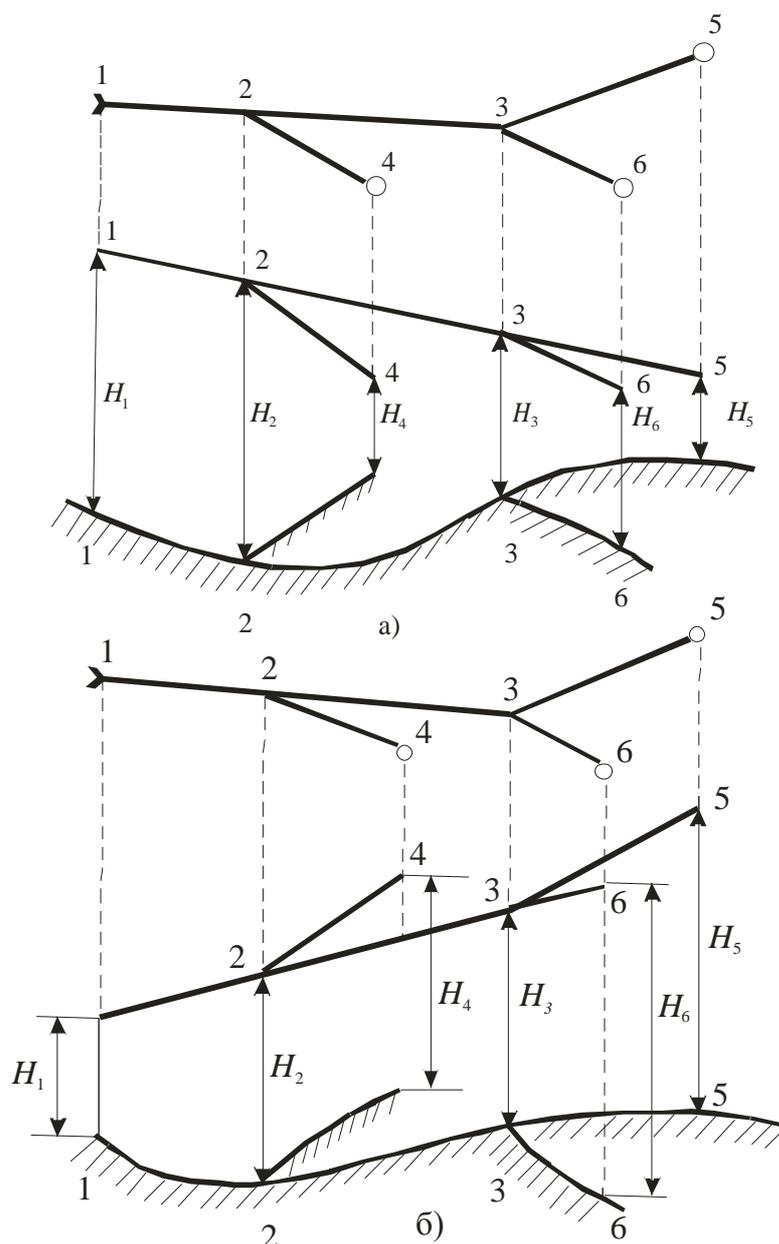


Рис. 5.9. Пьезометрический график однетрубных сетей  
а) — линии горячего водоснабжения; б) — конденсатопровода

На рис. 5.9, б показан пьезометрический 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.

## 5.6. Методика гидравлического расчета разветвленных тепловых сетей

В качестве исходных данных для расчета обычно задаются: схема тепловой сети, параметры теплоносителя на станции и у абонентов, расход теплоносителя и длина участков сети. Искомой величиной является диаметр сети. Поскольку в начале расчета неизвестен ряд величин, требующихся для определения диаметра сети, то задачу приходится решать методом последовательных приближений. Расчет обычно проводится в два этапа: предварительный и проверочный. Ниже приведена методика расчета разветвленной тепловой сети (рис. 5.10).

### 5.6.1. Предварительный расчет

1. Выбирают расчетную магистраль, т.е. направление от станции до одного из абонентов, которое характеризуется наименьшим удельным падением давления.

В паровых сетях удельное падение давления, Па/м,

$$(5.16)$$

$$R = \delta p / l,$$

где  $\delta p$  — падение давления в магистрали, Па;

$l$  — длина магистрали, м.

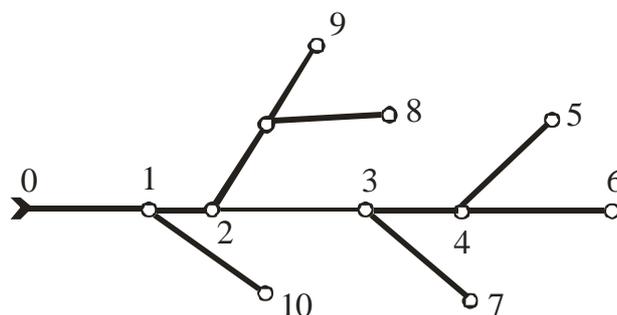


Рис. 5.10. Схема разветвленной тепловой сети

В водных сетях удельное падение давления, Па/м,

$$R = \frac{\delta H}{l} \gamma, \quad (5.17)$$

где  $\delta H$  – разность полных напоров в конечных точках магистрали, т.е. потеря напора в магистрали, м;

$\gamma$  – удельный вес воды в трубопроводе, Н/м.

Если падение давления между станцией и любым потребителем одно и то же, то расчетной магистралью является линия, соединяющая станцию с наиболее удаленным потребителем.

Предварительно задаются распределением падения давления (видом пьезометрического графика) расчетной магистрали. Если нет каких-либо ограничений по условиям профиля, высотности зданий и другим факторам, то распределение падения давления (пьезометрический график) расчетной магистрали выбирают прямолинейным.

2. Расчет начинают с начального участка расчетной магистрали. Задаются или определяют по (5.10) долю местных потерь  $\alpha$  этого участка. Находят удельное падение давления на этом участке, принимая условно долю местных потерь давления на всей расчетной магистрали равной доле местных потерь на данном участке. Если на рис. 5.10 расчетной магистралью является 0-1-2-3-4-6, то удельное линейное падение давления на начальном участке 0-1 расчетной магистрали

$$R_{0-1} = \frac{\delta p_{0-1}}{l_{0-1}(1 + \alpha)} = \frac{\delta p_{0-6}}{l_{0-6}(1 + \alpha)} \quad (5.18)$$

или

$$R_{0-1} = \frac{\delta H_{0-1} \gamma}{l_{0-1}(1 + \alpha)} = \frac{\delta H_{0-6} \gamma}{l_{0-6}(1 + \alpha)} \quad (5.19)$$

где  $\delta p_{0-6}$ ,  $\delta p_{0-1}$  – полное падение давления в расчетной магистрали и на начальном участке;  $\delta H_{0-6}$ ,  $\delta H_{0-1}$  – потери напора в расчетной магистрали и на начальном участке;  $l_{0-6}$ ,  $l_{0-1}$  – длина расчетной магистрали и начального участка.

3. Предварительно определяют диаметр начального участка расчетной магистрали  $d_{0-1}$  из условия квадратичного закона сопротивлений по (5.8).

При расчете паропроводов удельный вес пара в начале и в конце рассчитываемого участка трубопровода определяют для перегретого пара по давлению и температуре, а для влажного пара по давлению и сте-

пени сухости. Давление пара на станции в точке 0 задано. Давление пара в точке 1 вычисляется по формуле  $p_1 = p_0 - \delta p_{0-1}$ .

### 5.6.2. Проверочный расчет

1. По ГОСТ или таблице сортамента труб подбирают ближайший диаметр трубопровода первого участка магистрали  $d'_{0-1}$  (приложение 9).

2. Определяют удельное линейное падение давления  $R'_{0-1}$ .

3. Рассчитывают эквивалентную длину местных сопротивлений на участке 0-1.

4. Находят полное падение давления (напора) на участке 0-1

$$\delta p'_{0-1} = R'_{0-1} \cdot l_{0-1} (1 + \alpha') \quad (5.20)$$

или

$$\delta H'_{0-1} = R_{0-1} \cdot l_{0-1} (1 + \alpha') / \gamma, \quad (5.21)$$

где  $\alpha' = l_3 / l_{0-1}$ .

5. Определяют давление пара или располагаемый напор воды в конечной точке рассчитываемого участка  $p'_1 = p_0 - \delta p'_{0-1}$  или  $H'_1 = H_0 - \delta H'_{0-1}$ .

В аналогичной последовательности проводят расчет всех других участков расчетной магистрали. Расчет каждого последующего участка начинают с определения удельного линейного падения давления. Так, расчет участка 1-2 начинают с вычисления значения

$$R_{1-2} = \frac{\delta p_{1-2}}{l_{1-2} (1 + \alpha)} = \frac{\delta p_{1-6}}{l_{1-6} (1 + \alpha)} \quad (5.22)$$

или

$$R_{1-2} = \frac{\delta H_{1-2} \cdot \gamma}{l_{1-2} (1 + \alpha)} = \frac{\delta H_{1-6} \cdot \gamma}{l_{1-6} (1 + \alpha)} \quad (5.23)$$

где  $\delta p_{1-6} = p'_1 - p_6$  и  $\delta H'_{1-6} = H'_1 - H_6$ .

Ответвления рассчитывают как транзитные участки с заданным падением давления (напора). При расчете сложных ответвлений, например ответвления 2-8-9, сначала находят расчетное направление как направление с минимальным удельным падением давления, а затем проводят все остальные операции в указанной выше последовательности.

Падение давления в паровой сети задается для гидравлического расчета по располагаемому давлению на станции и требуемому давлению у абонентов.

При проектировании конденсатопроводов, принимающих по пути конденсат, отводимый из паропроводов, необходимо, чтобы давление в конденсатопроводе было, по крайней мере, на 0,05 МПа меньше, чем в паропроводе. Указанное условие требуется для нормального дренажа конденсата из паропровода.

**Пример 5.1.** Провести гидравлический расчет двухтрубной водяной тепловой сети и построить ее пьезометрический график.

Схема тепловой сети показана на рис. 5.11, *а* и *б*, а геодезический профиль сети и высота абонентских систем нанесены на рис. 5.11, *в*,

К тепловой сети присоединены по зависимой схеме четыре отопительные установки, имеющие следующие расчетные расходы воды:

Индекс установки.....	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>
Расход воды, кг/с.....	27,8	13,9	55,6	13,9

Средняя температура воды в сети  $\tau_{cp} = 75$  °С, средний удельный вес воды  $\gamma_{cp} = 9550$  Н/м<sup>3</sup>. Расчетная температура воды в подающей линии тепловой сети  $\tau'_1 = 150$  °С.

На всех абонентских вводах должен быть обеспечен располагаемый напор  $\Delta H \geq 15$  м.

Располагаемый напор на коллекторах станции  $\Delta H_c = 95$  м.

Ниже приведены длины отдельных участков тепловой сети по трассе:

Номер							
Участка.....	<i>0-1</i>	<i>1-2</i>	<i>2-3</i>	<i>1-7</i>	<i>2-4</i>	<i>4-5</i>	<i>4-6</i>
<i>l</i> , м.....	250	650	500	500	400	300	600

На трубопроводах тепловой сети установлены следующие местные сопротивления: задвижки в начале и конце каждого участка на подающей и обратной линиях; 10 отводов под углом 90° на каждый километр трубопровода; 10 сальниковых компенсаторов на каждый километр трубопровода.

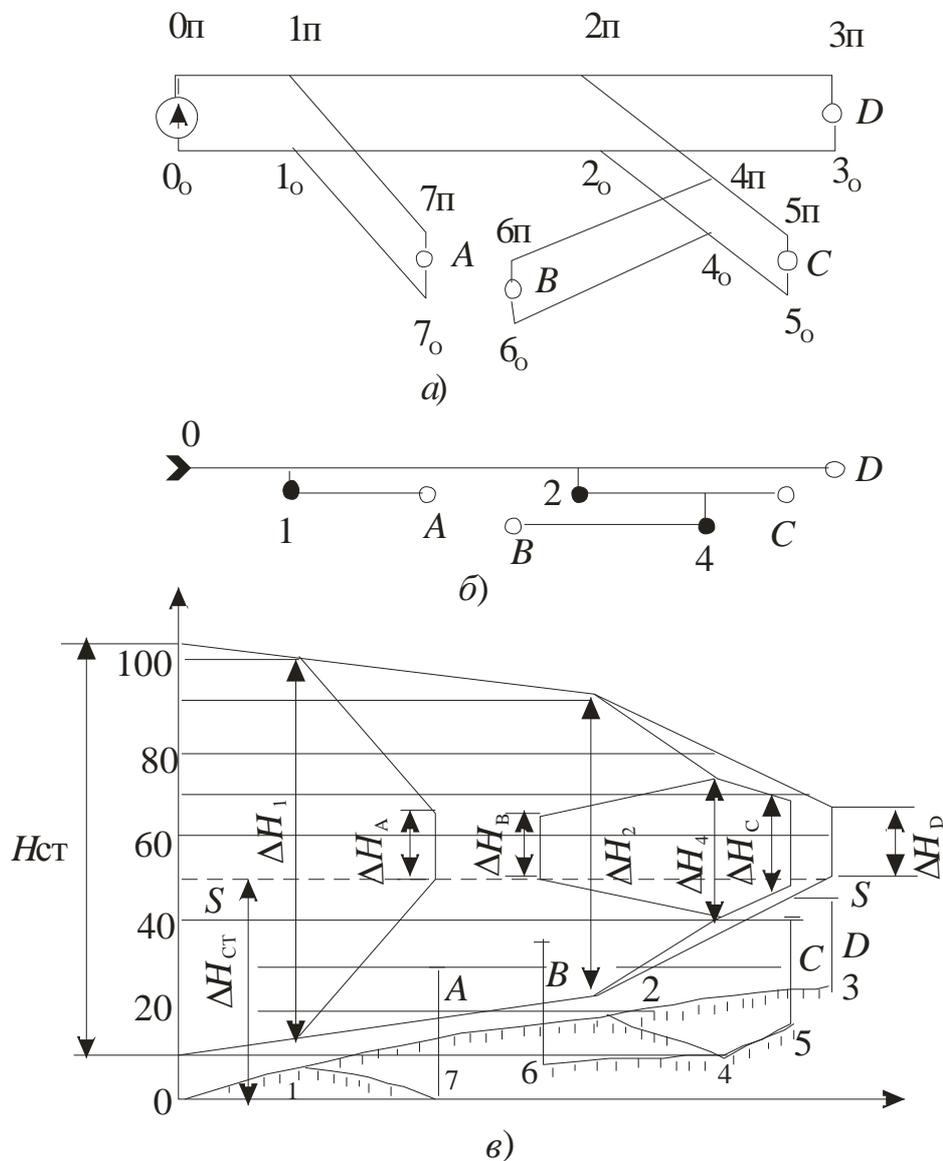


Рис. 5.11. Схемы и пьезометрический график двухтрубной водяной тепловой сети

*Решение.* Согласно порядку предварительного расчета:

1) выбираем статический напор тепловой сети  $H_{ст} = 50$  м и наносим его на пьезометрический график (линия  $S-S$ ). При этом статическом напоре обеспечивается избыточное давление в верхних точках отопительных установок, а пьезометрический статический напор в наиболее низких точках системы (отопительная установка  $A$ ) не превышает допустимого значения;

2) намечаем вид графика **гидродинамических** напоров. Располагаемая потеря напора в сети  $H_{ст} - \Delta H_a = 95 - 15 = 80$  м,

Наиболее просто эту потерю напора распределить поровну между подающей и обратной линиями тепловой сети, т. е. принять  $\delta H_{п}$

$=\delta H_0 = 40$  м, В этом случае полные напоры в подающем и обратном коллекторах на станции составят  $H_{\Pi} = 105$  м,  $H_0 = 10$  м.

Пьезометрический напор в наиболее высокой точке сети 3 в подающей линии  $H_{\Pi 3} = 105 - 40 - 25 = 40$  м. При таком пьезометрическом напоре не вскипание воды обеспечивается при  $\tau'_1 = 150^\circ\text{C}$ ;

3) выбираем расчетную магистраль. Поскольку на всех абонентских вводах должен быть обеспечен один и тот же располагаемый напор  $\Delta H_a = 15$  м, то расчетной магистралью является линия, соединяющая станцию с наиболее удаленным абонентом. В данном случае расчетной является магистраль 0-1-2-4-6.

Длина расчетной магистрали  $l_{0-6} = 1900$  м;

4) определяем на основе исходного задания и данных приложения 8 сумму коэффициентов местных сопротивлений  $\sum \xi$  на участке 0-1:

$$\sum_0^1 \xi = 2 \cdot 0,5 + 2,5 \cdot 1,2 + 2,5 \cdot 0,2 = 4,5.$$

Падение давления на участке 0-1

$$\delta p_{0-1} = \frac{40 \cdot 9550 \cdot 250}{1900} = 50200, \text{ Па.}$$

Расход воды на участке 0-1

$$G = 27,8 + 13,9 + 55,6 + 13,9 = 111,2 \text{ кг/с.}$$

По (5.10, б) определяем долю местных сопротивлений на этом участке

$$\alpha = 1,15 \cdot 3,82 \cdot \frac{4,5}{250} \sqrt{\frac{112,2}{50200/250}} = 0,22$$

5) предварительно вычисляем удельное линейное падение давления и диаметр участка 0-1:

$$R_{0-1} = \frac{\delta p_{0-1}}{l_{0-1}(1 + \alpha)} = \frac{50200}{250 \cdot 1,22} = 164, \text{ Па/м;}$$

по (5.8) находим диаметр участка

$$d_{0-1} = 117 \cdot 10^{-3} \cdot 111,2^{0,38} / 164^{0,19} = 0,266, \text{ м.}$$

### Проверочный расчет

1. Выбираем ближайший стандартный внутренний диаметр  $d_{0-1} = 309$  мм (325·8 мм).

2. По (5.6) или номограмме рис. 5.4 определяем удельное линейное падение

$$R'_{\text{л}} = 13,64 \cdot 10^{-6} \cdot 111,2^2 / 0,309^{5,25} = 79, \text{ Па/м.}$$

3. По (5.9) рассчитываем эквивалентную длину местных сопротивлений участка 0-1

$$l_{\text{э}} = 60,7 \cdot 4,5 \cdot 0,309^{1,25} = 48, \text{ м.}$$

4. По (5.11) вычисляем падение давления на участке 0-1

$$\delta p'_{0-1} = 79(250 + 48) = 23600, \text{ Па.}$$

5. Потеря напора на участке 0-1

$$\delta H'_1 = \delta H'_{0-1} / \gamma = 23600 / 9550 = 2,45, \text{ м}$$

6. Поскольку потеря напора на участке 0-1 в подающем и обратном трубопроводах сети одинакова, то располагаемый напор в точке 1 тепловой сети

$$\Delta H'_1 = H_c - 2\delta H'_{0-1} = 95 - 2 \cdot 2,45 = 90,1, \text{ м.}$$

Расчет участка 0-1 магистрали на этом заканчивается. Аналогично рассчитываются все остальные участки расчетной магистрали. Результаты расчета всех участков магистрали приведены ниже:

Величина	Размерность	Номер участка			
		0-1	1-2	2-4	4-6
$G$	кг/с	111,2	83,4	69,5	13,9
$R_{\text{л}}$	Па/м	164	187	235	260
$d$	мм	266	238	208	110
$d'$	мм	309	359	207	125
$R'_{\text{л}}$	Па/м	79	115	249	149
$L_{\text{э}}$	м	48	75,5	66	74

$\delta p'$	Па	23600	83500	108000	95000
$\delta H'$	м	2,45	8,75	11,2	9,95
$H'$	м	90,1	72,6	50,2	30,3

В аналогичной последовательности проводится также расчет ответвлений. При предварительном определении удельной линейной потери давления в ответвлении значение  $5H$  находится как разность располагаемых напоров в начальной и конечной точках ответвления. Под располагаемым напором понимается разность полных напоров в подающем и обратном трубопроводах в данной точке тепловой сети.

### 5.7. 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 особенно важно при определении расхода воды для расчета магистралей и основных ответвлений распределительных сетей.

На современном этапе развития градостроительства в старых городах происходит замена изношенного жилого фонда с печным отоплением новыми благоустроенными жилыми домами с современным санитарно-техническим оборудованием. При проектировании тепловых сетей следует предусматривать возможность присоединения этих зданий к тепловым сетям без перекладки основных коммуникаций.

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  $\varphi$ . 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 ( $G_O + G_B + G_T$ ) и обратном ( $G_O + G_B$ ) 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

$$G = \sqrt{G_{O,B}^2 + G_{O,B}G_T + 0,5G_T^2}, \quad (5.24a)$$

где  $G_{O,B}$  – суммарный расчетный расход сетевой воды на отопление и вентиляцию:  $G_{O,B} = G_B + G_O$ ;  $G_T$  – расчетный расход сетевой воды из подающего трубопровода на горячее водоснабжение. По СНиП «Тепловые сети»

$$G = G_{O,B} + 0,6G_T. \quad (5.24б)$$

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<sup>3</sup> на 1 МДж/с суммарной расчетной тепловой нагрузки.

Объем воды в местных отопительно-вентиляционных системах определяют по удельному объему воды на 1 МДж/с суммарной расчетной

отопительно-вентиляционной нагрузки из расчета  $26 \text{ м}^3$  для жилых и общественных зданий и  $13 \text{ м}^3$  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  $55 \text{ м}^3$  на  $1 \text{ МДж/с}$  ( $65 \text{ м}^3$  на  $1 \text{ Гкал/ч}$ ) 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  $5 \text{ м}^3$  на  $1 \text{ МДж/с}$  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.

## 5.8. Определение характеристик насосов

Одна из задач гидравлического расчета сети заключается в определении характеристик насосов. Рабочий напор сетевых насосов замкнутой водной сети вычисляется по формуле

$$H = \delta H_T + \delta H_{\Pi} + \delta H_O + \Delta H_K \quad (5.25)$$

где  $\delta H_T$  – потеря напора в подогревательной установке (бойлерной) станции, пиковой котельной и станционных коммуникациях (обычно  $20 - 25 \text{ м}$ );  $\delta H_{\Pi}$ ,  $\delta H_O$  – потери напора в подающей и обратной линиях тепловой сети (определяются гидравлическим расчетом сети);  $\Delta H_K$  – требуемый располагаемый напор в конечной точке сети на абонентском вводе (МТП) или групповой подстанции (ГТП) с учетом потери напора в авторегуляторах.

Значение  $\Delta H_K$  зависит от местной теплотребляющей установки и схемы ее присоединения к тепловой сети. При размещении узлов присоединения на абонентских вводах (МТП) можно принимать следующие значения  $\Delta H_K$ :

- 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 водоводяных подогревателей горячего водоснабжения и элеваторного узла 20 – 25 м.

При групповом присоединении абонентских установок к тепловой сети через ГТП значения  $\delta H_{\Pi}$  и  $\delta H_{\text{O}}$  в (5.25) 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  $\Delta H_{\text{K}}$  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.

Проектная подача рабочих сетевых насосов, устанавливаемых на станции, должна соответствовать максимальному расходу воды в сети. Количество устанавливаемых сетевых насосов должно быть не менее 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

$$H = H_{\text{CT}} + \delta H_{\text{Л}} - Z \quad (5.26)$$

где  $H_{\text{CT}}$  – статический напор в тепловой сети (обычно 60 м);  $\delta H_{\text{Л}}$  – 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, определяется по формуле

$$H = \delta H_{\text{K}} + Z \quad (5.27)$$

где  $\delta H_k$  — 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 станции 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.

### 5.9. Резервирование магистральных тепловых сетей

В современных системах теплофикации крупных городов теплота от каждой ТЭЦ подается обычно в районы теплоснабжения по нескольким параллельным магистралям. Эти магистрали обычно секционируются, т.е. разделяются с помощью секционирующих задвижек на секции длиной 1 – 3 км. Через определенные расстояния секции параллельных магистралей могут соединяться блокирующими линиями (перемычками), как это, например, показано на рис. 5.1.

В случае аварии на какой-либо секции магистрали эта секция выключается из работы и выводится в ремонт. Поток сетевой воды, который в нормальных условиях проходит через данную секцию, перепускается с помощью блокирующих перемычек через соответствующую секцию параллельной магистрали, после чего по следующей блокирующей перемычке вновь поступает в данную магистраль.

На рис. 5.12, а показана в однолинейном изображении принципиальная схема блокировки двух четырехсекционных магистралей А и В. По такой схеме блокируются отдельно подающие и обратные магистрали параллельных сетей.

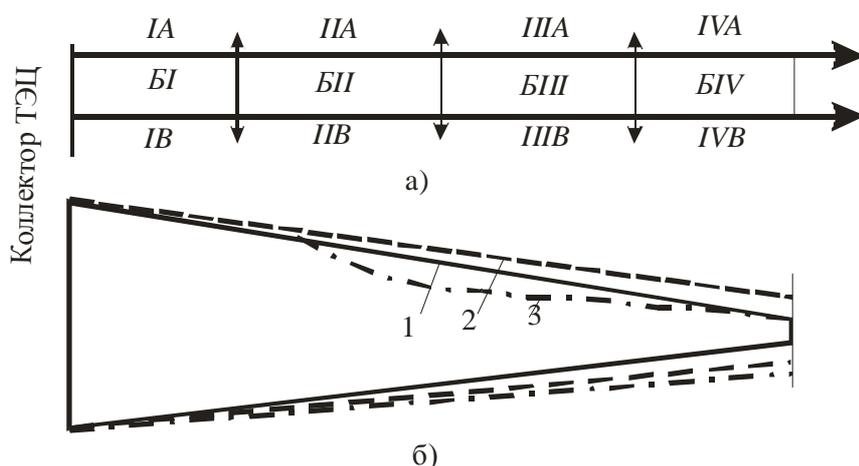


Рис. 5.12. Принципиальная схема блокировки двух четырехсекционных магистралей (а) и их пьезометрический график (б)

Если, например, в секции *IIA* подающей магистрали *A* произойдет авария, то эту секцию выключают из работы и выводят в ремонт. В этом случае поток сетевой воды, проходящий через секцию *IA*, перепускается по блокирующей перемычке *BI* в секцию *IIB*, в из нее этот поток воды возвращается в секцию *IIIA* через вторую блокирующую перемычку *BII*.

При аварийном режиме через резервирующую секцию, в нашем примере через секцию *IIB*, проходит увеличенный расход воды, что вызывает соответствующее увеличение потери напора на этом участке. Для того чтобы при возможном аварийном режиме на одной из секций магистрали расходы воды у абонентов оставались неизменными или изменялись незначительно, магистральные сети должны обладать определенной резервирующей способностью. Для этой цели диаметры таких магистралей должны определяться, исходя из некоторого более низкого значения удельного линейного падения давления  $R_{\text{Л}}^{\text{P}}$  по сравнению с  $R_{\text{Л}}$  для сети без резерва:

$$R_{\text{Л}}^{\text{P}} = k_{\text{R}}^{\text{P}} R_{\text{Л}} \quad (5.18)$$

где  $k_{\text{R}}^{\text{P}}$  — коэффициент резервирования по удельному падению давления.

Из условия обеспечения при аварийном режиме расчетного расхода воды у всех тепловых потребителей коэффициент резервирования для двухтрубной тепловой сети с постоянным удельным линейным падением давления вдоль главной магистрали и одинаковой длиной всех секций вычисляется по формуле

$$k_{\text{R}}^{\text{P}} = n/(n + 2) \quad (5.19)$$

где  $n$  – число секций по трассе магистрали.

При выводе (5.18) не учитывалась возможность одновременной аварии на подающей и обратной линиях из-за малой вероятности такой ситуации. Падение давления в двух блокирующих перемычках (в начале и в конце участка), включаемых в работу при аварии, принято равным падению давления в одной секции магистрали при нормальном режиме.

Резервирующая способность может быть задана при проектировании и учтена с помощью коэффициента резервирования, отнесенного к другим расчетным параметрам, например к расходу теплоносителя или к диаметру участков магистрали, в виде

$$G^{\text{P}} = k_{\text{G}}^{\text{P}} G \quad (5.20 \text{ а})$$

или

$$d^{\text{P}} = k_{\text{d}}^{\text{P}} d, \quad (5.20 \text{ б})$$

где  $G^P$  и  $d^P$  – расчетные расходы и диаметры участков магистрали, выбранные с учетом резервирования;  $G$ ,  $d$  – те же параметры в сети без учета резервирования;  $k_G^P$  – коэффициент резервирования по расчетному расходу воды;  $k_d^P$  – коэффициент резервирования по расчетному диаметру магистрали:

$$k_G^P = \sqrt{(n+2)/n}; \quad (5.21 \text{ а})$$

$$k_d^P = [(n+2)/n]^{0,19}. \quad (5.21 \text{ б})$$

Подача и напоры сетевых насосов в источниках теплоты, а также мощность их приводных двигателей должны выбираться в рассматриваемых условиях по аварийному режиму.

На рис. 5.13 дана зависимость коэффициентов резервирования  $k_R^P$ ,  $k_G^P$ ,  $k_d^P$  от числа секций магистральной тепловой сети.

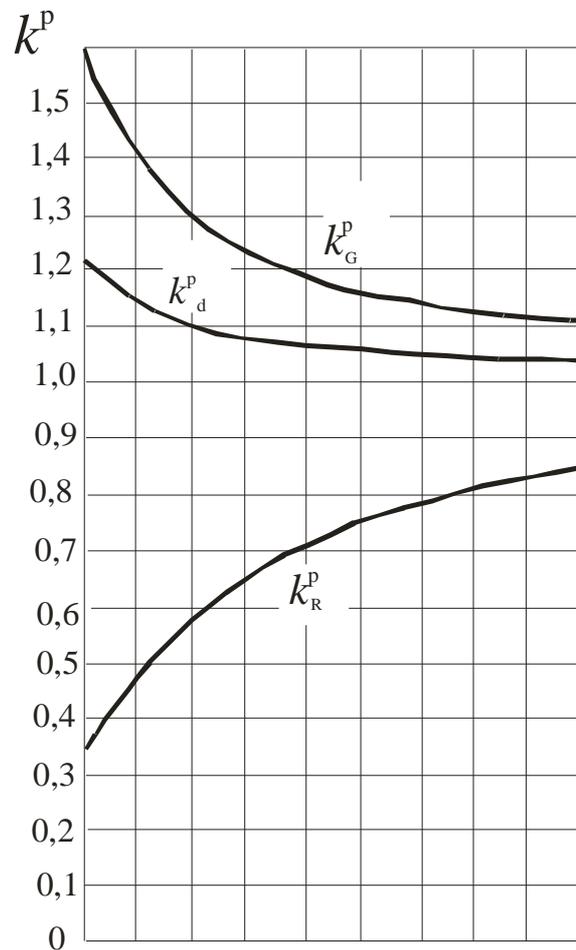


Рис. 5.13. Зависимость коэффициентов резервирования от числа секций магистральной сети

Коэффициент резервирования по диаметру магистрали  $k_d^p$ , непосредственно влияющий на размер капиталовложений в тепловые сети, заметно уменьшается с увеличением числа секций магистралей от одной до пяти-шести. При дальнейшем увеличении числа секций значение  $k_d^p$  изменяется мало. В то же время увеличение числа секций вызывает дополнительные начальные затраты на сооружение секционирующих камер и дублирующих связей. Поэтому число секций больше пяти-шести, как правило, экономически не оправдано.

На рис. 5.12, б приведен пьезометрический график тепловой сети состоящей из двух сблокированных четырехсекционных магистралей  $A$  и  $B$  (см. рис. 5.12, а). Линия 1 – пьезометрический график тепловой сети, запроектированного без учета резервирования, при нормальной ее работе; линия 2 – то же, но с учетом резервирования ( $k_R^p < 1$ ); линия 3 – график сети, запроектированного с учетом резервирования, но при аварийном выключении из работы секции  $IIA$ .

Как видно из пьезометрического графика, при аварийном выключении участка  $IIA$  в конечных точках магистрали поддерживаются располагаемые напоры, необходимые для нормальной работы абонентов. Без учета резервирования такие режимы реализовать невозможно. При учете резервирования повышается гидравлическая устойчивость системы теплоснабжения, так как существенно возрастает располагаемый напор в конечных точках магистральной сети при нормальном режиме.

### 5.10. Расчет длинных транзитных паро- и газопроводов

При транспорте упругой среды (газа или пара) по длинным трубопроводам происходит заметное падение давления вдоль трубопровода.

В этих условиях удельное падение давления пара переменное, так как плотность среды, а следовательно, и ее скорость изменяются по длине трубопровода.

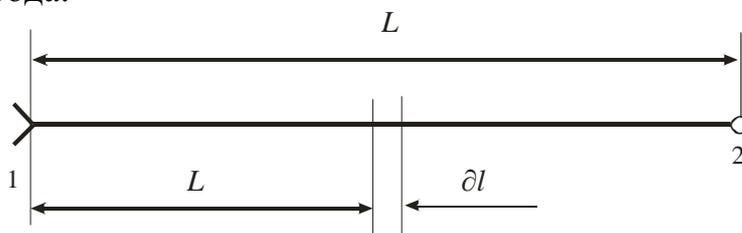


Рис.5.14. Схема линии перегретого пара

Рассмотрим, как изменяется давление среды по длине трубопровода. Пусть газ или пар движется по трубопроводу длиной  $L$  от точки 1 к

точке 2 (рис. 5.14). Состояние среды в точке 1 определяется давлением  $p_1$ , абсолютной температурой  $T_1$  и плотностью  $\rho_1$ .

Обозначим удельную линейную потерю давления в начале трубопровода через  $R_1$  и долю местных потерь давления через  $\alpha$ . Выделим в трубопроводе бесконечно малый участок длиной  $dl$ . Обозначим среднее давление среды на этом участке через  $p$ , температуру через  $T$ , плотность через  $\rho$  и падение давления через  $\partial p$ .

Так как удельное падение давления обратно пропорционально плотности среды, то падение давления на участке  $dl$  составит

$$-\partial p = R_1(1 + \alpha) \frac{\rho_1}{\rho} dl \quad (5.22)$$

Знак минус в левой части (5.22) соответствует падению давления. Принимая в первом приближении плотность среды прямо пропорциональной давлению и обратно пропорциональной абсолютной температуре, получаем

$$\frac{\rho_1}{\rho} = \frac{p_1}{p} \cdot \frac{T}{T_1}, \quad (5.23)$$

откуда

$$-\partial p = R_1(1 + \alpha) \frac{p_1}{p} \frac{T}{T_1} dl$$

или

$$-p \partial p = R_1(1 + \alpha) p_1 \frac{T}{T_1} dl \quad (5.24)$$

Проинтегрируем (5.24) в пределах изменения давления от  $p_2$  до  $p_1$  и длины трубопровода от  $L$  до 0

$$-\int_{p_2}^{p_1} p \partial p = \int_0^L R_1(1 + \alpha) p_1 \frac{T}{T_1} dl$$

в результате получим

$$\frac{p_1^2}{2} - \frac{p_2^2}{2} = R_1(1 + \alpha) p_1 \frac{T_{\text{ср}}}{T_1} L \quad (5.25a)$$

После соответствующих преобразований выражение для конечного давления среды в трубопроводе принимает вид

$$p_2 = p_1 \sqrt{1 - \frac{2R_1(1 + \alpha) T_{\text{ср}}}{p_1 T} L} \quad (5.26a)$$

По (5.26a) можно определить давление в конце паропровода длиной  $L$  по заданным параметрам пара  $p_1$ ,  $T_1$  и удельному линейному падению давления  $R_1$  в начале паропровода. Поскольку

$$p_1 = p_2 \frac{\rho_1 T_1}{\rho_2 T_2} \quad \text{и} \quad R_1 = R_2 \frac{\rho_2}{\rho_1}$$

то выражение (5.25a) может быть представлено в следующей модификации:

$$\frac{p_1^2}{2} - \frac{p_2^2}{2} = R_2(1 + \alpha) p_2 \frac{T_{\text{ср}}}{T_1} L \quad (5.25б)$$

где  $R_2$  – удельное линейное падение давления в конце паропровода.

На основе (5.25б) выводится формула для определения давления пара в начале паропровода  $p_1$  по заданным параметрам  $p_2$ ,  $T_2$  и удельному линейному падению давления  $R_2$  в конце паропровода:

$$p_1 = p_2 \sqrt{1 + \frac{2R_2(1 + \alpha) T_{\text{ср}}}{p_2 T_2} L} \quad (5.26б)$$

Отношение  $T_{\text{ср}} / T_1$  выбирается на основании данных теплового расчета трубопровода. При расчете трубопроводов насыщенного пара можно отношение  $T_{\text{ср}} / T_1$  принимать равным единице.

Уравнение (5.25б) можно представить также в следующем виде:

$$\delta p_{\text{уп}} = R_1(1 + \alpha) \frac{p_1 T_{\text{ср}}}{p_{\text{ср}} T_1} L \quad (5.27)$$

где  $\delta p_{\text{уп}} = p_1 - p_2$  — падение давления упругой среды в трубопроводе;  
 $p_{\text{ср}} = (p_1 + p_2) / 2$  – среднее давление среды в трубопроводе,  
 $T_{\text{ср}} = (T_1 + T_2) / 2$  – средняя температура среды в трубопроводе.

Падение давления неупругой среды при тех же значениях  $R_1, a, L$

$$\delta p_H = R_1(1 + \alpha)L \quad (5.28)$$

Отношение падения давления упругой среды к падению давления неупругой среды при одних и тех же значениях  $R_1, a, L$

$$\frac{\delta p_{уп}}{\delta p_H} = \frac{p_1}{p_{ср}} \frac{T_{ср}}{T_1} \quad (5.29)$$

На рис. 5.15 показан характер изменения давления неупругой  $H$  и упругой  $УП$  среды вдоль трубопровода. При движении неупругой среды  $\delta p/l = \text{const}$ , упругой  $\delta p/l = \text{var}$ .

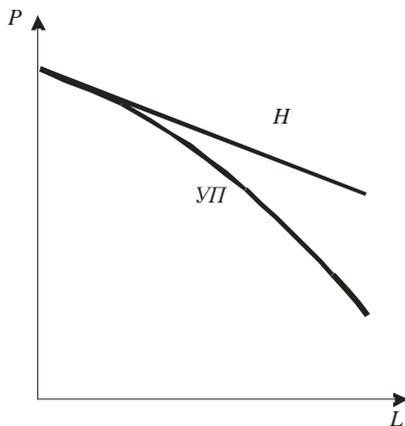


Рис. 5.15. Характер изменения давления вдоль трубопровода с неупругой  $H$  и упругой  $УП$  средой

Если заданы параметры транспортируемой среды  $p_1$  и  $T_1$  в начале трубопровода и давление  $p_2$  в конце трубопровода, то на основе (5.26) легко определить удельное падение давления в начале трубопровода  $R_1$ , по которому должен выбираться его диаметр

Из совместного решения (5.10) и (5.23) можно получить выражение для расчета доли местных потерь давления в трубопроводах, транспортирующих упругие среды,

$$R_1 = \frac{p_{ср}}{p_1} \frac{T_1}{T_{ср}} \frac{\delta p}{L(1 + \alpha)} \quad (5.30)$$

$$\alpha = 1,15 A_\alpha \sqrt{\frac{G}{\sqrt{\frac{p_{ср}}{p_1} \frac{T_1}{T_{ср}} \frac{\delta p}{L} \rho_1}}} \quad (5.31)$$

где  $G$  – расход среды, кг/с;  $\rho_1$  – плотность среды в начале трубопровода, кг/м<sup>3</sup>;  $p_1, \delta p$  – давление в начале трубопровода и перепад давлений в трубопроводе, Па.

Диаметр трубопровода определяется по (5.8) по заданному расходу  $G$ , удельному линейному падению давления в начале трубопровода  $R_1$ , плотности среды в начале трубопровода  $\rho_1$ .

### *Контрольные вопросы и задания*

1. Из какого условия выбирается расстояние между секционирующими задвижками магистральных водяных тепловых сетей?
2. Какова основная цель блокировки смежных магистралей водяных тепловых сетей? Изобразите принципиальную схему такой блокировки. Почему блокируются трубопроводы только больших диаметров?
3. Напишите уравнение Бернулли для установившегося движения несжимаемой жидкости по участку трубопровода, Назовите значения и размерности членов этого уравнения.
4. Какая связь между напором и давлением? Какие размерности имеют эти параметры? Как они взаимно пересчитываются?
5. Напишите формулу Дарси для расчета удельного линейного падения давления в трубопроводе. Назовите значения и размерности членов этого уравнения.
6. Что такое эквивалентная относительная шероховатость стенки трубопровода?
7. Как определяется местное падение давления в трубопроводе? Почему эквивалентная длина местного сопротивления зависит от диаметра трубопровода? Из каких уравнений это следует?
8. Изложите основные требования к режиму давлений водяных тепловых сетей из условия надежности работы системы теплоснабжения.
9. Какое преимущество имеет установление общей статической зоны для всей системы теплоснабжения? Всегда ли возможно такое решение? Чем ограничивается такая возможность?
10. На основе каких условий на пьезометрический график наносятся уровни допустимых максимальных и минимальных пьезометрических напоров для подающей и обратной линий системы теплоснабжения?
11. Из каких условий выбираются схемы присоединения установок к водяным тепловым сетям?
12. Приведите исходные данные для гидравлического расчета разветвленной водяной тепловой сети. Какова последовательность отдельных расчетных операций?
13. Приведите исходные данные для гидравлического расчета разветвленной паровой сети. В чем состоит методика расчета?
14. По какому расходу воды выбираются диаметры тепловой сети в открытых системах теплоснабжения?

15. Как определяется рабочий напор сетевых насосов водяной тепловой сети? Из каких слагаемых он состоит?
16. Как определяется рабочий напор подпиточных насосов в открытых системах теплоснабжения?
17. По какому расходу сетевой воды устанавливается проектная подача сетевых насосов? Какое допускается минимальное количество сетевых насосов на станции?
18. В чем состоит метод определения давления в конце длинного транзитного паропровода?

## 6. Гидравлический режим тепловых сетей

### 6.1. Гидравлическая характеристика системы

Водяные 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. На рис. 6.1 кривая 1 – характеристика насоса; кривая 2 – характеристика тепловой сети; точка А – 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.

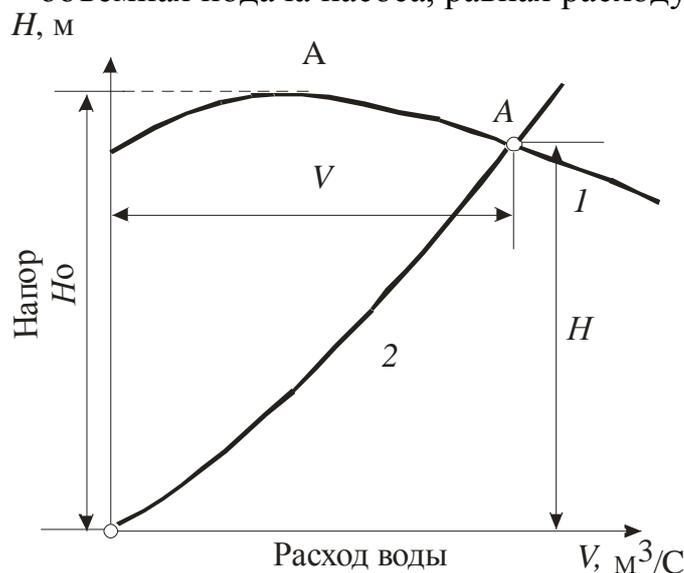


Рис. 6.1. Гидравлическая характеристика насоса и тепловой сети

Гидравлической характеристикой насоса называется зависимость напора  $H$  или перепада давлений  $\Delta p$ , создаваемого насосом, от объемной подачи насоса  $V$ . Характеристики насосов обычно определяются заводами-изготовителями или могут быть построены по данным испытания.

При постоянной частоте вращения рабочего колеса рабочий участок характеристики центробежного насоса может быть приближенно описан уравнением

$$H = H_0 - s_0 V^2, \quad (6.1)$$

где  $H_0$  – условный напор насоса при расходе  $V = 0$ ;  $s_0$  – условное внутреннее сопротивление насоса,  $\text{м} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^6$ .

В приложениях 12 – 13 приведены технические характеристики ряда сетевых насосов, применяемых в современных теплофикационных системах.

При постоянной частоте вращения мощность, потребляемая насосом,

$$N = N_{\text{н}} \left[ x + \frac{V}{V_{\text{н}}} (1 - x) \right], \quad (6.2)$$

где  $V_{\text{н}}$ ,  $N_{\text{н}}$  – подача и мощность насоса при номинальном режиме (при максимальном КПД);  $N$  – мощность насоса при подаче  $V$ ,  $x = N_x / N_{\text{н}}$  – 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

$$N_{\text{н}} = V_{\text{н}} \Delta p_{\text{н}} / \eta_{\text{н.у}}, \quad (6.2 \text{ а})$$

где  $\Delta p_{\text{н}}$  – перепад давлений, развиваемый насосом при номинальном режиме, Па;  $V_{\text{н}}$  – подача насоса,  $\text{м}^3 / \text{с}$ ;  $\eta_{\text{н.у}}$  – КПД насосной установки (произведение КПД насоса  $\eta_{\text{н}}$  на КПД электродвигателя  $\eta_{\text{д}}$ ).

При номинальном режиме в среднем  $\eta_{\text{н.у}} = 0,7 - 0,8$ . Так как потеря напора в тепловых сетях, как правило, подчиняется квадратичному закону, то характеристика тепловой сети представляет собой квадратичную параболу, описываемую уравнением

$$\Delta H = s_H V^2 \quad \text{или} \quad (6.3)$$

$$\Delta p = s V^2, \quad (6.4)$$

где  $\Delta H$  – потеря напора, м;  $\Delta p$  – падение давления, Па;  $V$  – расход воды, м<sup>3</sup>/с;  $s_H$  — сопротивление сети, выраженное через единицы напора (потеря напора при  $V = 1$ ), Па·с<sup>2</sup> / м<sup>6</sup>;

$s = s_H \rho_g = s_H \gamma$  — сопротивление сети, выраженное через единицы давления (падение давления при  $V = 1$ ), Па·с<sup>2</sup> / м<sup>6</sup>;  $\rho$  — плотность воды, кг/м<sup>3</sup>;  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup> – ускорение свободного падения;  $\gamma$  — удельный вес воды, Н/м<sup>3</sup>.

Из совместного решения (5.7), (5.8), (5.9), (6.3) и (6.4) находим

$$s = A_R (l + l_3) \rho / d^{5,25} \quad (6.5a)$$

$$s_H = A_R (l + l_3) / g d^{5,25} \quad (6.5b)$$

где  $A_R = 0,0894 k_3^{0,25} \text{ м}^{0,25}$ .

Как видно из (6.5), 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  $\Delta p$ .

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  $s_H$  обычно используется при построении пьезометрических графиков. В отличие от сопротивления  $s$  сопротивление  $s_H$  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:

$$n_1/n_2 = V_1/V_2 = \sqrt{H_1/H_2} = \sqrt[3]{N_1/N_2}, \quad (6.6)$$

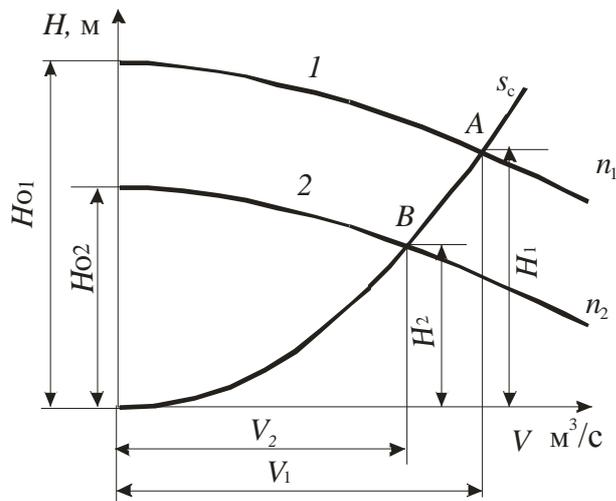


Рис. 6.2. Гидравлический режим системы при разной частоте вращения насосов

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  $n_2$ .

На рис. 6.2 приведена характеристика насоса при двух значениях частоты вращения  $n_1$  и  $n_2$ .

Уравнение характеристики насоса при частоте вращения  $n_1$  (кривая 1)

$$H = H_{01} - s_0 V^2,$$

При сопротивлении сети  $s_c$ , рабочая точка насоса  $A$  находится из условия равенства напора, развиваемого насосом, потере напора в тепловой сети:

$$H_1 = H_{01} - s_0 V_1^2 = s_c V_1^2, \quad (6.7)$$

откуда

$$V_1 = \sqrt{\frac{H_{01}}{s_0 + s_c}}; \quad (6.8)$$

$$H_1 = s_c V_1^2 = \frac{s_c}{s_0 + s_c} H_{01}.$$

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

$$H_2 = H_{02} - s_0 V_2^2 = \frac{n_2^2}{n_1^2} H_{01} - s_0 V_2^2$$

Из условия равенства напора, развиваемого насосом, потере напора в тепловой сети следует

$$V_2 = \sqrt{\frac{H_{02}}{s_0 + s_c}} = \frac{n_2}{n_1} \sqrt{\frac{H_{01}}{s_0 + s_c}}; \quad (6.8б)$$

$$H_2 = \frac{s_0}{s_0 + s_c} H_{02} = \frac{n_2^2}{n_1^2} \frac{s_0}{s_0 + s_c} H_{01}.$$

С увеличением сопротивления тепловой сети  $s_c$  возрастает напор, развиваемый насосом, и снижается его подача.

При  $s_c = \infty$ ,  $V=0$  и  $H = H_0$  характеристика насоса совпадает с осью ординат. При  $s_c = 0$ ,  $V = \sqrt{H_0/s_0}$  и  $H = 0$  характеристика насоса совпадает с осью абсцисс. При  $0 < s_c < \infty$ ,  $\sqrt{H_0/s_0} > V > 0$ ;  $0 < H < H_0$ .

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. 6.3, 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,  $ab + ac = ad$ .

Суммарная характеристика группы  $m$  параллельно включенных насосов, имеющих одинаковые характеристики, описывается приближенным уравнением

$$H_{\text{пар}} = H_0 - s_0^{\text{пар}} (\sum V)^2, \quad (6.9a)$$

где  $H_{\text{пар}}$  - напор насосной группы;  $s_0^{\text{пар}} = s_0 / m^2$  условное внутреннее сопротивление насосной группы,  $\sum V$  — суммарная объемная подача насосной группы.

Построение суммарной характеристики последовательно включенных насосов проводится путем сложения напоров при одних и тех же расходах. Например, если (рис. 6,3, 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,  $ab + ac = al$ .

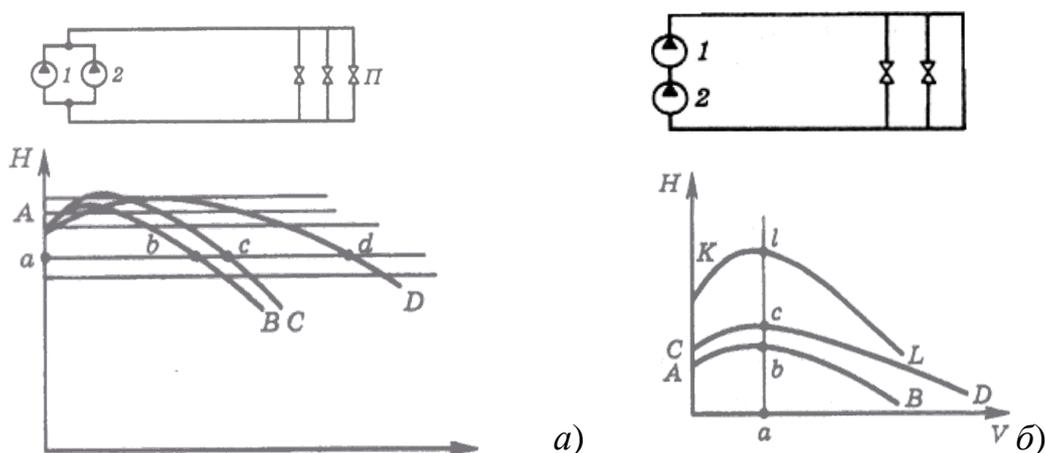


Рис.6.3. Построение суммарной характеристики насосов:

а) — параллельно включенных; б) — последовательно включенных

Суммарная характеристика группы  $m$  последовательно включенных насосов, имеющих одинаковые характеристики, описывается приближенным уравнением

$$H^{\text{пос}} = n(H_0 - s_0 V^2). \quad (6.9б)$$

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. 6.4 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  $V_2$ .

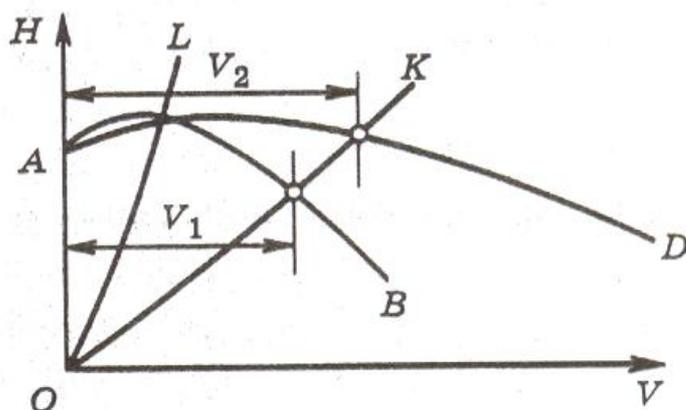


Рис. 6.4. Изменение расхода воды в сети при параллельном включении насосов

Таким образом, два насоса подают больше воды, чем один. Если характеристика сети имеет вид  $OL$ , то подача воды останется одной и той же, как при одном, так и при двух насосах.

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  $s_1$ ,  $s_2$  и  $s_3$  – сопротивления трех последовательных участков сети, Суммарное сопротивление этих участков

$$s = s_1 + s_2 + s_3 \quad (6.10)$$

Если участки соединены параллельно, то для суммирования характеристик удобно пользоваться другим гидравлическим показателем – проводимостью, под которой понимается величина, обратная корню квадратному из сопротивления:

$$a = 1/\sqrt{s} = V/\sqrt{\Delta p}. \quad (6.11)$$

Пусть  $a_1, a_2, a_3$  — проводимости трех параллельно соединенных участков сети. Суммарная проводимость этих участков равна их арифметической сумме

$$a = a_1 + a_2 + a_3. \quad (6.12)$$

Таким образом, суммирование характеристик участков тепловой сети выполняется по следующему правилу: при последовательном соединении складываются сопротивления, при параллельном — проводимости.

Приведенный на рис. 6.3 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.

На рис. 6.5, *a* показана схема тепловой сети с двумя параллельно работающими насосными установками *A* и *B*, подающими воду в район теплоснабжения, условно показанный в виде одного потребителя теплоты *П*.

От насоса *A* вода поступает в район теплоснабжения по участку магистральной тепловой сети *C*. Для построения суммарной характеристики двух насосных установок необходимо предварительно привести характеристику насоса *A* из узла 1-1, где он установлен, в узел 2-2, где установлен насос *B*. Такое приведение показано на рис. 6.5, *б* и *в*. На приведенной характеристике насоса  $A_2$  напоры при любом расходе воды равны разности действительных напоров, развиваемых этим насосом, описываемых характеристикой  $A_1$ , и потери напора в сети на участке *C*.

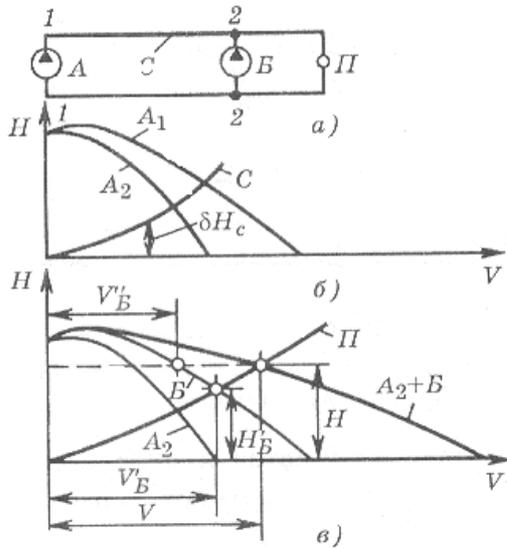


Рис. 6.5. Построение гидравлической характеристики системы с насосными установками, включенными в разных узлах

а — принципиальная схема; б — приведение характеристики насоса А к узлу 2-2; в — определение расходов воды и напоров при параллельной работе насосов

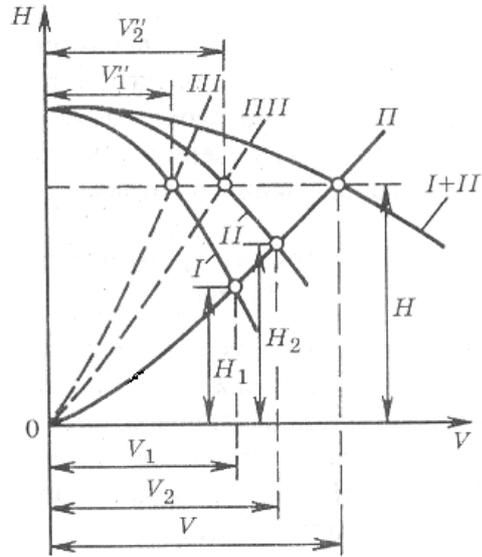


Рис. 6.6. Параллельная работа двух насосов I и II на общую систему Π

После приведения характеристик насосов А и В к одному и тому же общему узлу 2-2 они складываются по обычному методу сложения характеристик параллельно работающих насосов, приведенному на рис. 6.3, а. На рис. 6.5, в показаны приведенная характеристика насоса А ( $A_2$ ), характеристика насоса В, их суммарная характеристика ( $A_2+B$ ) и характеристика системы потребителя Π. Как видно из рисунка, при работе только одного насоса В напор в узле 2-2 равен  $H'_B$ , расход воды  $V'_B$ . При подключении второго насоса А напор в узле 2-2 возрастает до  $H > H'_B$ , а суммарный расход воды насосной установки увеличивается до  $V > V'_B$ . Однако непосредственная подача насоса В уменьшается при этом до  $V''_B < V'_B$ .

На рис. 6.6 приведены характеристики насосов I и II, их суммарная характеристика ( $I+II$ ) и характеристика сети Π, на которую они работают.

При работе только одного насоса I на сеть Π развиваемый напор равен  $H_1$  и подача воды в сеть  $V_1$ . Аналогично при работе одного насоса II на сеть Π развиваемый напор равен  $H_2$  и подача воды  $V_2$ . При одновременной работе обоих насосов на сеть Π развиваемый напор равен  $H$ , а подача воды в сеть равна  $V$ . При этом подача каждого из насосов при их

параллельной работе меньше, чем при раздельной работе на ту же сеть. Так, при параллельной работе подача насоса *I*  $V_1'' < V_1$ , а подача насоса *II*  $V_2'' < V_2$ .

Характеристику сети *II* при параллельной работе двух насосов можно условно представить как суммарную характеристику двух параллельно включенных сетей *III* и *III*. Сопротивление каждой сети и больше суммарного сопротивления *s* сети *II*.

Сопротивление сети *III*  $s_1 = H/(\varphi_1^2 V^2) > H/V^2 = s$ ; сопротивление сети *III*  $s_{11} = H/(\varphi_2^2 V^2) > H/V^2 = s$ , где  $\varphi$  — долевые расходы потоков;  $\varphi_1 = V_1''/V$ ;  $\varphi_2 = V_2''/V$ .

Из приведенных соотношений следует, что

$$s_1 \varphi_1^2 = s_{11} \varphi_2^2 = H/V^2 = s. \quad (6.13)$$

Таким образом, при одновременном поступлении в систему нескольких потоков воды гидравлическое сопротивление, испытываемое каждым потоком, равно сопротивлению системы, деленному на квадрат долевого расхода данного потока.

## 6.2. 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. 6.7 показан пьезометрический график открытой системы теплоснабжения, в которой абонентские вводы оснащены автоматикой и работают по принципу связанного регулирования.

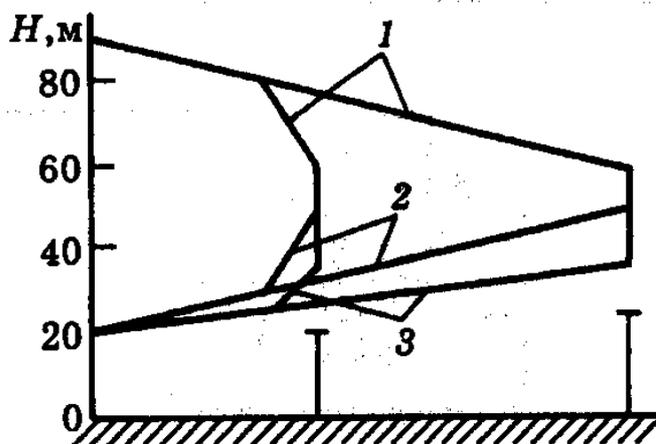


Рис. 6.7. Пьезометрический график открытой системы теплоснабжения со связанным автоматическим регулированием на абонентских вводах  
 1 — подающая линия; 2 — обратная линия при отсутствии водоразбора ( $1'_{\text{в}} = 0$ ); 3 — обратная линия при водоразборе, равном 30 % расхода воды в подающей линии

В рассматриваемой системе пьезометрический график подающей линии тепловой сети сохраняется неизменным при любом водоразборе, так как расход воды в подающей линии тепловой сети поддерживается 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  $\varphi$  одинакова у всех абонентов.

Теоретические исследования гидравлического режима открытых систем теплоснабжения, проведенные С.А. Чистовичем [143], показывают, что для выполнения этого условия начальная регулировка сети при выключенном водоразборе должна проводиться по принципу так называемой «горизонтальной дорожки», т.е. так, чтобы при чисто отопительной нагрузке сети на всех абонентских вводах были одинаковые полные

напоры в подающей линии перед элеваторами и одинаковые полные напоры в обратной линии после отопительных установок.

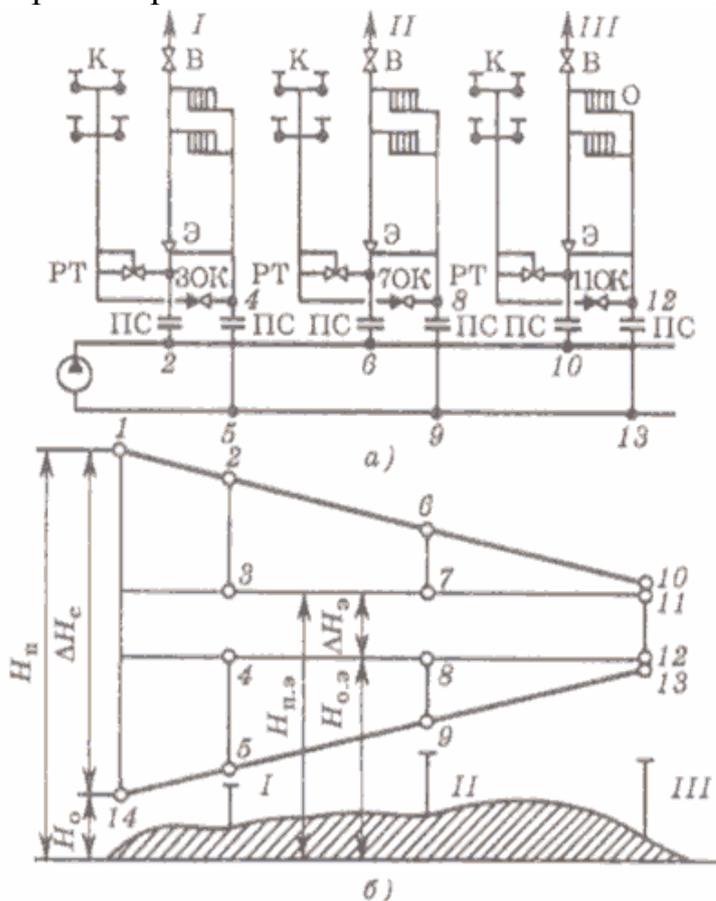


Рис. 6.8 Схема открытой системы теплоснабжения с абонентскими вводами, отрегулированными по принципу «горизонтальной дорожки» (а) и пьезометрический график этой системы (б)

В – воздушный кран; К – водоразборный кран; О – отопительный прибор

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  $H_{0.э}$ . Располагаемый напор в элеваторных узлах всех отопительных установок один и тот же  $\Delta H = H_{п.э} - H_{0.э}$ .

### 6.3. Гидравлический режим сетей с насосными и дросселирующими подстанциями

В современных крупных системах теплоснабжения нередко сооружаются подстанции. Последнее вызывается обычно неблагоприятным

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 на отопление у всех абонентов. На рис. 6.8, а показана принципиальная схема такой тепловой сети, а на рис. 6.8, б – пьезометрический график этой сети при

профилем района, большой дальностью передачи теплоты, высокой расчетной температурой воды в подающей линии (превышающей допустимый уровень для абонентских установок), необходимостью значительного увеличения пропускной способности действующих тепловых сетей без их перекладки и т.п. Схема подстанции и ее размещение в сети определяются конкретным назначением.

Преимущество подстанции по сравнению с индивидуальными установками заключается, как правило, в централизованном управлении системой и упрощении ее эксплуатации.

Все основное оборудование на подстанциях оснащается приборами авторегулирования, а при отсутствии постоянного дежурного поста также приборами дистанционного контроля и управления. Основное оборудование подстанций состоит в большинстве случаев из насосов, дросселирующих устройств, приборов регулирования, управления и контроля.

В приложениях 10,11 и 12 приведены характеристики ряда насосов, часто устанавливаемых на местных и групповых подстанциях. Рассмотрим некоторые схемы тепловых сетей с подстанциями.

На рис. 6.9 дана схема сети с насосной подстанцией на подающей линии. Подстанция 2 предназначена для повышения напора у абонентов группы II, присоединенных в конечных точках сети.

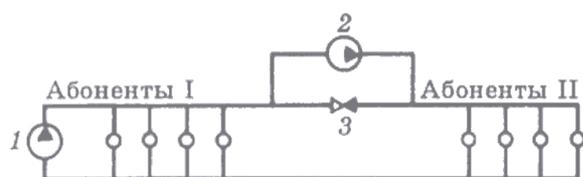


Рис. 6.9. Схема сети с насосной подстанцией на подающей линии

1 – насосная установка на ТЭЦ; 2 – насосная установка на подстанции; 3 – обратный затвор

Но подстанция не всегда единственно возможное решение задачи. Во многих случаях тот же технический эффект может быть получен и другим путем, например при оснащении соответствующими устройствами всех абонентских установок. В этом случае подстанция заменяется многочисленными индивидуальными установками.

На рис. 6.10, а рассмотрена схема тепловой сети со смешительными насосными подстанциями на ответвлениях от главной магистрали сети.

Необходимость в сооружении таких насосных подстанций возникает в тех случаях, когда расходы воды в абонентских установках должны быть больше расходов воды, подаваемой в эти установки из тепловой сети.

Смесительные насосы работают параллельно с насосной установкой ТЭЦ, поэтому включение в работу смесительных насосов приводит к уве-

личению гидравлического сопротивления потоку воды, поступающему из тепловой сети. Это вызывает уменьшение расхода воды из тепловой сети и увеличение располагаемых напоров в узлах включения насосных подстанций. Чем больше напоры  $H$ , развиваемые насосами смесительных подстанций, тем больше доля воды  $\phi$ , подаваемая этими насосами в абонентские установки, и соответственно меньше доля воды  $(1-\phi)$ , поступающей в эти установки из тепловой сети.

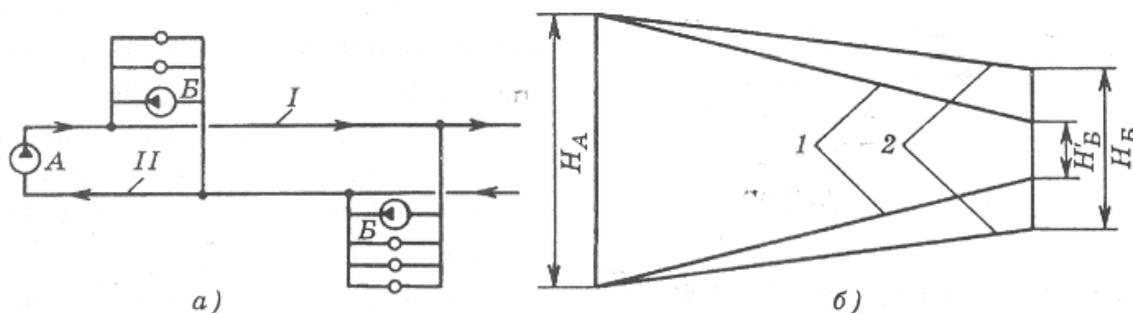


Рис. 6.10. Схема (а) и пьезометрический график (б) тепловой сети со смесительными насосными подстанциями

$H_A$  – напор на коллекторах ТЭЦ;  $H_B$  – напор в узле  $B$ ;  $I$  – подающая линия;  
 $II$  — — — — обратная линия

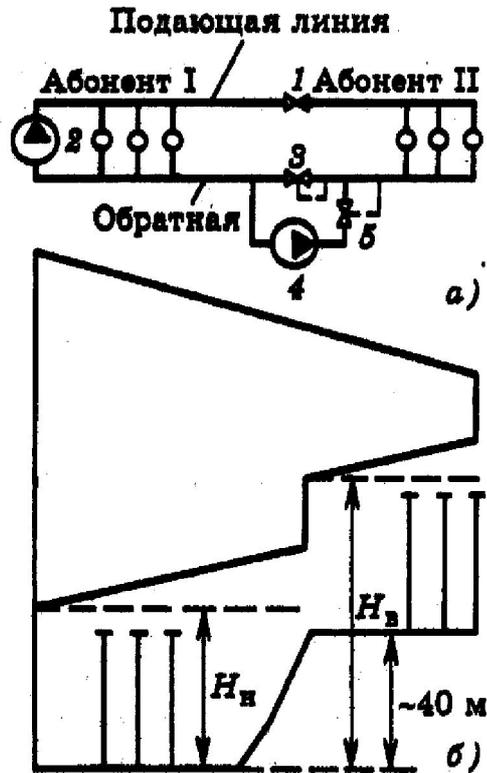
На рис. 6.10, б приведен пьезометрический график рассматриваемой сети при двух режимах ее работы; без насосных смесительных подстанций 1 и с насосными смесительными подстанциями 2.

На рис. 6.11 показана схема двухтрубной тепловой сети с дросселирующей подстанцией и пьезометрический график этой сети.

В связи с большой разностью вертикальных отметок поверхности земли верхней и нижней частей района, составляющей в данном случае около 40 м, при присоединении отопительных установок к тепловой сети по зависимой схеме необходимо установить разные гидростатические напоры  $H_n$  и  $H_b$  для абонентов, расположенных на разных геодезических отметках.

Эта задача решается с помощью установленных на дроссельной подстанции регулятора давления «до себя» 3 на обратной линии и обратного клапана или затвора 1 на подающей линии тепловой сети.

При гидростатическом режиме системы теплоснабжения, т.е. когда сетевой насос 2 выключен, утечка сетевой воды из верхней зоны восполняется водой из нижней зоны с помощью подпиточного насоса 4 и регулятора подпитки 5, установленного на подстанции.



При гидродинамическом режиме обратный клапан или затвор  $1$  открыт, а регулятор  $3$  поддерживает за счет дросселирования заданный напор  $H_b$ , в конце обратной линии верхней зоны района.

Рис. 6.11. Принципиальная схема двухтрубной водяной тепловой сети с двумя статическими зонами (а) и пьезометрический график этой сети (б)

/ – обратный затвор; 2 – насосы на ТЭЦ; 3 – регулятор давления «до себя»; 4 – подпиточный насос верхней зоны; 5 – регулятор подпитки верхней зоны

На рис. 6.12, а показана схема двухтрубной водяной тепловой сети с насосной подстанцией  $3$  на обратной линии. Если ГТП или абонентские вводы оснащены регуляторами расхода, поддерживающими постоянный расход сетевой воды через абонентские установки, то включение в работу насосной подстанции  $3$  не вызывает изменения расхода воды в тепловой сети.

Полный напор во всех точках обратной магистрали перед насосной подстанцией уменьшается на значение полезного напора, развиваемого подстанцией.

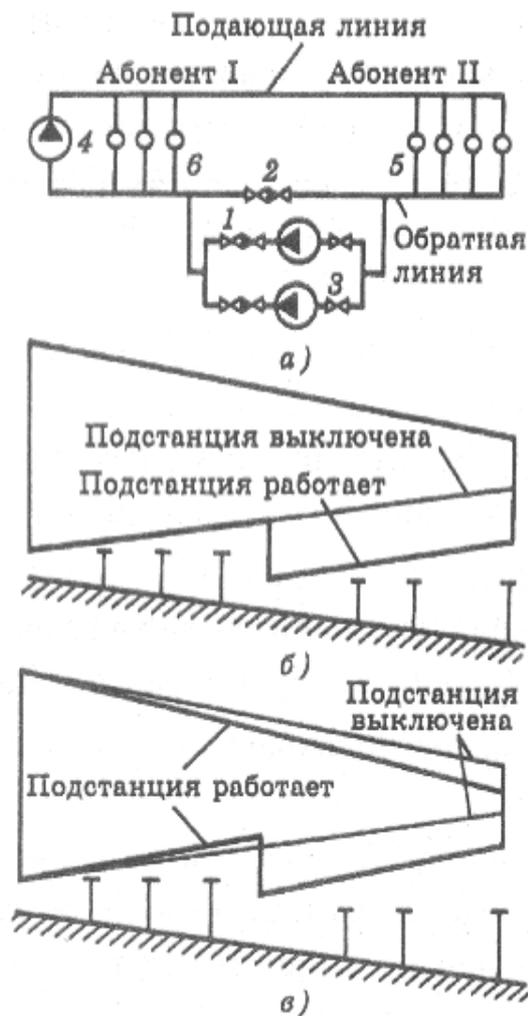


Рис. 6.12. Принципиальная схема двухтрубной водяной тепловой сети с насосной подстанцией на обратной линии и пьезометрический график этой сети *а* – принципиальная схема; *б* – пьезометрический график при автоматизированных вводах; *в* – то же при неавтоматизированных вводах; 1 – обратный затвор на насосной подстанции; 2 – обратный затвор на обратной линии, 3 – насосы на подстанции; 4 – насосы на ТЭЦ

Если абонентские вводы не автоматизированы, то включение в работу насосной подстанции приводит к уменьшению суммарного сопротивления тепловой сети, поскольку насосная подстанция является отрицательным сопротивлением. По этому суммарный расход воды в тепловой сети возрастает. При этом в сети происходит разрегулировка. У абонентов, расположенных между ТЭЦ и насосной подстанцией, уменьшаются располагаемые напоры и расходы воды, а у абонентов, расположенных между насосной подстанцией и конечной точкой сети, располагаемые напоры и расходы воды возрастают.

Задача подстанции заключается в снижении давления в обратной линии у абонентов группы II, расположенных на значительном расстоянии от ТЭЦ и присоединенных к конечным участкам тепловой сети. Без насосной подстанции в обратной линии устанавливается давление, превышающее допустимое для отопительных установок, присоединенных к тепловой сети по зависимой схеме. Когда насосы на подстанции выключены, вода проходит по обратной линии между точками 5 и 6 через обратный клапан или затвор 2, установленный на обратной линии, минуя

насосы. При включении в работу насосов 3 на подстанции возникает разность давлений между точками 6 и 5, равная перепаду давлений, развиваемому насосами.

Под действием этой разности давлений закрывается обратный клапан или затвор 2, установленный на обратной линии, и весь поток воды проходит от точки 5 через подстанцию к точке 6.

На рис. 6.12, б и в приведены пьезометрические графики этой сети для двух вариантов: наличия регуляторов расхода у абонентов и отсутствия таковых.

Задача расчета гидравлического режима такой тепловой сети заключается в определении расходов воды в сети и располагаемых напоров в отдельных ее узлах после включения насосной подстанции. Известными являются сопротивления всех участков тепловой сети и абонентских систем, а также напоры насосов ТЭЦ и подстанции. Определение расходов воды проводится методом последовательных приближений, так как сопротивление насосной подстанции заранее неизвестно.

Задаются предварительно расходом воды через насосную подстанцию, определяют сопротивление (отрицательное) насосной подстанции, подсчитывают суммарное сопротивление сети, определяют суммарный расход воды в тепловой сети и расход воды на отдельных ее участках, в том числе и через насосную подстанцию. Если предварительно выбранный расход воды через насосную не совпадает с полученным по расчету, то задаются другим, более близким к полученному расходом и расчет повторяют вновь до тех пор, пока предварительно выбранный расход воды через насосную подстанцию не совпадает с полученным по расчету.

Значительно проще решается обратная задача, когда задан гидравлический режим сети при работе насосной подстанции и требуется рассчитать гидравлический режим сети при выключении подстанции.

В этом случае сопротивление насосной подстанции известно, поскольку известен напор, развиваемый насосной подстанцией, и расход воды через нее. Задача сводится к расчету суммарного сопротивления тепловой сети без насосной подстанции и к однозначному определению суммарного расхода в тепловой сети и расхода воды у отдельных абонентов.

## 6.4. Гидравлический удар в тепловых сетях

*Гидравлическим ударом называется волновой процесс, возникающий в капельной 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 теплоисточников (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. 6.13 *a* 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*.

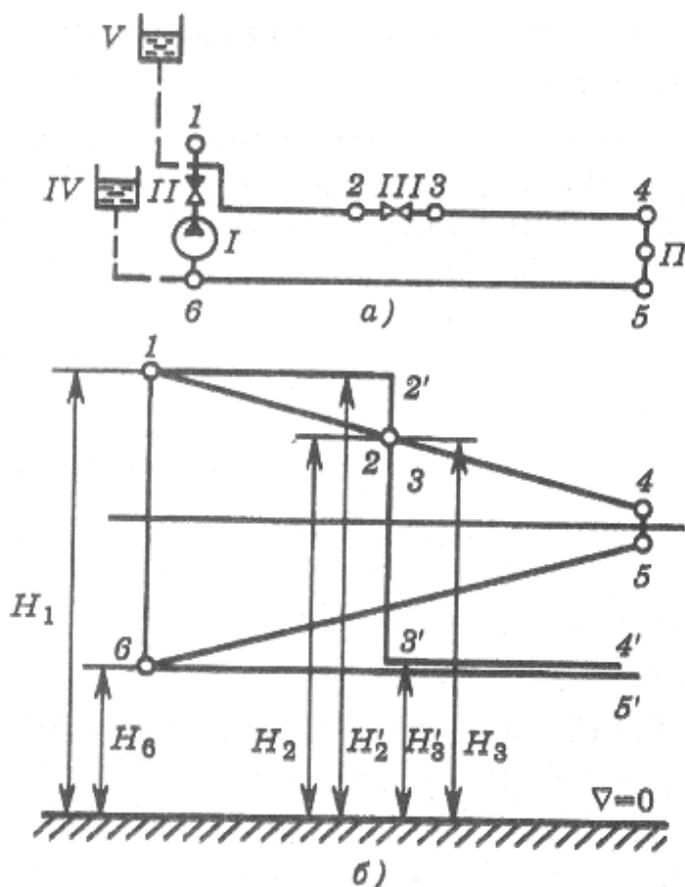


Рис. 6.13. Принципиальная схема (а) и пьезометрический график (б) двухтрубной водяной тепловой сети

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 коллекторах насоса в точках *б* 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. 6.13, 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. 6.14 показан характер изменения напора во времени с обеих сторон регулирующего клапана *III* в точках *2* и *3* при двух режимах его закрытия.

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. 6.13).

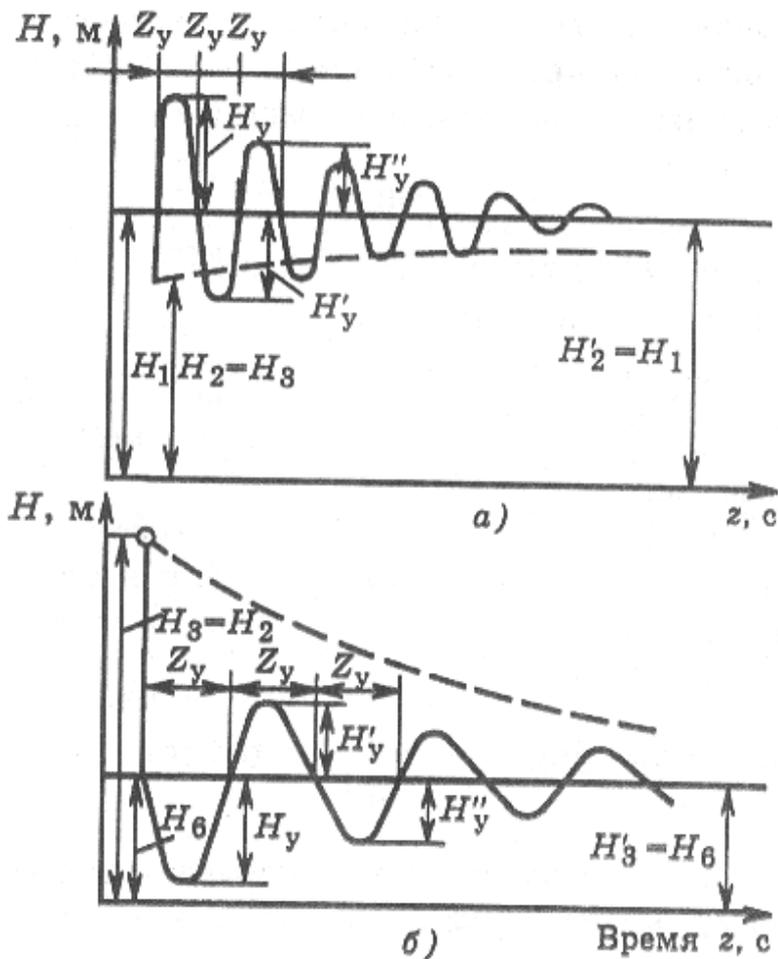


Рис. 6.14. Характер изменения напора во времени при гидравлическом ударе

*a* – изменение напора в точке 2; *б* – изменение напора в точке 3; — — — — — быстрое закрытие клапана III;  
 — — — — — медленное закрытие клапана III

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  $H_y$ , называемую *напором гидравлического удара*

(рис. 6.14, *a*). Величина  $p_y = H_y \rho g$  называется *давлением гидравлического удара*.

Повышение давления перед клапаном III вызывает сжатие воды и растяжение стенок трубопровода. В приращение емкости, образовавшееся под действием давления гидравлического удара поступает вода, подводимая к клапану 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 закона импульсов, Изменение количества движения равно импульсу силы:

$$G(w + a) = p_y f \quad (6.14)$$

где  $G = fw\rho$  – массовый расход воды, кг/с;

$w$  – скорость воды до торможения, м/с;  $a$  – скорость звука в воде, м/с;

$f$  – площадь сечения трубы, м;  $\rho$  – плотность воды, кг/м<sup>3</sup>;  $p_y$  – давление гидравлического удара, Па,

$$p_y = (w^2 + aw)\rho \quad (6.15)$$

Пренебрегая значением  $w^2$  вследствие его малости по сравнению с  $aw$ , получаем

$$p_y = aw\rho \quad (6.16)$$

Уравнение (6.16) – известная формула Н.Е. Жуковского, предложенная им в 1899 г.

При гидравлическом ударе давление  $p_y$  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  $p_y$ .

Если клапан *III* закрывается не полностью, а частично и соответственно скорость воды в трубопроводе изменяется от начального значения на некоторое значение  $\Delta w$ , то давление гидравлического удара

$$p_y = a\Delta w\rho \quad (6.17a)$$

Соответственно напор гидравлического удара

$$H_y = a\Delta w / g \quad (6.17б)$$

где  $g$  — ускорение свободно падающего тела ( $g = 9,81\text{ м/с}^2$ ).

Скорость, м/с, перемещения волны удара в трубопроводе, равная скорости звука, может быть определена по формуле

$$a = \frac{\sqrt{E_B / \rho}}{\sqrt{1 + \frac{E_B d}{E_{CT} s}}}, \quad (6.18)$$

где  $E_v$  – модуль упругости воды, равный  $2 \cdot 10^9$  Па;  $E_{ст}$  – модуль упругости материала стенок трубопровода (для стали  $E_{ст} = 2 \cdot 10^{10}$  Па);  $d, s$  – диаметр и толщина стенки трубопровода.

Для сортамента труб, применяемых в тепловых сетях, в диапазоне изменения диаметра от 0,05 до 1,4 м отношение  $d/s$  изменяется от 20 до 100 и скорость звука в воде  $a$  составляет от 1300 до 1000 м/с.

При больших значениях  $\Delta w$  давление гидравлического удара может достигнуть недопустимых значений и привести к разрыву трубопроводов. Так, при  $\Delta w = 1$  м/с,  $a = 1000$  м/с и  $\rho = 1000$  кг/м  $p_y = 10^6$  Па и соответственно  $H_y = 100$  м,

При быстром закрытии клапана III в точке 2 (рис. 6.13) возникшая ударная волна достигает точки фиксированного давления I через интервал времени

$$z_0 = l_{1-2} / a \quad (6.18a)$$

где  $l_{1-2}$  – длина участка 1–2, м.

В течение всего указанного интервала времени масса воды на участке 1–2, которая еще не успела затормозиться, продолжает движение в пределах упругих деформаций жидкости и трубопровода в направлении от точки I к точке 2, т.е. в направлении, обратном движению ударной волны. При достижении ударной волной точки фиксированного давления I напор в слое жидкости у этой точки уменьшается до  $H_1$ , и с этого момента начинается обратное движение волны давления. Возникшая в точке I новая волна понижения давления перемещается от точки I к точке 2 со скоростью звука  $a$  и гасит давление, созданное первой ударной волной. Через интервал времени  $z_y = 2l_{1-2} / a = 2z_0$ , называемый фазой удара, волна понижения давления достигает точки 2 непосредственно перед клапаном III. В этот момент напор перед клапаном снизится до  $H_1$ .

Таким образом, за период времени  $z_y$ , равный фазе удара, график напоров  $H = f(z)$  в точке 2 опишет полуволну, увеличиваясь сначала от стабильного значения  $H_1$  до максимального напора при ударе ( $H_1 + H_y$ ) и снижаясь затем до стабильного значения  $H_1$ .

В течение всего периода перемещения волны понижения давления от точки I к точке 2 движение жидкости на участке 1 – 2 происходит в пределах упругих деформаций жидкости и трубопровода и направлено от точки 2 к точке I. Когда волна понижения давления достигает точки 2, жидкость сохраняет по инерции прежнее направление движения. Это вызывает понижение давления перед клапаном, которое становится ниже стабильного. При некотором минимальном значении напора перед клапаном ( $H_1 - H_y$ ) движение слоя жидкости непосредственно перед клапа-

ном III прекратится. Возникшая перед клапаном III волна понижения давления, сопровождающаяся остановкой жидкости, будет передаваться со скоростью звука  $a$  от точки 2 к точке 1. В момент  $z_y = 3l_{1-2} / a = 3z_0$ , когда волна понижения давления достигнет точки 1, вся жидкость в трубопроводе 1-2 будет неподвижна и напор в ней будет равен  $(H_1 - H_y)$ .

Так как давление в точке 1 больше, чем давление в трубопроводе 1-2, то жидкость начнет перемещаться по трубопроводу в пределах упругих деформаций в направлении от точки 1 к точке 2 и давление в трубопроводе начнет увеличиваться. В момент  $z_y = 4l_{1-2} / a = 4z_0$  волна повышения давления достигнет точки 2 и напор перед клапаном достигнет стабильного значения  $H_1$ . Поскольку теперь движение жидкости направлено от точки 1 к точке 2, т.е. к клапану III, а клапан III закрыт, то перед клапаном вторично возникнет гидравлический удар, в результате которого напор перед клапаном опять увеличится и превысит стабильное значение на  $H''_y$  (см. рис. 6.14).

Как видно из анализа процесса, изменение напора в трубопроводах при гидравлическом ударе имеет волновой характер с шагом полуволны  $z_y$  равным фазе удара. Поскольку энергия удара расходуется на работу сил трения и деформацию трубопровода и жидкости, то амплитуда напоров ударной волны постепенно затухает.

С другой стороны клапана III, в точке 3, будет наблюдаться аналогичная картина.

Суммарный напор в трубопроводе, возникающий при гидравлическом ударе,

$$H_c = H \pm H_y \quad (6.19)$$

где  $H$  — напор при стабильном режиме;  $H_y$  — напор гидравлического удара.

Суммарное давление при гидравлическом ударе

$$p_c = p \pm p_y \quad (6.20)$$

где  $p$  — давление при стабильном режиме;  $p_y$  — давление гидравлического удара.

Схема тепловой сети, приведенная на рис. 6.13, имеет только иллюстративное значение. В реальных тепловых сетях, как правило, давление в подающем коллекторе ТЭЦ не фиксируется. Давление в обратном коллекторе ТЭЦ обычно поддерживается с помощью подпиточного устройства. Однако быстрое действие подпиточного устройства недостаточно для фиксации давления в условиях гидравлического удара. Поэтому в современных тепловых сетях практически отсутствуют точки фиксированного давления, способные погасить ударную волну.

В таких сетях под фазой удара понимают время, необходимое для перемещения ударной волны по сети от сечения ее возникновения до сечения встречи волн с противоположными знаками плюс время обратного возврата отраженных волн в исходные сечения.

Условно считая, что волны давления и разрежения движутся навстречу друг другу с одинаковой скоростью и встречаются в середине замкнутого контура сети, фазу удара можно определить по формуле

$$z_y = l/a \quad (6.21)$$

где  $l$  — полная длина замкнутого контура сети, м.

Для сети, изображенной на рис. 6.13,  $a$ , полная длина замкнутого контура

$$l = l_{1-2} + l_{2-3} + l_{3-4} + l_{5-6} + l_{6-1}$$

Когда изменение скорости воды в трубопроводе происходит не мгновенно, под  $\Delta w$  в формуле (6.17) следует понимать изменение скорости за время, равное фазе удара.

Если начальная скорость воды в трубопроводе была  $w_1$  и за время  $z > z_y$  эта скорость уменьшилась до  $w_2$ , то при равномерном изменении скорости во времени

$$\Delta w = (w_1 - w_2)z_y / z \quad (6.22)$$

Из совместного решения (6.17) и (6.22) следует, что давление гидравлического удара, Па,

$$p_y = (w_1 - w_2) a \rho z_y / z \quad (6.23)$$

При  $z \leq z_y$  в (6.60) необходимо подставлять  $z_y / z = 1$ .

Из совместного решения (6.21) и (6.23) получаем

$$p_y = J l \rho \quad \text{или} \quad H_y = J l / g \quad (6.24)$$

где  $J = (w_1 - w_2) / z$  — ускорение воды в трубопроводе при ударе,  $\text{м/с}^2$ .

Если  $p_d$  — давление, допускаемое в трубопроводе по условию прочности, а  $p_p$  — рабочее давление, то допустимое максимальное ударное давление

$$p_y \leq (p_d - p_p) \quad (6.25)$$

Допустимое ускорение воды в трубопроводе,  $\text{м/с}^2$ , которое должно учитываться при выборе быстродействия регулирующих и дросселирующих клапанов,

$$J \leq \frac{P_d - P_p}{l\rho} \quad (6.26)$$

можно определить из совместного решения (6.24) и (6.26).

Уравнение (6.23) может быть записано в следующей форме:

$$P_y / \Delta V = s_B z_y / z \quad (6.27)$$

где  $s_B = a\rho/f$  – волновое сопротивление трубопровода, Па с/м<sup>3</sup> (для данного трубопровода величина практически постоянная);  $\Delta V$  – изменение объемного расхода воды в трубопроводе при ударе, м<sup>3</sup>/с

( $V_1 = w_1 f$  – объемный расход воды в трубопроводе до удара, м<sup>3</sup>/с;  
 $V_2 = w_2 f$  – объемный расход воды в трубопроводе после удара, м<sup>3</sup>/с);  
 $f$  – площадь сечения трубопровода, м<sup>2</sup>.

Аналогично

$$H_y / \Delta V = s_H^B z_y / z \quad (6.27a)$$

где  $s_H^B$  – волновое сопротивление трубопровода, м·с/м<sup>3</sup>.

При  $z \leq z_y$ , т.е. когда время торможения потока воды равно или меньше фазы удара

$$P_y / \Delta V = s_B \quad \text{или} \quad H_y / \Delta V = s_H^B \quad (6.28)$$

Волновое сопротивление равно давлению (напору) гидравлического удара, возникающему в трубопроводе при изменении в нем объемного расхода на 1 м<sup>3</sup>/с за время  $z \leq z_y$ .

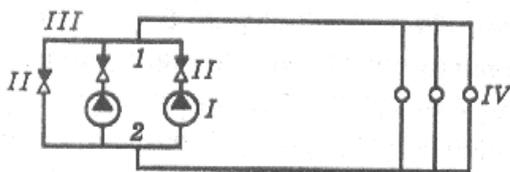


Рис. 6.15. Схема насосной установки  
 / – насос; II – обратный затвор, /// – противударная перемычка; /V – абонентские установки

Ударное давление, возникающее в системе теплоснабжения при внезапной остановке сетевых насосов, может быть найдено графическим методом, предложенным в работе.

Внезапная остановка сетевых насосов вызывает волновой процесс, сопровождающийся

уменьшением давления на нагнетательном коллекторе насосной установки (рис. 6.15, точка 1) и повышением давления на всасывающем коллекторе (точка 2).

Зависимость изменения напоров (давлений) на коллекторах насосной от изменения расхода воды через насос определяется волновым со-

противлением подающих и обратных магистральных трубопроводов, соединенных с коллекторами насосной установки:

$$s_H^B = s_H^{B\Pi} + s_H^{B0}, \quad (6.29)$$

где  $s_H^{B\Pi} = a/(g\Sigma f_\Pi)$  – волновое сопротивление подающих магистралей, м·с/м<sup>3</sup>;  $s_H^{B0} = a/(g\Sigma f_0)$  – волновое сопротивление обратных магистралей, м·с/м;  $\Sigma f_\Pi$  и  $\Sigma f_0$  – суммарная площадь сечения соответственно подающих и обратных магистралей, отходящих от коллекторов насосной установки, м<sup>2</sup>.

На рис. 6.16 в  $H, V$ -координатах показана характеристика насосной установки, Точка  $A_n$  соответствует начальному режиму работы системы (до возникновения возмущения) при нормальной частоте вращения насосных агрегатов, равной  $n$ .

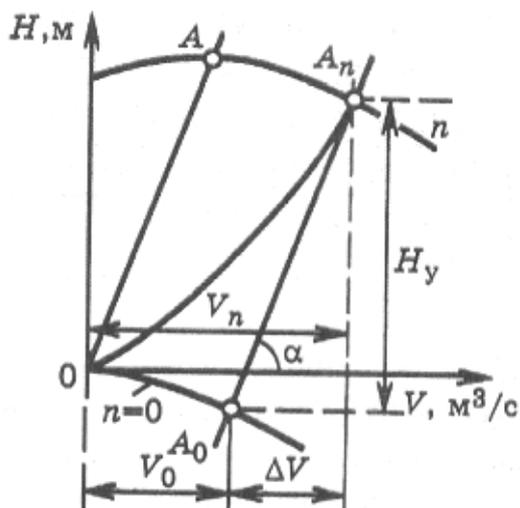


Рис. 6.16. Построение ударной характеристики насосной установки

При внезапном выключении двигателей частота вращения насосов снижается от  $n$  до нуля и система переходит в состояние  $A_0$ . Расход воды через насосную установку уменьшается на  $\Delta V = V_n - V_0$ , при этом возникает ударный напор  $H_y$ . Ударная характеристика этого процесса – прямая  $A_n A_0$ , соединяющая начальное и конечное состояния системы, описывается уравнением волнового сопротивления (6.27а), где  $s_H^B$  – волновое сопротивление, определяемое по (6.29).

Тангенс угла наклона прямой  $A_n A_0$  к оси абсцисс  $\text{tg}\alpha = s_B z_y / z$ . Распределение ударного напора между подающим и обратным коллекторами пропорционально их волновым сопротивлениям, а именно:

$$\begin{aligned} H_{y.\Pi} &= H_y s_H^{B.\Pi} / s_H^B \\ H_{y.0} &= H_y s_H^{B.0} / s_H^B \end{aligned}, \quad (6.30)$$

где  $H_{уп}$  и  $H_{yo}$  – ударные напоры в подающем и обратном коллекторах.

На рис. 6.17, *a* показан характер изменения напоров на подающем и обратном коллекторах насосной установки при внезапном выключении двигателей насосов. За время  $z$ , в течение которого частота вращения насоса уменьшается от нормального значения  $n$  до нуля, напор на обратном коллекторе повышается на  $H_y^0$ , а на подающем коллекторе снижается на  $H_y^n$ . Суммарный напор на обратном коллекторе достигает  $H_0 + H_y^0$ , а на подающем  $H_{п} - H_y^n$ . Через некоторое время волновой процесс затухает и в системе устанавливается статический напор  $H_{ст}$ .

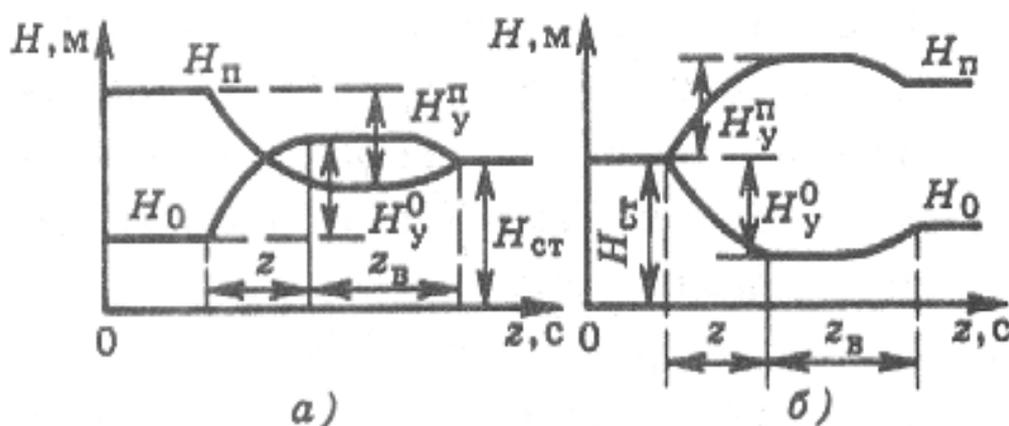


Рис. 6.17. Изменение напоров на коллекторах насосной установки при нарушении режима

*a* – внезапное отключение, *б* – внезапное включение

При запуске насосов из неподвижного состояния «на сеть» с открытыми задвижками на подающем и обратном коллекторах также возникает волновой процесс, сопровождающийся повышением давления (напора) на подающем коллекторе (см. рис. 6.15, точка 1) и снижением напора на обратном коллекторе насосной (точка 2). На рис. 6.16 этот процесс показан с помощью ударной характеристики – прямой  $0A$ , описываемой (6.27).

На рис. 6.17, *б* в  $z, H$ -координатах показан характер изменения напоров на коллекторах насосной установки при запуске ее на сеть с открытыми задвижками.

Обычные автоматы, предохраняющие в стационарных условиях систему от опасных гидравлических режимов, как правило, не могут за-

щитить ее от волновых явлений, возникающих при гидравлическом ударе.

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, соединяющих 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 (см., например, перемычку III на рис. 6.15). При внезапной остановке насосов, когда давление в обратном коллекторе превышает давления в подающем коллекторе, открывается обратный клапан или затвор II 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 уравнильные резервуары, разрывные диафрагмы и предохранительные клапаны. Предохранительные клапаны малонадежны из-за возможного прикипания и недостаточного быстрого действия;

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, равный  $H_y z_y / z$ . Время, за которое частота вращения насоса при отключении электропитания изменяется в  $n_0 / n_i$  раз, может быть определено по следующей приближенной формуле:

$$z_i = z_a (n_0 / n_i - 1) , \quad (6.31a)$$

где  $z_a$  – постоянная времени насосного агрегата, равная времени  $z_{i,}$  за которое при отключении электропитания частота вращения насоса изменяется в 2 раза  $n_0 / n_i = 2$ . С помощью постоянной времени  $z_a$ , которую можно определить опытным путем, легко построить зависимость частоты вращения насоса  $n_i$  от времени  $z_p$ , прошедшего после отключения электропитания, по формуле

$$\frac{n_i}{n_0} = \frac{1}{1 + z_i / z_a} , \quad (6.31б)$$

К этой же группе относятся быстродействующие устройства для автоматического включения резервного насоса при выходе из строя рабочего насоса.

Следует иметь в виду, что независимо от гидравлического удара, вызывающего волновой процесс изменения давления, при прекращении циркуляции воды может установиться повышенное статическое давление в системе под действием потенциальной энергии воды в трубопроводах, находящихся под давлением, которое может быть приближенно определено по формуле

$$p_{ст} = \Sigma H \Delta V \rho g / V , \quad (6.32)$$

где  $H$  – напор, отсчитанный от общей плоскости сравнения, под которым при циркуляции находится элементарный объем воды  $\Delta V^3$ , м<sup>3</sup>;  $V$  – полный объем воды в системе, м<sup>3</sup>;  $p_{ст}$  – давление, Па.

В некоторых случаях давление  $p_{ст}$  может существенно превысить допустимое. Для предупреждения таких режимов остановка циркуляции воды в крупных тепловых сетях должна осуществляться по программе, предусматривающей предварительное снижение потенциальной энергии систем до прекращения циркуляции, например, путем дросселирования давления воды на нагнетательной линии сетевых насосов.

## 6.5. Вопросы эксплуатации и перспективы развития систем энергоснабжения.

Как утверждал автор работы [1], до настоящего времени развитие систем централизованного теплоснабжения характеризовалось следующими тенденциями:

- Рост количества источников теплоты, работающих в единой системе теплоснабжения городов;
- Усложнение структуры потребления теплоты из-за добавления к отоплению, вентиляции и горячему водоснабжению нагрузок по кондиционированию воздуха и различных технологических процессов;
- Увеличению числа потребителей, не допускающих перерывов в поставках тепла;
- Низкая конкурентоспособность централизованного теплоснабжения по сравнению с другими источниками тепла.

Длительный опыт эксплуатации крупных систем централизованного теплоснабжения показал их пониженную надежность, которая объясняется условиями их сооружения и эксплуатации:

- Сложные условия выполнения строительно-монтажных работ;
- Сложность контроля состояния тепловой сети в условиях эксплуатации;
- Неблагоприятные внешние условия эксплуатации тепловых сетей;
- Низкое качество материала трубопроводов;
- Слабая защита трубопроводов от коррозии;
- Низкое качество сетевой воды из-за несоблюдения водно-химического режима;
- Слабость и низкая оснащенность служб аварийно восстановительного ремонта.

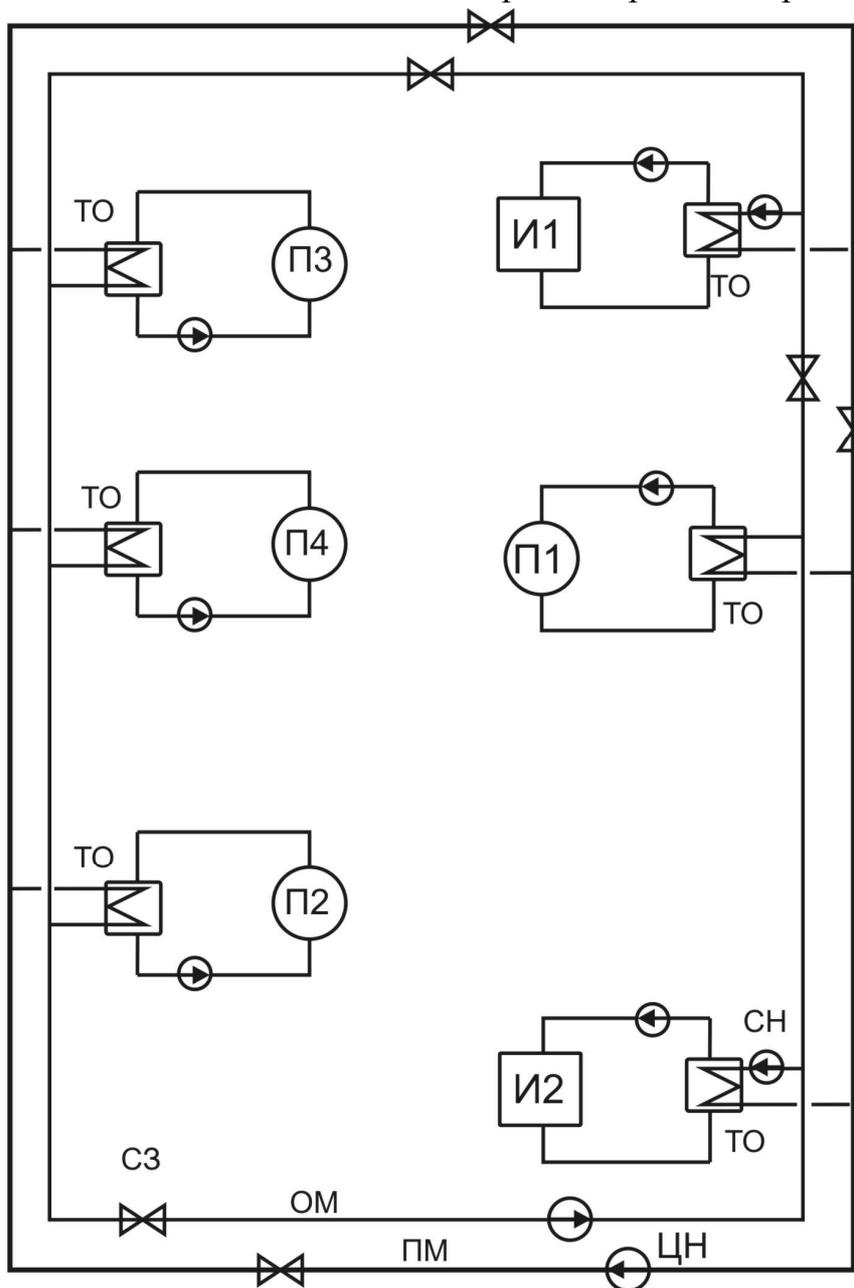
В настоящее время в системах энергоснабжения городов, жилых массивов и промышленных узлов сложилась ситуация, близкая к катастрофической. Прежде всего, это происходит из-за изношенности оборудования тепловых и электрических сетей, которая в отдельных случаях достигает 60 – 70%. Кроме того, допущенные просчеты при выборе стратегии развития систем энергоснабжения в период социализма привели к потере инвестиционной привлекательности этих систем в условиях рынка.

Сложность адаптации систем теплоснабжения к условиям рынка заключается в том, что они строились по принципу взаимосвязи элементов по теплоносителю. Сетевая вода в большинстве случаев является общим теплоносителем как для источников тепла, так и для транзитных тепломагистралей, а также и для потребителей, подключенных к теплосети по зависимой схеме. В этих условиях восполнение потерь теплоносителя, возникших в любом месте системы, должно производиться каким либо хозяйствующим элементом, затраты которого должны быть компенсированы всей системой. Как это сделать, если часто даже трудно установить место утечки теплоносителя. Если же подпитка теплосети осуществляется не одним, а несколькими предприятиями, то практически трудно надеяться, что качество подпиточной воды всегда будет отвечать требованиям норм. Резко переменный характер расхода подпиточной воды в открытых системах только усложняет задачу качественной ее подготовки.

Вопросы эксплуатации существующих тепловых сетей, надежности их элементов и энергоснабжения потребителей достаточно подробно изложены в [1], и читатель может там с ними ознакомиться. Здесь же мы попытаемся изложить свое видение совершенствования и развития централизованных систем теплоснабжения.

Изложенные выше проблемы эксплуатации существующих тепловых сетей требуют решительных мер по их модернизации и реконструкции.

Если обратиться к опыту создания и эксплуатации систем централизованного теплоснабжения в странах с развитой рыночной экономикой, то



можно заметить, что эти системы возникли как конкурентно способные путем объединения ряда источников тепла и потребителей через магистральные тепловые сети. При этом каждый источник тепла и каждый потребитель остаются независимыми по теплоносителю, так же как и магистральные тепловые сети. В таких системах обмен теплотой между источниками и транзитной тепломагистралью, а также передача теплоты из магистрали потребителю осуществляется через теплообменники поверхностного типа.

Рис. 6.18. Принципиальная схема перспективной системы теплоснабжения.

Условные обозначения:

П - потребитель тепла; И - источник тепла; ПМ - подающая магистраль; ОМ - обратная магистраль;  
 СН - сетевые насосы; ТО - теплообменники;  
 СЗ - секционирующие (разделительные) задвижки.

Принципиальная схема такой системы теплоснабжения приведена на рисунке 6.18. Такая схема обеспечивает каждому участнику

процесса энергообмена быть независимым от других по теплоносителю. Это означает, что качество теплоносителя, количество для подпитки, а значит и надежность работы принадлежащего владельцу оборудования, определяется им самим.

Магистральная тепловая сеть, являясь одновременно покупателем тепловой энергии от источников и продавцом ее потребителям, обеспечивает надежность работы своего оборудования минимизацией потерь теплоносителя и повышением качества подпиточной воды.

Потребители тепла получают его через теплообменное оборудование, что обеспечивает гидравлическую независимость от магистральных тепловых сетей. Кроме того потребитель также заинтересован в максимальном снижении величины подпитки своего контура. Это означает, что горячее водоснабжение должно осуществляться по закрытой схеме. Для горячего водоснабжения должна использоваться вода из городского водопровода, соответствующего качества.

Очевидно, что предлагаемая схема позволяет в полной мере реализовать принципы рыночной экономики через договорные отношения, повысить надежность энергоснабжения потребителей через повышение надежности работы элементов системы. Однако для реализации такой схемы необходимы дополнительные затраты на теплообменное и насосное оборудование, которые частично компенсируются снижением затрат на подготовку подпиточной воды для всех контуров системы. Значительное сокращение издержек возможно за счет снижения затрат на ремонт.

В соответствии с общепризнанной концепцией эффективности теплофикации ничто не препятствует источникам тепла реализовывать комбинированный цикл производства тепловой и электрической энергии. Для этого могут быть использованы циклы: паротурбинный, газотурбинный, парогазовый, и другие.

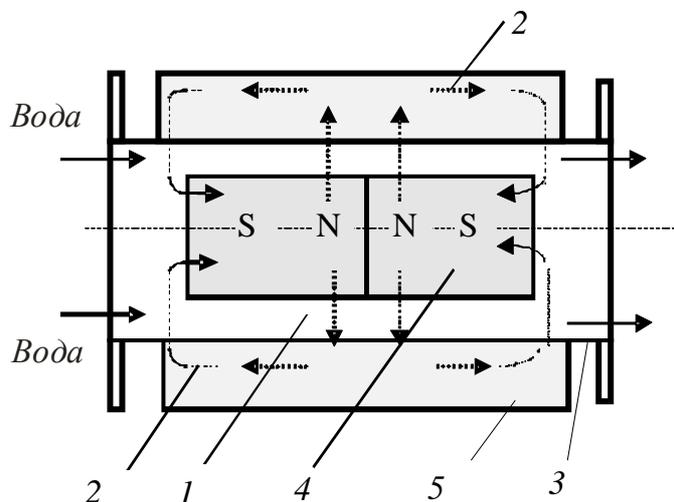
В связи с ожидаемым резким снижением потребляемой для подпитки отдельных контуров такой системы теплоснабжения исчезает необходимость строительства крупных водоподготовительных установок. Для каждого хозяина затраты на подготовку добавочной воды будут определяться только технической культурой эксплуатации оборудования. Это утверждение одинаково относится как к источникам энергии, так и к транзитной магистрали и потребителям.

Другое дело, что наличие горячего водоснабжения требует решения проблемы отложения солей на поверхностях нагрева в подогревателях. Если со стороны поставщика тепла (транзитной магистрали) этот вопрос решается за счет высокого качества сетевой воды, то со стороны сырой питьевой воды проблема остается. Необходимость использования для горячего водоснабжения питьевую воду требует сохранения ее химическо-

го состава. Это исключает возможность использования химических методов обработки воды для горячего водоснабжения. Предпочтение должно быть отдано безреагентным методам обработки воды, которые исключали бы возможность образования отложений солей жесткости на поверхностях нагрева. Одно из перспективных направлений – магнитная обработка воды

*Магнитная обработка* воды в электромагнитных аппаратах на ТЭС и АЭС у нас и за рубежом используется довольно давно, но широкого распространения не получила из-за сложности эксплуатации и низкой эффективности. С появлением магнитных установок с постоянными магнитными полями интерес к этим установкам возрос.

Разработанные в ТПУ устройства для магнитной обработки воды «МАГНУСТ» (рис.6.19) предназначены для обработки технической воды в тепловых системах для водогрейных котлов, водяных теплообменников и охладителей, оборотных систем технического водоснабжения ТЭС [1].



*Рис. 6.19. Принципиальная схема аппарата для магнитной обработки воды с постоянными магнитами:*

*1 – зазор; 2 – направление силовых линий; 3 – направление движения воды; 4 – постоянный магнит; 5 – корпус*

Подлежащая обработке вода проходит в зазоре 1 аппарата, пересекает силовые линии 2, где подвергается воздействию постоянного магнитного поля. В результате этого воздействия в неравновесной водной среде (концентрация свободного диоксида углерода меньше равновесной  $\text{CaCO}_2^{\text{своб}} < \text{CaCO}_2^{\text{равн}}$ ) образуются центры кристаллизации солей  $\text{CaCO}_3$ . Этот процесс происходит лишь в момент воздействия магнитного поля. При последующем нагревании по выходе из аппарата твердая фаза выделяется в массе воды в виде шлама. Эффективность обработки воды магнитным полем определяется в значительной степени напряженностью магнитного поля в зазоре, скоростью движения воды, углом между направлениями движения воды и магнитных силовых линий, числом пересечений и временем контакта воды с магнитным полем.

Эта установка представляет собой магнитный динамический реактор и имеет оригинальное техническое решение, основанное на принципиально новых фундаментальных представлениях о свойствах магнитного поля, подтвержденными многочисленными исследованиями.

Отличие устройств «МАГНУСТ» от классических установок – в структуре взаимодействующих между собой магнитных полей, что подтверждено патентом РФ № 2092446. Принципиальная схема установки показана на рис. 6.2. Типоразмеры выпускаемых аппаратов представлены в табл. 6.1. Выбор магнитной установки (МУ) проводится по таблице в зависимости от диаметра проходного сечения применяемых труб. Модели МАГНУСТ 100/Х, 120/Х 273/Х, 427/Х отличаются диаметрами корпусов и типами магнитных систем. Магнитные системы имеют индивидуальные отличия, связанные с особенностями обрабатываемой воды и параметрами эксплуатируемой гидравлической системы. Максимальное рабочее давление для эксплуатации – 16 атм.

**Таблица 6.1**

**Типоразмеры магнитных аппаратов «МАГНУСТ»**

Наименование параметра	МАГНУСТ-100	МАГНУСТ-150	МАГНУСТ -273	МАГНУСТ-427
Длина корпуса L	490	500	540	900
Диаметр корпуса D	245	320	460	580
Диаметр проходного сечения трубопровода, мм	25, 32, 40, 50, 65, 80	50, 65, 80, 100, 120	100, 120, 150, 175,	200, 225, 300
Масса, кг	27	30 – 40	70	190

Опыт эксплуатации автономных систем теплоснабжения показал, что их успешная и безаварийная работа, как и любых других водонагревательных устройств, не в последнюю очередь зависит от качества воды, поступающей в котел. Отложение различных солей на стенках теплоэнергетических и других аппаратов приводит к резкому снижению эффективности их работы, перерасходу топлива и частым остановкам для очистки.

Не существует одного универсального способа или устройства водоподготовки, так как качество воды в различных регионах страны различное. Всё предлагаемое для этих целей имеет свою область применения и свои недостатки. Поэтому при одном и том же техническом результате преобладающими факторами, влияющими на выбор устройства, стано-

вятся такие как надежность, доступность в приобретении расходуемых материалов, экономическая эффективность.

В теплоснабжении процессы протекают в основном при низких температурах (80–90 °С). Низкотемпературные накипи состоят, в основном, из карбонатов и продуктов коррозии (преимущественно оксидов железа). Омагничивание воды с целью уменьшения накипеобразования может успешно применяться в различных системах теплоснабжения.

В открытых тепловых сетях, работающих по температурному графику 150/70 и имеющих два вида тепловой нагрузки – отопительную и горячего водоснабжения, температура подпиточной воды может достигать до 70 °С, а её количество иногда составляет 10–20 % от общего количества циркулирующей воды.

Из рисунка 6.3 видно, что магнитная обработка подпиточной воды должна сочетаться с термической деаэрацией 9, предотвращающей коррозию оборудования сетей и, следовательно, появлению отложений оксидов железа.

При наличии в исходной воде различных твердых взвесей необходимо её предварительно осветлить 5 при помощи коагуляции и осаждения взвесей. В этом случае последовательность операций такая: контакт воды с коагулянтном – осаждение взвеси – магнитная обработка осветленной воды – подогрев – деаэрация – подача в теплотель.

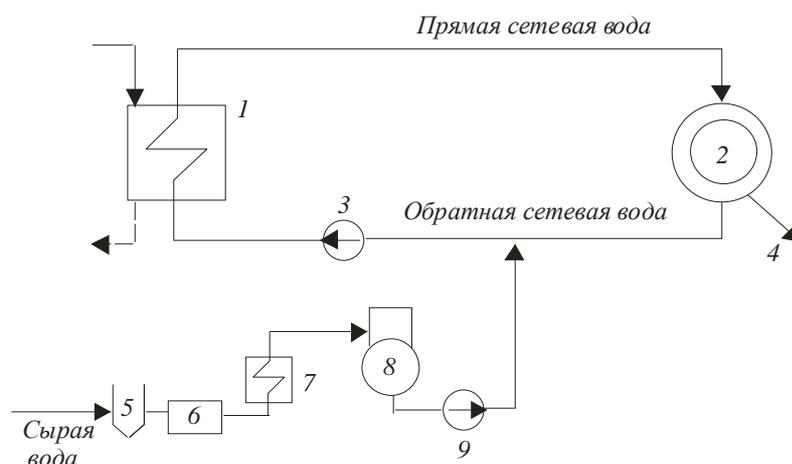


Рис. 6.20. Принципиальная схема включения МУ в линию подпитки открытой тепловой сети:

1 – сетевой подогреватель; 2 – тепловой потребитель; 3 – сетевой насос; 4 – отпуск горячей воды; 5 – осветлитель; 6 – МУ; 7 – подогреватель; 8 – деаэрактор; 9 – подпиточный насос

В закрытых тепловых сетях, использующих воду, подогретую до 60–70 °С, накипь образуется в трубках подогревателей, которые необходимо после нескольких месяцев эксплуатации очищать. В этом случае

магнитная обработка воды имеет неоспоримое преимущество перед реагентной очисткой и Na-катионитовой водоподготовкой, физическими методами очистки, поскольку затраты снижаются в 3–4 раза. При магнитной обработке воды при температурах воды ниже 90 °С идет разложение карбонатной жесткости с образованием мелкодисперсного (до 70 % частиц имеют диаметр менее 0,5 мкм) карбоната кальция. Вода при этом остается прозрачной, карбонатного шлама нет и нет отложений на поверхностях нагрева даже при небольшой скорости воды. Эти свойства вода сохраняет в течение 1-2 суток, а затем происходит растворение образовавшихся в магнитном поле кристаллов солей жесткости. Поэтому при использовании аппаратов «Магнуст» в тепловых сетях кроме омагничивания подпиточной воды, следует подмагничивать и воду, циркулирующую в системе. Для водогрейных котлов циркуляция практически одной и той же воды проходит в течение всего отопительного сезона (потери воды в системе не превышают 1–2 %). Происходит накапливание в системе взвесей и особую роль приобретают шламовыводители. Иногда приходится спускать воду и промывать всю систему.

Для бытового горячего водоснабжения при температурах ниже 70 °С, эффективно омагничивание всей воды, при этом качество этой воды должно соответствовать ГОСТ 2874–73 «Вода питьевая», а напряженность магнитного поля не должна превышать 2000 Э.

Особый интерес представляет подготовка воды для систем охлаждения конденсаторов паровых турбин (рис. 6.21).

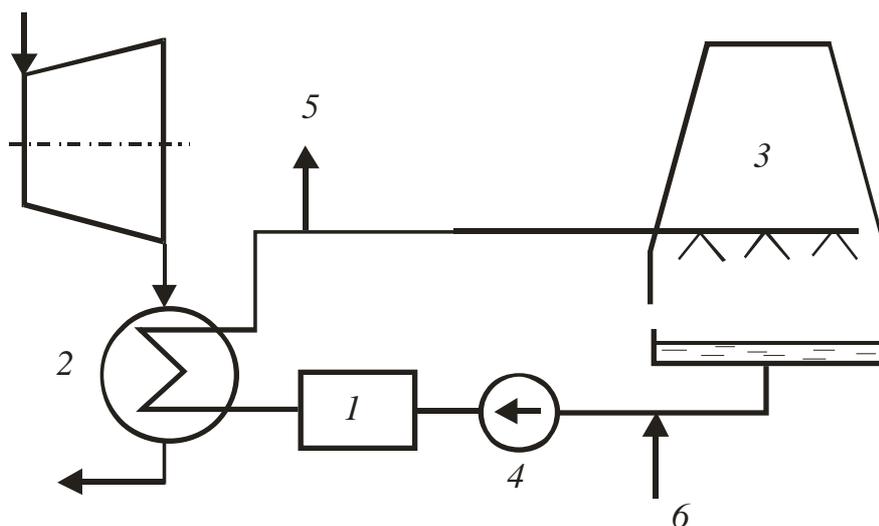


Рис. 6.21. Принципиальная схема включения МУ в оборотную систему охлаждения конденсаторов:

1 – МАГНУСТ; 2 – конденсатор; 3 – градирня; 4 – циркуляционный насос; 5 – подача воды на ВПУ; 6 – свежая вода из источника на восполнения потерь

Низкотемпературное накипеобразование наблюдается при температурах выше 30 °С в связи с понижением растворимости солей жесткости и

распадом бикарбонатов, который интенсивно протекает при температурах выше 40 °С. Обработке в целях предотвращения накипеобразования в системах охлаждения могут подвергаться практически все воды без ограничения солесодержания и жесткости. В том числе морская вода и пластовые воды с общей жесткостью до 70 мг-экв/л и содержанием солей 15 г/л, если содержание в них железа не выше 0,2–0,3 мг/л. Процесс низкотемпературного накипеобразования протекает значительно медленнее, чем в паровых котлах и подогревателях. Поэтому результаты воздействия магнитных полей на воду начинают сказываться на тепловых характеристиках работы охлаждающей системы по истечении 20–40 дней.

Для эффективной эксплуатации магнитных установок необходимы следующие условия:

- максимальная температура воды не выше 80 °С;
- общая жесткость воды может быть от 1,5 до 20 мг-экв/л;
- возможно применение артезианской воды без деаэрации при содержании в ней кислорода  $O_2$  не более 3 мг/л и сумме хлоридов и сульфатов не более 50 мг/л;
- содержание железа  $Fe^{2+}$  в артезианской воде допускается не более 0,3 мг/л.

При эксплуатации котлов можно с уверенностью применять магнитную обработку воды для обеспечения *безнакипного* режима при давлении порядка 16 атм и общей жесткости воды 20 мг-экв/л. Это способствует повышению экономичности работы котлов и всей энергетической установки в целом, а также:

- вследствие отсутствия накипи на нагревательных поверхностях можно достичь значительной экономии в расходе топлива;
- существенно сокращается количество промывок внутренних поверхностей котлов и расход реагентов;
- сокращается сброс промывочных сточных вод;
- при использовании магнитной обработки нет необходимости использовать антидепоны или реагенты докотловой и внутрикотловой химической обработки воды (поваренную соль, сульфуголь, фосфаты, нитраты и т.д.);
- увеличивается длительность эксплуатации питательных линий котлов при установке шламоудалителей;
- сокращается количество продувок, а стало быть, и тепловые потери с продувкой могут быть сведены к минимуму.

### Контрольные вопросы

1. Как определяется мощность, потребляемая насосами при номинальном режиме и при режимах, отличных от номинальных?
2. Представьте зависимость напора, подачи и мощности центробежного насоса от частоты вращения.
3. В чем состоит метод построения суммарной характеристики группы  $m$  параллельно включенных насосов?
4. В чем состоит метод построения суммарной характеристики группы  $m$  последовательно включенных насосов?  
Представьте зависимость относительного расхода сетевой воды через абонентские установки от сопротивления сети и абонентских установок. Каким уравнением описывается эта зависимость?
6. Что такое гидравлическая устойчивость системы теплоснабжения? С помощью какого коэффициента производится количественная оценка гидравлической устойчивости абонентских установок?
7. Почему в неавтоматизированных системах теплоснабжения коэффициент гидравлической устойчивости абонентских установок, присоединенных в конце магистрали, ниже, чем в начале магистрали?
8. Что такое нейтральная точка тепловой сети? С помощью какого устройства поддерживается постоянное давление в нейтральной точке?
9. Что понимается под начальной регулировкой тепловой сети открытой системы теплоснабжения по принципу «горизонтальной дорожки»? Для какой цели производится такая регулировка?
10. В чем состоит метод расчета потокораспределения в кольцевой сети?
11. В чем состоит метод расчета потокораспределения в водяной тепловой сети, питаемой от двух теплоисточников?
12. Что такое гидравлический удар в тепловой сети? Какова его причина?
13. Приведите формулу Жуковского для расчета давления гидравлического удара. На основе каких законов получена эта формула?
14. Почему давление гидравлического удара пропорционально длине магистральной вой сети?
15. Какие устройства применяются для защиты системы теплоснабжения от недопустимого повышения давления при гидравлическом ударе?
16. Приведите формулу для расчета допустимого быстродействия регулирующих пирующих клапанов тепловых сетей. Кого условия выведена эта формула?

## 7. Воздушные и кабельные линии электропередачи

### 7.1. Воздушные линии

Общая протяженность ВЛ напряжением 110 кВ и выше по состоянию на начало 2006 г. составила 458,4 тыс. км в одноцепном исчислении, а динамика роста протяженности ВЛ этих классов напряжений в России за 1986-2005 гг. приведена на рис. 1.1.

#### 7.1.1. Общие сведения

Пропускная способность ВЛ устанавливается на основе расчета электрической сети. Средние значения дальности передачи и пропускной способности по линиям электропередачи напряжением 110—1150 кВ приведены в табл. 7.1.

Таблица 7.1

Пропускная способность линий электропередачи 110—1150 кВ

Напряжение, кВ	Сечение фазы, мм <sup>2</sup>	Пропускная способность ВЛ, МВт		Длина линии электропередачи, км	
		Натуральная	При плотности тока 0,9 А/мм <sup>2</sup>	Предельная (КПД = 0,9)	Средняя (между двумя соседними ПС)
110	70-240	30	11-37	80	25
150	150-300	60	31-63	250	20
220	240-400	135	74-123	400	100
330	2x240-2 x400	360	221-368	700	130
500	3 x330-3 x500	900	630-1064	1200	280
750	5 x300-5 x400	2100	1500-2000	2200	300
1150	8 x300-8 x500	5200	4000-6000	3000	-

Примечание.

Для ВЛ 750—1150 кВ плотность тока принята равной 0,85 А/мм<sup>2</sup>.

Линии электропередачи состоят из ВЛ основной и распределительной сети. ВЛ основной сети обеспечивают связь между крупными электростанциями и передачу мощности от них в районы потребления электроэнергии. ВЛ распределительной сети обеспечивают передачу электроэнергии от ПС основной сети и электростанций к потребителям электроэнергии.

При проектировании основной электрической сети энергосистем рекомендуется:

намечать линии электропередачи через крупные узлы нагрузки, избегать прямых связей между электростанциями;

производить выбор схемы присоединения электростанции и ПС к основной сети с учетом надежности питания узла электрической сети и необходимости обеспечения транзита мощности по ВЛ;

сооружать между двумя узлами сети по одной трассе, как правило, не более двух линий электропередачи одного напряжения. При необходимости дополнительного усиления сети следует рассматривать целесообразность сооружения ВЛ по другим направлениям или выполнение электропередачи на более высоком напряжении.

Проектирование распределительной сети энергосистем осуществляется с учетом следующего:

в районах с малым охватом территории сетями при близких значениях технико-экономических показателей вариантов развития сети рекомендуется отдавать предпочтение сооружению ВЛ по новым трассам;

в крупных городах и промышленных районах с большой концентрированной нагрузкой по одной трассе может предусматриваться строительство двух и более ВЛ;

при прохождении ВЛ по территории городов, промышленных районов, на подходах к электростанциям и ПС, в стесненных условиях, лесных массивах и т. д. ВЛ рекомендуется выполнять на двухцепных опорах. При этом подвеска одной цепи рекомендуется в случае, когда необходимость ввода второй цепи возникает в срок более трех лет после ввода первой, а также когда отключение первой цепи на время проведения работ по подвеске второй допустимо по условиям электроснабжения. Допускается подвеска на одних опорах ВЛ разных классов напряжений;

при питании ПС с потребителями первой категории применение двух одноцепных ВЛ вместо одной двухцепной допускается при наличии обоснований.

При развитии распределительных сетей отдельных номинальных напряжений необходимо учитывать следующие рекомендации.

При напряжении сети 220-330 кВ:

использовать в сети одно- и двухцепные ВЛ 220—330 кВ;

при питании ПС по одноцепной ВЛ с двухсторонним питанием общее число промежуточных ПС не должно превышать трех, а длина такой ВЛ, как правило, не должно быть больше 250 км;

присоединять к двухцепной ВЛ 220 кВ с двухсторонним питанием до пяти промежуточных ПС. При этом присоединение ПС рекомендуется принимать по схеме «мостик» или блочной схеме (от одной или двух ВЛ 220 кВ);

проектировать сеть 220-330 кВ внешнего электроснабжения крупных и крупнейших городов с использованием принципа кольцевой конфигурации. В системе электроснабжения таких городов рекомендуется предусматривать сооружение не менее двух ПС 220—330 кВ, через которые осуществляется связь с сетью энергосистемы, а питающие ВЛ рекомендуется прокладывать по разным трассам. При присоединении сети крупных и крупнейших городов к энергосистеме рекомендуется обеспечивать минимальные транзитные перетоки мощности через городскую сеть. Общее количество и пропускная способность линий, связывающих сети таких городов с энергосистемой, рекомендуется выбирать с учетом обеспечения питания городских потребителей без ограничений при отключении двухцепной питающей ВЛ 220 кВ;

выполнять, как правило, ПС 220-330 кВ двухтрансформаторными. При большой концентрации нагрузок ПС 330 кВ могут выполняться с установкой трех—четырех трансформаторов. Установка на ПС одного трансформатора допускается временно при обеспечении резервирования потребителей.

При напряжении сети 110 кВ:

не допускать сооружения новых протяженных ВЛ 110 кВ параллельно существующим ВЛ 220 кВ;

использовать в качестве источников питания сети ПО кВ ПС 220-330/110 кВ, имеющие независимые питающие линии, и шины ПО кВ электростанций;

обеспечивать двухстороннее питание ПС, присоединенных к одноцепной ВЛ 110 кВ. Длина такой ВЛ, как правило, не должна быть более 120 км, а количество присоединяемых промежуточных ПС — более трех. Присоединение к такой ВЛ двухтрансформаторных ПС рекомендуется по схеме «мостик». При однострансформаторной ПС (первый этап развития двухтрансформаторной ПС) присоединение к линии осуществляется по блочной схеме. Допускается присоединение ПС к одноцепной тупиковой ВЛ 110 кВ только на первом этапе развития сети. При этом резервирование ответственных потребителей должно быть обеспечено по сети второго напряжения;

осуществлять применение двухцепных ВЛ с двухсторонним питанием в системах электроснабжения крупных городов, а также в схемах внешнего электроснабжения потребителей транспортных систем (электрифицированные участки железных дорог, продуктопроводов и т. п.). К таким ВЛ рекомендуется присоединение не более пяти промежуточных ПС, с чередованием ПС по схеме «мостик» и блочной схеме;

применять двухцепные тупиковые ВЛ в схемах электроснабжения крупных городов, промузлов, промышленных предприятий и т. п. с присоединением к такой ВЛ до двух ПС 110 кВ. При этом потребители пер-

вой категории таких ПС должны резервироваться по сети вторичного напряжения. К двум одноцепным тупиковым ВЛ может быть присоединено до трех ПС.

При напряжении сети 35 кВ:

не допускать сооружения новых протяженных ВЛ 35 кВ параллельно существующим ВЛ 110 кВ и не сооружать новые ВЛ 35 кВ протяженностью свыше 80 км;

оценивать целесообразность сооружения новых ВЛ 35 кВ в габаритах 110 кВ;

рассматривать возможность перевода существующих ВЛ 35 кВ на напряжение 110 кВ;

использовать преимущественно одноцепные ВЛ 35 кВ с питанием от разных ПС 110-220 кВ или разных секций (систем шин) одной ПС.

Трасса ВЛ выбирается по возможности кратчайшей с учетом условий отчуждения земли, вырубки просек, комплексного использования охранной зоны и приближения к дорогам и существующим ВЛ.

Протяженность намечаемых ВЛ при отсутствии более точных данных может быть принята на 20-25 % больше воздушной прямой (большее значение относится к территориям с высокой плотностью застройки, развитой сетью дорог и инженерных коммуникаций, интенсивной хозяйственной деятельностью). В районах городской и промышленной застройки, а также в других сложных случаях длину ВЛ следует принимать с учетом конкретных условий.

Вблизи промышленных предприятий трассы ВЛ, как правило, располагаются вне зон действия ветра преобладающего направления от источников загрязнения.

На железобетонных опорах сооружаются двухцепные ВЛ до 220 кВ включительно. В последние 10-15 лет строительство ВЛ 500 кВ на железобетонных опорах составляло около 40 % общего ввода новых ВЛ. На ВЛ 750-1150 кВ используются металлические опоры. В условиях, когда доставка железобетонных опор на трассу ВЛ затруднена, рекомендуется использовать металлические опоры.

На ВЛ напряжением 35 кВ и выше рекомендуется применять сталеалюминевые провода. Использование алюминиевых проводов и проводов из алюминиевого сплава обосновывается расчетами. На больших переходах через водные пространства (ущелья) при наличии технической целесообразности в качестве проводов могут применяться стальные канаты.

Обозначения марок проводов для ВЛ электропередачи приведены ниже.

Провод скрученный из алюминиевых проволок ..... А

Провод из алюминиевых проволок и стального сердечника..АС

Провод марки АС, у которого стальной сердечник покрыт смазкой повышенной теплостойкости и изолированной пленкой.....АСК  
Провод, скрученный из проволок не термообработанного алюминиевого сплава.....АН  
Провод, скрученный из проволок термообработанного алюминиевого сплава.....АЖ  
Сталеалюминиевый провод марки АСК, у которого межпроволочное пространство заполнено смазкой.....АСКП  
Сталеалюминиевый провод марки АСК, у которого межпроволочное пространство заполнено смазкой.....АСКС

Срок службы алюминиевых и медных проводов составляет 45 лет, проводов марки АЖ и АН - 25 лет.

В последние годы на ВЛ 6—10—35 кВ получили распространение самонесущие изолированные провода (СИП). Последняя конструкция такого провода - СИП-3. Это одножильный самонесущий провод с защитным покровом. Жила выполнена из алюминиевого сплава высокой прочности или из сталеалюминия.

Рекомендуемая область применения проводов различных марок приведена в табл. 7.2.

Таблица 7.2

Рекомендуемая область применения проводов различных марок

Область применения	Марка провода	Номинальное сечение, мм <sup>2</sup>	Отношение сечений алюминиевой части провода к сечению стального сердечника
Районы с толщиной стенки гололеда до 20 мм	АС, АЖ	До 185 240 и более	6-6,25 7,71-8,04
Районы с толщиной стенки гололеда более 20 мм	АС	До 95 120-400 500 и более	6 4,29-4,39 7,71-8,04
На побережье морей, соленых озер, в районах засоленных песков, в промышленных районах, где сталеалюминиевые провода разрушаются от коррозии	АСК, АСКС, АСКП	120-300	6,11-6,25
Сети сельскохозяйственного назначения напряжением до 110 кВ	А Ж	50-240 50-185	—

Расчетные данные сталеалюминиевых проводов марок АС, АСК (ГОСТ 839-80)

Таблица 7.3

Номинальное сечение, мм <sup>2</sup> (алюминий/ сталь)	Алюминиевая часть провода		Расчетные данные провода					
	Число проволок	Диаметр проволок, мм	Сопротивление пост. току при 20 °С, Ом/км	Диаметр провода, мм	Сечение, мм <sup>2</sup>		Отношение сечения алюминия к стальной части	Удельная масса провода, кг/км
					Алюминия	Стали		
35/6,2	6	2,8	0,777	8,4	36,9	6,15	6	148
50/8		3,2	0,595	9,6	48,2	8,04		195
70/11		3,8	0,422	11,4	68	11,3		276
95/16		4,5	0,301	13,5	95,4	15,9		385
120/19*	26	2,4	0,244	15,2	118	18,8	6,25	471
150/24*	26	2,7	0,204	17,1	148	24,2	6,14	599
185/29*	26	2,98	0,159	18,8	181	29	6,24	728
185/43	30	2,8	0,156	19,6	185	43,1	4,29	846
240/32	24	3,6	0,118	21,6	244	31,7	7,71	921
240/39*	26	3,4	0,122	21,6	236	38,6	6,11	952
240/56	30	3,2	0,120	22,4	241	56,3	4,29	1106
300/39	24	4	0,096	24,0	301	38,6	7,31	1132
300/48*	26	3,8	0,098	24,1	295	47,8	6,16	1186
300/66	30	3,5	0,100	25,5	288,5	65,8	4,39	1313
300/67	30	3,5	0,100	24,5	288,5	67,3	4,29	1323
300/30	48	2,98	0,086	24,8	335	29,1	11,55	1152
330/43	54	2,8	0,087	25,2	332	43,1	7,71	1255
400/18	42	3,4	0,076	26,0	381	18,8	20,27	1199
400/51	54	3,05	0,073	27,5	394	51,1	7,71	1490
400/64	26	4,37	0,074	27,7	390	63,5	6,14	1572
400/93	30	4,15	0,071	29,1	406	93,2	4,35	1851
500/26	42	3,9	0,058	30,0	502	26,6	18,86	1592
500/64	54	3,4	0,058	30,6	490	63,5	7,71	1832
600/72	84	3,7	0,050	33,2	580	72,2	8,04	2170
1000/86	76	4,1	0,029	42,4	1003,2	56,3	17,96	3210

Ориентировочная ширина коридоров ВЛ, а также площади постоянного отвода земли под опоры ВЛ лежат в пределах от 12 м при напряжении 35 кВ до 80 м при 1150 кВ. Критерии определения площадей отвода земли под опоры ВЛ приведены в постановлении Правительства РФ от 11 августа 2003 г. № 486.

Расчетные данные ВЛ 35 кВ и выше со сталеалюминиевыми проводами приведены в табл. 7.4.

Таблица 7.4.

Расчетные данные ВЛ 35—150 кВ со сталеалюминиевыми проводами

Номинальное сечение, мм <sup>2</sup> (алюминий/ сталь)	$r_0$ , Ом/км при 20 °С	150 кВ		110 кВ		35 кВ
		$x_0$ , Ом/км	$b_0$ , См/км $10^{-6}$	$x_0$ , Ом/км	$b_0$ , См/км $10^{-6}$	$x_0$ , Ом/км
70/11	0,422	-	-	0,444	2,547	0,432
95/16	0,301	-	-	0,434	2,611	0,421
120/19	0,244	0,441	2,565	0,427	2,658	0,414
150/24	0,204	0,434	2,611	0,420	2,707	0,406
185/29	0,159	0,429	2,645	0,413	2,747	—
240/32	0,118	0,420	2,702	0,405	2,808	-

Примечания.

1. Зарядная мощность  $b_0$  подсчитана для ВЛ 110—330 кВ по среднеэксплуатационному напряжению  $1,05 U$ .

2. Усредненные среднегеометрические расстояния между фазами приняты следующими:

Класс напряжения, кВ	35	110	150	220	330	500	750
Среднегеометрическое расстояние, м	3,5	5,0	6,5	8,0	11,0	14,0	22,7

Потери активной мощности в продольном сопротивлении схемы замещения ВЛ 110 и 35 кВ можно определять по рис. 7.1. При этом  $\cos \varphi$  был принят равным 0,9; при иных значениях  $\cos \varphi$  значения потерь мощности умножаются на  $0,81/\cos^2 \varphi$ .

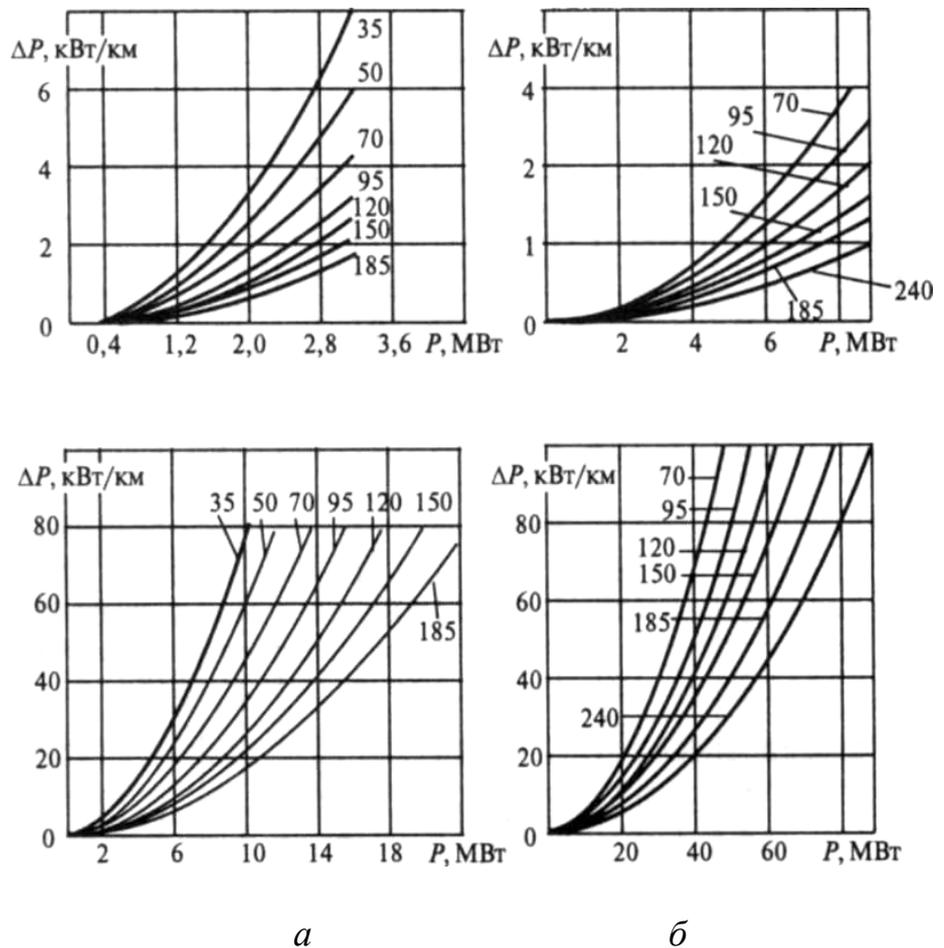


Рис. 7.1. Потери активной мощности в воздушных линиях 35 кВ (а) и 110 кВ (б)

### 7.1.2. Выбор сечения проводов ВЛ

Технико-экономические расчеты по выбору сечения проводов каждой конкретной линии выполняются для ВЛ 750 кВ и выше и передач постоянного тока. При проектировании ВЛ напряжением до 500 кВ включительно выбор сечения проводов производится по нормированным обобщенным показателям. В качестве таких показателей используются нормированные значения экономической плотности тока.

Суммарное сечение ( $F$ ) проводов фазы проектируемой ВЛ составляет:

$$F = I_p / j_H$$

где:  $I_p$  — расчетный ток, А;

$j_H$  — нормированная плотность тока, А/мм<sup>2</sup>.

В соответствии с Правилами устройства электроустановок (ПУЭ) нормированы следующие значения плотности тока для ВЛ 35-500 кВ (табл.7.5).

Таблица 7.5

Проводники	Плотность тока, А/мм <sup>2</sup> , при числе часов использования максимума нагрузки, T <sub>max</sub> , ч/год		
	более 1000 до 3000	более 3000 до 5000	более 5000
Неизолированные провода и шины:			
медные	2,0	1,7	1,4
алюминиевые	1,0	0,9	0,8

Значения  $I_p$  определяются по выражению:

$$I_p = I_5 \cdot \alpha_i \cdot \alpha_t,$$

где  $I_5$  - ток линии на пятый год ее эксплуатации в нормальном режиме, определяемый для системообразующих линий основной сети по расчетным длительным потокам мощности. Для линий распределительной сети  $I_5$  определяется расчетом потокораспределения при прохождении максимума нагрузки энергосистемы;

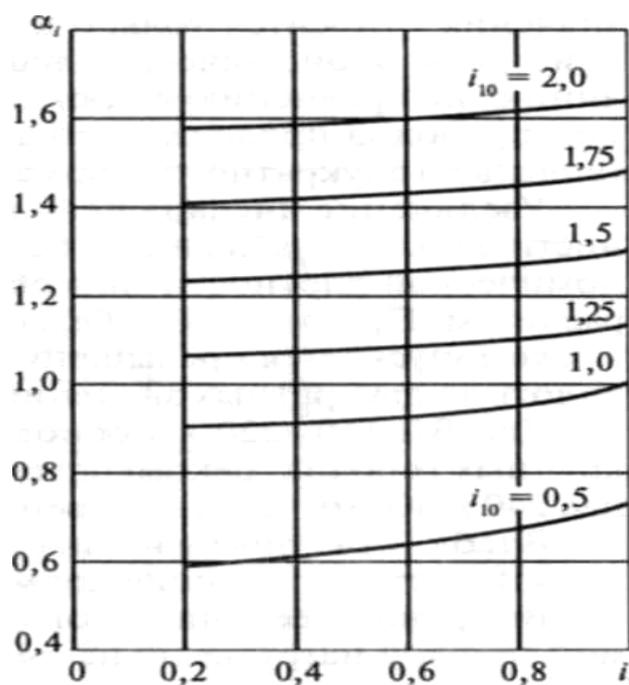


Рис. 7.2. Коэффициент, учитывающий изменение нагрузки по годам эксплуатации линии, ( $\alpha_i$ ) для ВЛ 330 и 500 кВ

$\alpha_i$  - коэффициент, учитывающий изменение нагрузки по годам эксплуатации линии. Для линий 110-220 кВ значение  $\alpha_i$  может быть принято равным 1,05, что соответствует математическому ожиданию этого коэффициента в зоне наиболее часто встречающихся темпов роста нагрузки. Для ВЛ 330 и 500 кВ а определяется по кривым рис. 7.2. Значения  $i_1=I_1/I_5$  и  $i_{10}=I_{10}/I_5$  характеризуют отношение расчетного тока первого и десятого годов эксплуатации к величине тока пятого года эксплуатации. В практических расчетах  $\alpha_i$  меняется в пределах от 0,6 до 1,65.

При пользовании кривыми рис. 7.2.  $I_{10}$  принимается не более 2 (кроме ВЛ 330 кВ длиной более 200 км и 500 кВ - более 500 км, для которых  $I_{10}$  принимается не более 1).

Коэффициент  $\alpha_i$ , учитывает число часов использования максимальной нагрузки ВЛ ( $T_{max}$ ), а коэффициент  $K_m$  —отражает участие нагрузки ВЛ в максимуме энергосистемы (табл. 7.6).

#### Усредненные значения коэффициента $\alpha_i$ ,

Таблица 7.6

Напряжение ВЛ, кВ	Коэффициент участия в максимуме энергосистемы, $K_m$	Значение коэффициента а, при числе часов использования максимума нагрузки линии, $T_{max}$ , час/год		
		до 4000	4000-6000	более 6000
35-330	1,0	0,8	1,0	1,3
	0,8	0,9	1,2	1,6
	0,6	1,1	1,5	2,2
500	1,0	0,7	0,9	1,1
	0,8	0,8	1,0	1,4
	0,6	0,9	1,4	1,9

Расчетная мощность ВЛ 35—500 кВ со сталеалюминиевыми проводами, МВт, при нормированной плотности тока (при 1,05  $U_{ном}$ ,  $T_{max} = 5000$  ч/год,  $\cos \varphi = 0,9$ ,  $\alpha_i$ , и  $\alpha_i = 1$ )

Таблица. 7.7

Напряжение, кВ	Номинальное сечение, мм <sup>2</sup> . Количество проводов в фазе, шт.																				
	35	50	70	95	120	150	185	240			300			330		400			500		
								1	2	1	2	3	3	1	2	3	1	2	3		
35	1,7	2,6	3,5	4,8	6,1	7,6	9,3														
110	-	-	11,0	15,0	19,0	23,8	29,2	38,8													
150	-	-	-	-	26,0	32,5	40,0	51,0													
220	-	-	-	-	-	-	-	76	-	95	-	-	-	127	-	-	156	-	-		
330	-	-	-	-	-	-	-	-	230	-	285	-	-	-	379	-	-	475	-		
500	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	650	715	-	-	870	-	-	1080		

При  $\cos \varphi \neq 0,9$ , а также  $\alpha_i$ , и  $\alpha_i \neq 1$  следует ввести поправочные коэффициенты.

Для линий с максимумом нагрузки летом или в часы снижения нагрузки энергосистемы (при  $K_m < 0,5$ )  $I_5$  принимается по максимальной нагрузке линии,  $\alpha_i$  — равным 0,4.

Сечения проводов на ответвлениях от основной ВЛ длиной до 2 км, сооружаемых одновременно с основной линией, принимается таким же, как и на основной линии. Для заходов действующих ВЛ на новые ПС сечение провода выбирается, как правило, не меньшим, чем на основной линии.

При пользовании нормированными значениями плотности тока необходимо также руководствоваться следующим. Приведенные выше значения относятся только к проектируемым линиям и не являются критерием экономической нагрузки существующих линий. На таких линиях по сравнению с прокладкой дополнительных цепей или заменой проводов проводами больших сечений допускается превышение (вплоть до двукратного) нормативных величин плотности тока.

Увеличение числа цепей сверх необходимого по условиям надежности электроснабжения в целях удовлетворения требований по экономической плотности тока обосновывается технико-экономическим расчетом. При этом во избежание увеличения числа линий или цепей также допускается превышение нормативных величин плотности тока вплоть до двукратных значений.

Для ВЛ 110-220 кВ основной сети, сооружаемых на территории крупных городов, рекомендуется применять сечения проводов не менее 240 и 400 мм<sup>2</sup> соответственно.

В табл. 7.7 приведены значения передаваемой мощности по ВЛ 35—500 кВ, соответствующие нормированной плотности тока.

Выбранное сечение провода должно быть проверено по допустимой токовой нагрузке по нагреву  $I_{\text{доп}}$ :

$$I_{\text{р.н.}} \leq I_{\text{доп}},$$

где  $I_{\text{р.н.}}$  — расчетный ток для проверки проводов по нагреву (средняя токовая нагрузка за полчаса); при этом расчетными режимами могут являться нормальные или послеаварийные режимы, а также периоды ремонтов других элементов сети, возможных неравномерностей распределения нагрузки между линиями и т. п.

Допустимые длительные токи и мощности для неизолированных проводов марок АС и АСК приведены в [6, табл. 3.15], а поправочные коэффициенты на температуру воздуха для неизолированных проводов — в [6, табл. 3.16].

Проверке по условиям короны подлежат ВЛ 110 кВ и выше, прокладываемые по трассам с отметками выше 1500 м над уровнем моря. При

более низких отметках проверка не производится, если сечения проводов равны минимально допустимым по условиям короны или превышает их.

Проверке по допустимым потерям и отклонениям напряжения ВЛ 35 кВ и выше не подлежат, так как повышение уровня напряжения путем увеличения сечения проводов таких линий по сравнению с применением трансформаторов с РПН или средств компенсации реактивной мощности экономически не оправдывается.

### 7.1.3. Технические показатели отдельных ВЛ

Характеристики и технические показатели отдельных ВЛ 110-1150 кВ, построенных в последние годы, приведены в табл. 7.8—7.9.

Таблица 7.8

Характеристика ВЛ 110 кВ		
Длина	42,8 км	
Количество цепей	1	
Марка и число проводов в фазе	АС 150/24	
Район гололедности	III	
Марка троса	С-50	
Нормативный скоростной напор ветра	500 Па	
Рельеф местности	равнинный	
Основной тип опор	ПБ 110-5; УБ 110-7; У 110-1	
Фундаменты	подножки	
Технические показатели ВЛ 110 кВ		
Технические показатели	Единица измерения	Количество на 1 км
Количество опор, в т. ч.:	шт.	4,91
железобетонных (пром./АУ)	шт.	4,72 (4,42/0,30)
стальных (пром./АУ)	шт.	0,19 (-/0,19)
Металл,	т	6,26
в т. ч.: металлические опоры и траверсы к железобетонным опорам	т	2,60
Железобетон,	м <sup>3</sup>	12,55
в т. ч. стойки ж/б опор	м <sup>3</sup>	9,28
Провод	т	1,76
Трос	т	0,49

Таблица 7.9

Характеристика ВЛ 220 кВ	
Длина	125 км
Количество цепей	1
Марка и число проводов в фазе	АС 240/32
Марка и число тросов	С-70
Район гололедности	II
Нормативный скоростной напор ветра	400 Па
Рельеф местности	равнинный

Основной тип опор	П 220-3;У 220-1; У 220-3
Фундаменты	подножки

## 7.2. Кабельные линии

Общая протяженность КЛ напряжением 110 кВ и выше в России по состоянию на начало 2004 г. составила около 1500 км (по цепям).

Кабельные линии 110 и 220 кВ в отечественной практике нашли применение при построении сети крупнейших городов, в схемах электро-снабжения химических, нефтеперерабатывающих, металлургических, автомобильных и других промышленных предприятий, выдачи мощности электростанций, преодоления водных преград и в других случаях. В схемах электрических сетей с использованием КЛ 110—220 кВ получили распространение радиальные и цепочечные схемы построения сети.

В мировой практике в 1970-80-е годы прошлого столетия использование кабелей 220 кВ и выше переменного и постоянного тока было связано преимущественно с преодолением водных преград (реки, проливы). В последние годы наряду с этим все более широкое применение получают кабельные прокладки сверхвысокого напряжения (СВН) при организации глубоких вводов в центральные районы крупнейших городов. Помимо надежного электроснабжения КЛ СВН обеспечивают максимальное сохранение окружающей среды и позволяют избежать строительства ВЛ на территории городов.

Совершенствование конструкции и технологии изготовления позволило создать более совершенные кабели традиционного типа и активно вести новые разработки. В настоящее время европейскими производителями кабельной продукции разработаны, испытаны и созданы промышленные образцы кабеля СВН рекордной пропускной способности напряжением:

до 1000 кВ маслонаполненные с поперечным сечением токоведущей части 2500 мм<sup>2</sup>, пропускная способность 3 млн кВт;

до 500 кВ с изоляцией из сшитого полиэтилена с поперечным сечением токоведущей части 2500 мм<sup>2</sup>, пропускная способность 1,9 млн кВт.

В ряде стран разрабатываются КЛ повышенной пропускной способности на базе использования явления сверхпроводимости. Указанные работы в настоящее время не вышли из стадии опытно-промышленных разработок. Принципиально КЛ состоит из трех компонентов: криогенный кабель, рефрижераторное и вспомогательное оборудование и концевые устройства (токовводы). Для охлаждения токоведущих элементов КЛ до криогенных температур (меньше 120 К) в качестве хладагентов используются сжиженные газы (гелий в жидком или сверхкритическом со-

стоянии и др.), а в качестве материала токопроводящих жил — ниобий и др. материалы. Пропускная способность криогенной КЛ переменного тока при напряжениях 110-500 кВ оценивается величинами соответственно 2,5-5,4 ГВА.

В 2004 г. в США был завершен проект по созданию участка (350 м) высокотемпературной сверхпроводящей кабельной линии. Полученный жидкий криоген с температурой – 321 °F прокачивается через КЛ.

### 7.2.1. Основные типы и марки кабелей

Основные типы силовых кабелей напряжением 6-10 кВ и выше приведены в табл. 3.23, стандартные сечения кабелей — в табл. 3.24-3.26. Обозначения марок кабелей приведены ниже.

#### Маслонаполненные

Прокладываемые в трубопроводе.....	Т
Шланг из поливинилхлоридного пластика .....	Ш <sub>в</sub>
То же с усиленным защитным слоем.....	Ш <sub>з</sub>
Покров асфальтированный.....	А
То же бронированный круглыми проволоками.....	К
Оболочка свинцовая.....	С
То же алюминиевая, алюминиевая гофрированная .....	А, А <sub>г</sub>
Давление масла низкое.....	Н
То же высокое.....	ВД
Маслонаполненный (с медной жилой).....	М
С бумажной изоляцией и вязкой пропиткой	
Усовершенствованный.....	У
Без наружного покрова.....	Г
Тип покрова.....	Б, Б <sub>л</sub> , Б <sub>2л</sub> , Б <sub>н</sub> , П <sub>н</sub> , К, Ш <sub>в</sub> , Ш <sub>пс</sub>
Оболочка свинцовая.....	С
То же алюминиевая .....	А
Изолированные жилы совместно.....	—
То же отдельно.....	О
Жила медная.....	—
То же алюминиевая .....	А
Изоляция обыкновенная.....	—
То же пропитанная нестекающим составом .....	Ц
С пластмассовой изоляцией	
Шланг из поливинилхлоридного пластика .....	Ш <sub>в</sub>
Без наружного покрова.....	Г
Бронированный.....	Б <sub>б</sub>
Оболочка из полиэтилена, самозатухающего и вулканизированного полиэтилена, поливинилхлоридного пластика, алюминия.....	П, П <sub>с</sub> , П <sub>в</sub> , В, А

Жила медная..... —  
То же алюминиевая .....А

В настоящее время применяют, как правило, кабели с алюминиевыми жилами в алюминиевой оболочке. Применение кабелей с медными жилами требует специального обоснования. Для КЛ, прокладываемых в земле и воде, применяют бронированные кабели. Применение кабелей в свинцовой оболочке предусматривается для прокладки подводных линий, в шахтах, опасных по газу и пыли, для прокладки в особо опасных коррозионных средах. В остальных случаях при невозможности использовать кабели в алюминиевых или пластмассовых оболочках их замена на кабели в свинцовых оболочках требует специального обоснования.

В последние годы в сетях зарубежных энергосистем получили широкое распространение кабели с изоляцией из сшитого полиэтилена (российское обозначение СПЭ, английское - XLPE). Кабели среднего напряжения из сшитого полиэтилена занимают 80-85 % рынка в США и Канаде, 95 % - в Германии и Дании, 100 % - в Японии, Финляндии, Швеции и Франции. Основные достоинства кабелей со СПЭ - изоляцией:

изготавливаются на напряжение до 500 кВ;

срок службы кабелей составляет не менее 30 лет;

пропускная способность в зависимости от условий прокладки на 15-30 % выше, чем у кабелей с бумажной или маслонаполненной изоляцией, т.к. кабели со СПЭ-изоляцией рассчитаны на длительную работу при температуре жилы 90 °С, а их бумажно-масляные аналоги допускают нагрев до 70 °С;

отвечают экологическим требованиям;

прокладка и монтаж меньше зависят от погоды и могут проводиться даже при температуре -20 °С;

значительно дешевле и проще становятся обслуживание и ремонт при механических повреждениях, существенно легче выполняются прокладка и монтаж соединительных муфт и концевых заделок в полевых условиях.

Параметры кабелей 10-110 кВ с изоляцией из СПЭ приведены в [6, табл. 3.57—3.63].

Для кабелей с нормально пропитанной бумажной изоляцией наибольшая допустимая разность уровней между точками прокладки приведена в [6, табл. 3.27]. Разность уровней для кабелей с нестекающей пропиткой, пластмассовой и резиновой изоляцией не ограничивается. Максимальная возможная разность уровней в маслонаполненных КЛ низкого давления составляет 20-25 м. Для кабелей высокого давления (в стальных трубах) возможная разность уровней между стопорными муфтами определяется минимально допустимым снижением давления масла в трубопроводе до 1,2 МПа. Нормальное давление масла принимается равным

(1,5 ± 2 %) МПа, максимальное — согласовывается с заводом-изготовителем.

Максимальные строительные длины силовых кабелей приведены в табл. 7.14. Для маслонаполненных кабелей ПО кВ и выше стандартная строительная длина составляет до 800 м. Завод-изготовитель уточняет строительные длины таких кабелей в соответствии с проектом прокладки линии. Расчетные данные кабелей с бумажной изоляцией до 35 кВ и маслонаполненных кабелей 110 и 220 кВ с пластмассовой изоляцией приведены в табл. 7.15 и 7.16.

### Основные типы кабелей

Таблица 7.10

Изоляция	Исполнение
Резиновая и пластмассовая	Трехжильные с пластмассовой изоляцией, облегченные для электрификации сельского хозяйства 10 кВ Трехжильные и одножильные 6-35 кВ Одножильные 110-220 кВ
Бумажная	С вязкой пропиткой: с поясной изоляцией трехжильные 6-10 кВ трехжильные с отдельно освинцованными жилами 20-35 кВ.
	Маслонаполненные: Одножильные с центральным маслопроводящим каналом низкого и высокого давления 110–220кВ Трехжильные высокого давления в стальной трубе с маслом под давлением 110–220 кВ

Таблица 7.11

### Стандартные сечения одножильных маслонаполненных кабелей 110-500 кВ

Марка кабеля	Напряжение, кВ	Сечение, мм <sup>2</sup>
Низкого давления: МНС, МНАШв, МНАгШв, МНСА, МНАШв, МНАгШву МНАШву, МНСК	110	120, 150, 185, 240, (270) 300, (350), 400, 500, (550), 625, 800
	220	300, (350), 400, 500, (550), 625, 800
Высокого давления МВДТ	110	120, 150, 185, 240, (270), 300, 400, 500, (550), 625, 700
	220	300, 400, 500, (550), 625, 700, 1200
	330	400, 500, (550), 625, 700
	500	(550), 625, 700, 1200

Примечание. Кабели с сечением, указанным в скобках, изготавливаются по согласованию с заводом-изготовителем.

Таблица 7.12

Стандартные сечения кабелей с бумажной изоляцией, мм<sup>2</sup>

Кабели с жилами		Напряжение, кВ		
медными	алюминиевыми	6,10	20	35
с нормально пропитанной изоляцией				
—	ААГУ, ААШвУ, ААШпУ, ААШпсУ	10-240	—	120-400**
СПУ, СПЛУ, СбЛУ, СБ2ЛУ, СБнУ, СБГУ, СГУ, СБУ, СКЛУ	ААБЛУ, ААБ2ЛУ, АСПУ, АСПЛУ, АСБУ, АСБГУ, АСГУ, АСКЛУ, АСБЛУ, АСБ2ЛУ	10-240		
Кабели с жилами		Напряжение, кВ		
медными	алюминиевыми	6	ПО	220
с нормально пропитанной изоляцией				
СГ	АСГ, ААГ, ААШв, ААШп	—	25-400*	—
ОСК, ОСБ, ОСБн, ОСБГ	АОСК, АОСБ, АОСБн, АОСБГ	—	25-185	25-185
ОСБУ, ОСБГУ, ОС- КУ	АОСБУ, АОСБГУ, АО- СКУ	—	—	120-150*
пропитанные нестекающим составом				
ЦСШвУ	ЦАСШвУ	—	—	120-400*
	ЦААШвУ, ЦААШпсУ	25-185	—	120-400*
ЦАСБЛУ, ЦСПЛУ, ЦСБУ, ЦСБГУ, ЦСБЛУ, ЦСПнУ	ЦААБЛУ, ЦАСПЛУ, ЦА- АБ2ЛУ, ЦАСБУ, ЦАСБ- ГУ	25-185		
ЦОСБУ, ЦОСБГУ	ЦАОСБУ, ЦАОСБГУ	—	—	120-150*

\* Кабели изготавливаются из трех изолированных жил в отдельной свинцовой оболочке.

\*\* Кабели изготавливаются с одной жилой.

Таблица 7.13

Стандартные сечения кабелей с пластмассовой изоляцией, мм<sup>2</sup>

Кабели с жилами		Напряжение, кВ		
медными	алюминиевыми	6	110	220
	АПвП*, АПвПс*, АПвВ*		270, 350, 500, 625, 800	350, 500, 625, 800, 1000
ВВГ, ПВГ, ПсВГ, ПвВГ, ПБбШв, ПсБбШв, ПвБбШв, ВАШв, ПВАШв	АВВГ, АПВГ, АПсВГ, АПвВГ, АВБбШв, АПБбШв, АПсБбШц, АПвБбШв, АВАШв, АПВАШв	10-240		

\* Изготавливается с одной жилой.

Таблица 3.28 7.14

## Строительная длина силовых кабелей, м

Кабели	Напряжение, кВ		
	6-10	20-35	110-220
С пропитанной бумажной изоляцией сечением жилы, мм <sup>2</sup> :			
до 70	450		-
95-120	400	250	-
150 и более	350	250	
Маслонаполненные всех сечений	-	-	200-800
С пластмассовой изоляцией сечением жилы, мм <sup>2</sup> :			
до 70	450	-	
95-120	400	-	
150 и более	350	-	500

Примечание. Строительная длина кабелей 110—220 кВ уточняется по согласованию с заводом-изготовителем.

Таблица 7.15

## Расчетные данные кабелей с бумажной изоляцией (на 1 км)

Сечение жилы, мм <sup>2</sup>	г <sub>0</sub> , Ом		6кВ		10 кВ		20 кВ		35 кВ	
	Медь	Алюминий	x <sub>0</sub> , Ом	b <sub>0</sub> , квар	x <sub>0</sub> , Ом	b <sub>0</sub> , квар	x <sub>0</sub> , Ом	b <sub>0</sub> , квар	x <sub>0</sub> , Ом	b <sub>0</sub> , квар
10	1,84	3,10	0,110	2,3	-	-	-	-	-	-
16	1,15	1,94	0,102	2,6	0,113	5,9	-	-	-	-
25	0,74	1,24	0,091	4,1	0,099	8,6	0,135	24,8	-	-
35	0,52	0,89	0,087	4,6	0,095	10,7	0,129	27,6	-	-
50	0,37	0,62	0,083	5,2	0,090	11,7	0,119	31,8	-	-
70	0,26	0,443	0,08	6,6	0,086	13,5	0,116	35,9	0,137	86
95	0,194	0,326	0,078	8,7	0,083	15,6	0,110	40,0	0,126	95
120	0,153	0,258	0,076	9,5	0,081	16,9	0,107	42,8	0,120	99
150	0,122	0,206	0,074	10,4	0,079	18,3	0,104	47,0	0,116	112
185	0,099	0,167	0,073	11,7	0,077	20,0	0,101	51,0	0,113	115
240	0,77	0,129	0,071	13,0	0,075	21,5	0,098	52,8	0,111	119
300	0,061	0,103	-	-	-	-	0,095	57,6	0,097	127
400	0,046	0,077	-	-	-	-	0,092	64,0	-	-

## ЛИТЕРАТУРА

### Основная

1. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: Учебник для вузов.-7-е изд., стереот.- М.: Издательство МЭИ, 2001. 472 с.: ил.
2. Стерман Л.С., Тевлин С.А., Шарков А.Т. Тепловые и атомные электростанции. - М.: Энергоиздат, 1982. - 456 с.
3. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции. - М.: Энергоатомиздат, 1987. 328 с.
4. Некрасов А.С., Синяк Ю.В., Янпольский В.А. Построение и анализ энергетического баланса (вопросы методологии и методики). – М: «Наука», 1974. – 180 с. ил.
5. Мелентьев Л.А. Оптимизация развития и управления больших систем энергетики: Учеб. Пособие. – 2-е изд., перераб. И доп. –М.: Высш. Школа, 1982. – 319 с.: ил.
6. Справочник по проектированию электрических сетей и электрооборудования / Под ред. В.И. Круповича, Ю.Г. Барыбина, М.Л. Самовера. - 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоиздат, 1981. – 408 с. ил.
7. Трухний А.Д. Стационарные паровые турбины. - М.: Энергоатомиздат, 1990.
8. Паротурбинные установки АЭС/ Под ред. Ю.Ф. Косяка.-М.: Энергия, 1978.

### Дополнительная

9. Гиршфельд В.Я., Морозов Г.Н. Тепловые электрические станции. - М.: Энергия, 1973.
10. Сидельковский Л.Ю., Юренев В.Н. Котельные установки промышленных предприятий. - М.: Энергоатомиздат, 1988.
11. Веллер В.И. Автоматическое регулирование паровых турбин. -М.: Энергия, 1977.
12. Шляхин П.Н. Паровые и газовые турбины. -М.: Энергия, 1974.
13. Сазанов Б.В., Ситас В.И. Теплоэнергетические системы промышленных предприятий: Учеб. Пособие для вузов. – М.: Энергоатомиздат, 1990. 304 с.: ил.
14. Порядок расчета и обоснования нормативов технологических потерь при передаче тепловой энергии. Утвержден приказом Минпромэнерго России от 4 октября 2005 г. №265.

### **Вспомогательная**

15. Энергетические установки электростанций. Методические указания к выполнению курсовой работы. - Томск: изд-во ТПУ, 1995. (Составители Антонова А.М. или Галашов Н.Н.).
16. Методические указания к выполнению домашних заданий по курсу “ТЭС, АЭС и охрана окружающей Среды”. - Томск: изд. ТПУ, 1994. (Составитель Антонова А.М.).
17. Марушкин В.М. Подогреватели высокого давления турбоустановок ТЭС и АЭС.-М.: Энергоатомиздат., 1985.
18. Малюшенко В.В., Михайлов А.К. Энергетические насосы. Справочное пособие. -М.: Энергоиздат, 1981.

# ПРИЛОЖЕНИЯ

## Приложение 1

Климатические данные по некоторым городам России  
(на основании СНиП П.А.6-72. Строительная климатология и геофизика)

Город	Продолжительность, <i>n</i> , сут	Отопительный период				Лето	
		Температура воздуха, °С				Температура*	
		расчетная для проектирования	средняя отопительного периода	средняя самого холодного месяца	средняя самого жаркого месяца	средняя в 13 ч самого жаркого месяца	
	ото-пления $t_{н.о.}$	вентиляции $t_{н.в.}$					
<i>Европейская часть</i>							
Архангельск	251	- 32	- 19	- 4,7	- 12,5	+ 15,6	-
Астрахань	172	- 22	- 8,0	+ 1,6	- 6,8	+ 25,3	+ 29,3
Брянск	206	- 24	- 13	- 2,6	- 8,5	+ 18,4	+ 22,6
Екатеринбург	228	- 31	- 20	- 6,4	- 15,3	+ 17,4	+ 21,1
Иваново	217	- 28	- 16	- 4,4	- 11,8	+ 17,4	+ 22,5
Казань	218	- 30	- 18	- 5,7	- 13,5	+ 19,0	+ 24,0
Курск	198	- 24	- 14	- 3,0	- 8,6	+ 19,3	+ 23,6
Магнитогорск	218	- 34	- 22	- 7,9	- 16,9	+ 18,3	+ 23,6
Махачкала	151	- 14	- 2,0	+ 2,6	- 0,4	+ 24,7	-
Москва	205	- 25	- 14	- 3,2	- 9,4	+ 19,8	+ 21,6
Мурманск	281	- 28	- 18	- 3,3	- 10,1	+ 12,4	-
Новороссийск	134	- 13	- 2,0	+ 4,4	+ 2,6	+ 23,7	-
Оренбург	201	- 29	- 20	- 8,1	- 14,8	+ 21,9	+ 26,9
Пермь	226	- 34	- 20	- 6,4	- 15,1	+ 18,1	+ 21,8
Ростов-на-Дону	175	- 22	- 8,0	- 1,1	- 5,7	+ 22,9	+ 27,4
Рязань	212	- 27	- 16	- 4,2	- 11,1	+ 18,8	+ 23,0
Самара	206	- 27	- 18	- 6,1	- 13,8	+ 20,7	+ 24,2
Санкт-Петербург	219	- 25	- 11	- 2,2	- 7,9	+ 17,8	-
Саратов	198	- 25	- 16	- 5,0	- 11,9	+ 22,1	+ 25,7
Смоленск	210	- 26	- 13	- 2,7	- 8,6	+ 17,6	+ 21,1
<i>Азиатская часть</i>							
Барнаул	219	- 39	- 23	- 23	- 17,7	+ 19,7	+ 24,0
Владивосток	201	- 25	- 16	- 4,8	- 14,4	+ 20,0	-
Енисейск	245	- 47	- 28	- 28	- 22,0	+ 18,4	+ 22,3
Иркутск	241	- 38	- 25	- 8,9	- 20,9	+ 17,6	+ 22,6
Красноярск	235	- 40	- 22	- 7,2	- 17,1	+ 18,7	+ 24,2
Минусинск	226	- 42	- 27	- 9,5	- 21,2	+ 19,6	+ 25,1
Новосибирск	227	- 39	- 24	- 9,1	- 19,0	+ 18,7	+ 23,0
Омск	220	- 37	- 23	- 7,7	- 19,2	+ 18,3	+ 23,0
Тобольск	229	- 36	- 22	- 7,0	- 18,5	+ 18,0	+ 21,6
Томск	234	- 40	- 25	- 8,8	- 19,2	+ 18,1	+ 22,5
Тюмень	220	- 35	- 21	- 5,7	- 16,6	+ 18,6	+ 22,4
Улан-Удэ	235	- 38	- 28	- 10,6	- 25,4	+ 19,4	+ 23,1
Хабаровск	205	- 32	- 23	- 10,1	- 22,3	+ 21,1	-
Чита	240	- 38	- 30	- 11,6	- 26,6	+ 18,8	-

Примечания: 1. Расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления принята равной средней температуре наиболее холодных пятидневок из восьми наиболее холодных зим за 50 лет.

2. Расчетная температура наружного воздуха для проектирования вентиляции принята равной средней температуре воздуха наиболее холодного периода, составляющего 15 % общей продолжительности отопительного периода.

3. Продолжительность отопительного периода определена по числу дней с устойчивой среднесуточной температурой наружного воздуха + 8 °С и ниже (для городов, отмеченных звездочкой, + 5 °С и ниже).

4. Средняя температура наружного воздуха отопительного периода исчислена как средняя алгебраическая за отопительный период.

Приложение 2

Среднемесячные температуры наружного воздуха для ряда городов России (СНиП П-А-6-72. Строительная климатология и география)

Город	Среднемесячные температуры воздуха, °С									
	Сентябрь	Октябрь	Ноябрь	Декабрь	Январь	Февраль	Март	Апрель	Май	Июнь
Архангельск	+ 8,1	+ 1,4	- 4,5	- 9,81	- 12,5	- 12,0	- 8,0	- 0,6	+ 5,6	+ 12,3
Астрахань	+ 17,3	+ 9,8	+ 2,1	- 3,5	- 6,8	- 5,8	+ 0,1	+ 9,6	+ 17,8	+ 22,8
Барнаул	+ 10,8	+ 2,6	- 8,2	- 15,2	- 17,7	-16,3	- 9,5	+ 1,8	+ 11,3	+ 17,4
Брянск	+ 11,4	+ 3,1	- 0,8	- 6,0	- 8,5	- 8,3	- 3,6	+ 5,2	+ 12,6	+ 16,6
Волгоград	+ 16,1	+ 7,8	0,0	- 6,1	- 9,2	- 8,7	- 2,3	+ 8,3	+ 16,7	+ 21,6
Воронеж	+ 12,8	+ 5,6	- 1,1	- 6,7	- 9,3	- 9,2	- 4,1	+ 5,9	+ 14,0	+ 18,0
Екатеринбург	+ 9,2	+ 1,3	- 7,1	- 13,3	- 15,3	- 13,4	- 7,3	+ 2,6	+ 10,1	+ 15,6
Енисейск	+ 8,3	-0,4	- 12,5	- 20,9	- 22,0	- 19,0	- 10,6	- 0,9	+ 7,1	+ 15,0
Златоуст	+ 8,4	+ 0,9	- 7,5	- 13,5	- 15,4	- 13,8	- 8,0	+ 1,8	+ 9,8	+ 14,8
Иваново	+ 9,6	+ 3,1	- 3,5	- 9,3	- 11,8	- 11,3	- 6,2	+ 2,8	+ 10,6	+ 15,2
Иркутск	+ 8,1	+ 0,5	-10,8	- 18,7	- 20,9	- 18,3	- 9,7	+ 1,0	+ 8,4	+ 14,8
Казань	+ 10,7	+ 3,2	- 4,7	- 11,0	- 13,5	- 12,9	- 7,0	+ 3,3	+ 12,1	+ 16,9
Киров	+ 9,0	+ 1,5	- 6,0	- 12,0	- 14,2	- 13,1	- 7,1	+ 2,0	+ 9,8	+ 15,5
Красноярск	+ 9,9	+ 1,4	- 9,1	- 15,9	- 17,1	- 14,7	- 7,6	+ 1,3	+ 8,8	+ 15,8
Махачкала	+ 19,3	+ 13,6	+7,0	+ 2,3	- 0,4	+ 0,1	+ 3,4	+ 9,2	+ 16,3	+ 21,5
Мичуринск	+ 12,1	+ 5,2	- 2,0	- 7,6	- 10,8	- 10,2	- 5,1	+ 4,9	+ 13,6	+ 17,8
Москва	+ 11,7	+ 5,0	- 1,6	- 6,9	- 9,4	- 8,5	- 3,6	+ 4,9	+ 12,9	+ 17,0
Нижний Новгород	+ 10,7	+ 3,2	- 3,6	- 9,2	- 12,0	- 11,6	- 5,6	+ 3,4	+ 11,2	+ 16,3
Нижний Тагил	+ 8,2	+ 0,5	- 7,6	- 14,0	- 16,1	- 14,1	- 8,3	+ 1,8	+ 8,7	+ 14,2
Николаев	+ 16,7	+ 10,2	+3,8	- 1,2	- 3,6	- 2,9	+ 2,0	+ 9,2	+ 16,2	+ 20,1
Новокузнецк	+ 10,0	+ 2,1	- 8,5	- 15,6	-17,8	- 15,6	- 8,4	+ 1,4	+ 9,8	+ 16,2
Новороссийск	+ 19,2	+ 14,2	+8,6	+ 5,0	+ 2,6	+2,7	+ 5,8	+ 10,6	+ 15,9	+ 20,2
Новосибирск	+ 9,9	+ 1,5	- 9,7	- 16,9	- 19,0	- 17,2	- 10,7	- 0,1	+ 10,0	+ 16,3
Омск	+ 10,4	+ 1,4	- 8,9	- 16,5	- 19,2	- 17,8	- 11,8	+ 1,3	+ 10,7	+ 16,6
Оренбург	+ 13,3	+ 4,6	- 4,4	- 11,5	- 14,8	- 14,2	- 7,7	+ 4,7	+ 14,7	+ 19,8
Пермь	+ 9,4	+ 1,6	- 6,6	-12,9	- 15,1	- 13,4	- 7,2	+ 2,6	+ 10,2	+ 16,0
Петрозаводск	+ 9,2	+ 3,3	- 2,1	- 7,1	- 9,7	- 9,8	- 5,9	+ 1,2	+ 7,6	+ 13,5
Пятигорск	+ 15,6	+ 9,5	+ 2,8	- 1,8	- 4,1	- 3,2	+ 1,1	+ 8,3	+ 14,7	+ 18,7
Ростов-на-Дону	+ 16,2	+ 9,2	+ 2,2	- 3,1	- 5,7	- 5,1	+ 0,2	+ 9,0	+ 16,4	+ 20,0
Рязань	+ 11,2	+ 4,2	- 2,6	- 8,2	- 11,1	- 10,4	- 5,4	+ 4,1	+ 12,6	+ 16,7
Самара	+ 12,4	+ 4,2	- 4,1	- 10,7	- 13,8	- 13,0	- 6,8	+ 4,6	+ 14,0	+ 18,7
Санкт-Петербург	+ 10,8	+ 4,8	- 0,5	- 5,1	- 7,7	- 7,9	- 4,2	+ 3,0	+ 9,6	+ 14,8
Саратов	+ 14,1	+ 5,7	- 2,4	- 8,7	- 11,9	- 11,3	- 5,2	+ 5,8	+15,1	+ 20,0
Тверь	+ 9,9	+ 3,9	- 2,2	- 7,3	- 10,4	- 10,0	- 5,2	+ 3,3	+ 11,0	+ 14,8
Тобольск	+ 9,5	+ 0,8	- 9,3	- 16,4	- 18,5	- 16,1	- 9,2	+ 1,3	+ 9,1	+ 15,8
Томск	+ 9,2	+ 0,9	-10,4	-17,5	- 19,2	- 16,7	- 10,1	- 0,1	+ 8,6	+ 15,3
Тюмень	+ 10,1	+ 1,8	- 7,4	- 14,4	- 16,6	- 14,8	- 8,0	+ 2,7	+10,7	+ 16,7
Уральск	+ 13,7	+ 5,1	- 3,6	- 10,6	- 14,2	- 13,8	- 7,3	+ 5,5	+14,9	+ 20,2
Уфа	+ 11,4	+ 3,0	- 5,5	- 11,9	- 14,1	- 13,4	- 6,7	+ 4,0	+12,8	+17,7
Челябинск	+ 10,8	+ 2,4	- 6,4	- 13,0	- 15,5	- 14,3	- 7,9	+ 3,1	+11,9	+17,3

Число часов за отопительный период со среднесуточной температурой наружного воздуха, равной и ниже данной (для ориентировочных расчетов)

Город	Температура наружного воздуха, °С										
	Ниже - 45	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+ 8
	Европейская часть										
Архангельск	–	1	10	48	150	380	820	1580	2670	4300	6024
Астрахань	–	–	–	3	32	114	291	601	1238	2460	4128
Брянск	–	–	–	2	17	89	356	870	1730	3210	4950
Воронеж	–	–	–	7	34	144	470	1020	1850	3380	4780
Волгоград	–	–	–	1	13	126	420	930	1650	3100	4368
Екатеринбург	–	1	11	54	198	494	1070	1980	3020	4000	5470
Иваново	–	–	5	42	102	275	635	1300	2070	3800	5210
Казань	–	–	1	20	117	328	790	1520	2480	3800	5230
Курск	–	–	–	3	15	97	343	872	1740	3260	4750
Магнитогорск	–	7	26	65	190	566	1250	2560	3360	4100	5250
Махачкала	–	–	–	–	–	3	18	72	260	1030	3620
Москва	–	–	3	15	47	172	418	905	1734	3033	4910
Мурманск	–	–	–	6	38	135	452	1117	2276	4002	6740
Оренбург	–	–	5	35	166	500	1060	1810	2640	3770	4820
Пермь	–	3	15	75	220	504	1050	1840	2850	4080	5420
Ростов-на-Дону	–	–	–	–	5	41	178	494	1130	2720	4200
Рязань	–	–	1	13	58	187	540	1170	2080	3620	510
Самара	–	–	1	10	114	400	890	1490	2360	3780	4950
Санкт-Петербург	–	–	–	–	21	83	273	708	1533	2878	5240
Саратов	–	–	–	2	38	232	665	1320	2200	2570	4780
Смоленск	–	–	–	2	23	112	381	964	1852	3241	5050
Тверь	–	–	–	14	48	160	516	1080	2020	3620	5250
Тула	–	–	2	10	24	70	206	456	2440	3500	4960
Ульяновск	–	–	–	12	94	330	800	1560	2420	3660	5110
Уфа	–	–	5	40	160	436	980	1780	2770	3900	5060
Челябинск	–	–	7	39	166	520	1110	1950	2980	3920	5180
	Азиатская часть										
Барнаул	1	12	52	170	415	792	1430	2260	3120	4130	5250
Владивосток	–	–	–	–	2	91	518	1350	2210	3320	4820
Иркутск	–	7	58	172	458	864	1730	2600	3300	4320	5780
Красноярск	1	18	82	210	468	828	1360	2110	3000	4050	5650
Минусинск	–	25	105	282	600	1065	1660	2390	3140	4130	5430
Новосибирск	–	15	89	205	488	910	1550	2430	3290	4270	5450
Омск	1	6	64	195	485	950	1660	2480	3310	4250	5280
Тобольск	–	6	43	158	386	820	1500	2360	3290	4070	5500
Томск	3	17	82	228	500	932	1600	2500	3360	4400	5600
Тюмень	–	5	25	118	294	670	1270	2120	3050	4050	5280
Хабаровск	–	–	2	53	348	1050	1880	2600	3240	3900	4920
Чита	–	22	146	478	1050	1800	2540	3160	3340	4400	5760

Удельные теплотери  $q_0$  и удельные расходы теплоты на вентиляцию  $q_v$  промышленных, служебных и общественных зданий  
(для ориентировочных расчетов)

А. Промышленные здания

Назначение зданий	Строительный объем зданий, тыс. м <sup>3</sup>	Удельная характеристика Дж/(с · м <sup>3</sup> · °С)	
		для отопления $q_0$	для вентиляции $q_v$
Чугунолитейные цехи	10–50	0,35–0,29	1,28–1,17
	50–100	0,29–0,25	1,17–1,05
	100–150	0,25–0,21	1,05–0,95
Сталелитейные цехи	10–50	0,35–0,29	1,12–0,97
	50–100	0,29–0,25	0,97–0,85
	100–150	0,25–0,21	0,86–0,80
Меднолитейные цехи	5–10	0,47–0,42	2,80–2,36
	10–20	0,42–0,29	2,36–1,86
	20–30	0,29–0,24	1,86–1,38
Термические цехи	до 10	0,47–0,35	1,52–1,40
	10–30	0,35–0,29	1,40–1,17
	30–75	0,29–0,24	1,17–0,70
Кузнечные цехи	До 10	0,47–0,35	0,80–0,70
	10–50	0,35–0,29	0,70–0,58
	50–100	0,29–0,18	0,58–0,35
Механосборочные и механические цехи, слесарные мастерские	5–10	0,65–0,53	0,47–0,29
	10–50	0,53–0,47	0,29–0,17
	50–100	0,47–0,44	0,17–0,14
	100–200	0,44–0,42	0,14–0,10
Деревообделочные цехи	До 5	0,69–0,64	0,69–0,58
	5–10	0,64–0,53	0,58–0,53
	10–50	0,53–0,47	0,53–0,47
Цехи металлических покрытий	50–100	0,45–0,42	0,61–0,53
	100–150	0,42–0,35	0,53–0,42
Цехи покрытий металлами	До 2	0,75–0,69	5,85–4,70
	2–5	0,69–0,64	4,70–3,45
	5–10	0,64–0,53	3,45–2,36
Ремонтные цехи	5–10	0,69–0,58	0,23–0,18
	10–20	0,58–0,53	0,18–0,12
Локомотивные депо	До 5	0,81–0,75	0,47–0,35
	5–10	0,75–0,69	0,35–0,29

## А. Промышленные здания

Назначение зданий	Строительный объем зданий, тыс. м	Удельная характеристика, Дж/(с · м · °С)	
		для отопления $q_o$	для вентиляции $q_v$
Склады химикатов, красок и т.п.	До 1	1,0–0,86	–
	1–2	0,86–0,75	–
	2–5	0,75–0,67	0,7–0,53
Склады моделей и главные магазины	1–2	0,95–0,80	–
	2–5	0,80–0,70	–
	5–10	0,70–0,53	–
Бытовые и административные и вспомогательные помещения	0,5–1	0,70–0,53	–
	1–2	0,53–0,47	–
	2–5	0,47–0,39	0,17–0,14
	5–10	0,39–0,35	0,14–0,13
	10–20	0,35–0,29	0,13–0,11
Проходные	До 0,5	1,53–1,40	–
	0,5–2,0	1,40–0,80	–
	2–5	0,80–0,58	0,18–0,12
Казармы и помещения ВОХР	–	0,44–0,39	–
	10–15	0,39–0,36	–

## Б. Удельные расходы теплоты на вентиляцию служебных и общественных зданий, Дж/(с · м · °С)

Назначение зданий	$q_v$	Назначение зданий	$q_v$
Административные здания, здания научно-исследовательских и проектных институтов	0,21	Больницы	0,35
		Бани, лаборатории	1,20
Клубы	0,24	Прачечные	0,94
Театры и кинотеатры Магазины, учебные заведения, пожарные депо	0,48 0,12	Предприятия общественного питания, гаражи	0,84
		Детские ясли-сады	0,12
Поликлиники, диспансеры, амбулатории	0,29	Школы общеобразовательные	0,10

*Примечание.* При отсутствии перечня общественных зданий можно принимать для ориентировочных расчетов  $q_v = 0,235$  Дж/(с · м · °С) для суммарного объема всех общественных зданий.

Приложение 5

Нормы расхода горячей воды (СНиП 02.04.01-85 «Внутренний водопровод и канализации зданий»)

Потребитель	Единица измерения	Расход		
		средне-недельный л/сут	в сутки наибольшего водопотребления, л/сут	максимально часовой, л/ч
1	2	3	4	5
Жилые дома квартирного типа, оборудованные: умывальниками, мойками и душами	1 житель	85	100	7,9
сидячими ваннами и душами		90	110	9,2
ваннами длиной от 1,5 до 1,7 м и душами		105	120	10
Жилые дома квартирного типа при высоте зданий более 12 этажей благоустройстве		115	130	10,9
Общежития: с общими душевыми	1 житель	50	60	6,3
с душевыми во всех комнатах		60	70	8,2
с общими кухнями и блоками душевых на		80	90	7,5
Гостиницы, пансионаты и мотели с общими ваннами и душами	1 житель	70	70	8,2
Гостиницы и пансионаты с душами во всех номерах		140	140	12
Гостиницы с ваннами в отдельных номерах: в 25 % от общего числа номеров		100	100	10,4
то же в 75 %		150	150	15
во всех номерах		180	180	16
Больницы: с общими ваннами и душевыми	1 койка	75	75	5,4
с санитарными узлами, приближенными к инфекционные		90	90	7,7
		110	110	9,5
Санатории и дома отдыха: с ваннами при всех жилых комнатах	1 койка	120	120	4,9
с душевыми при всех жилых комнатах		75	75	8,2
Поликлиники и амбулатории	1 большой в смену	5,2	6	1,2
Прачечные: механизированные	1 кг сухого белья	25	25	25
немеханизированные		15	15	15
Административные здания	1 работающий	5	7	2
Учебные заведения (в том числе высшие и средние специальные) с душевыми при гимнастических залах и буфетами	1 учащийся и 1 преподаватель	6	8	1,2

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>
Профессионально-технические училища	То же	8	9	1,4
Предприятия общественного питания: для приготовления пищи, реализуемой в обеденном зале то же продаваемой на дом	1 блюдо	12,7	12,7	12,7
		11,2	11,2	11,2
Магазины: продовольственные промтоварные	1 работающий в смену	65	65	9,6
		5	7	2
Стадионы и спортзалы: для зрителей  для физкультурников для спортсменов	1 место	1	1	0,1
	1 физкуль- турник	30	30	2,5
	1 спорт- смен	60	60	5
Бани: для мытья в мыльной с ополаскиванием в то же с приемом оздоровительных проце- ду-		–	120	120
		–	190	190
		–	240	240
		–	360	360
Душевые в бытовых помещениях про- мышленных предприятий	1 душевая сетка в смену	–	270	270

Годовой расход теплоты на одного жителя, ГДж (Гкал)  
(для ориентировочных расчетов)

Потребление	Район				Примечание
	Сибирь, Урал и север европейской части страны	Средняя полоса европейской части страны	Южная часть европейской части	Крым, Кавказ и юг Средней Азии	
Отопление и вентиляция жилых зданий	13,90(3,22)	11,0(2,62)	6,90(1,66)	3,85 (0,92)	–
Отопление и вентиляция общественных зданий	3,40(0,81)	2,60(0,61)	1,60(0,38)	1,15(0,26)	–
Горячее водоснабжение	8,15(1,95)	8,15(1,95)	8,15(1,95)	8,15(1,95)	Дома с ваннами
Бани	0,65(0,15)	0,64(0,15)	0,64(0,15)	0,64(0,15)	–
Прачечные	1,24(0,30)	1,24(0,30)	1,24(0,30)	1,24(0,30)	–
Предприятия общественного питания	1,17(0,28)	1,17(0,28)	1,17(0,28)	1,17(0,28)	Полный пансион
Итого	28,50(6,81)	24,80(5,91)	19,70(4,72)	16,20(3,86)	–

Примечания: 1. Длительность отопительного сезона, ч: Сибирь, Урал и север европейской части страны – 5400; средняя полоса европейской части страны и север Средней Азии – 4800–4600; юг европейской части страны 3800–3200; Крым, Кавказ и Средняя Азия м 3000–2600.

2. Число часов использования расчетной тепловой нагрузки, ч: бани и прачечные – 5000, предприятия общественного питания 1800.

Основные физические константы воды

Температура	Теплоемкость $c$ ,	Плотность $\rho$ ,	Теплопроводность $\lambda$	Абсолютная вязкость $10^6 \eta$ ,	Кинематическая вязкость $10^8 \nu$ ,	Температуропроводность $10^7 a$ ,	Критерий Прандтля $\nu/a$
$t, ^\circ\text{C}$	кДж	кг/м <sup>3</sup>	Вт/м К	кг с/м <sup>2</sup>	м <sup>2</sup> /с	м <sup>2</sup> /с	
0	4,2	999,9	0,556	182,9	1,795	1,314	13,66
10	4,2	999,7	0,576	133,5	1,310	1,372	9,54
20	4,2	998,2	0,599	102,8	1,010	1,429	7,07
30	4,2	995,7	0,618	81,6	0,804	1,478	5,44
40	4,2	992,2	0,631	66,6	0,659	1,522	4,33
50	4,2	988,1	0,643	56,0	0,556	1,558	3,57
60	4,2	983,2	0,656	47,9	0,478	1,592	3,00
70	4,2	977,8	0,664	41,5	0,416	1,615	2,68
80	4,2	971,8	0,668	36,4	0,367	1,639	2,24
90	4,2	965,3	0,678	32,3	0,328	1,668	1,97
100	4,25	958,4	0,682	28,9	0,296	1,682	1,76
120	4,3	943,4	0,686	23,7	0,246	1,705	1,44
140	4,3	926,4	0,686	20,0	0,212	1,722	1,23
160	4,35	907,5	0,684	17,7	0,192	1,734	1,11
180	4,45	887	0,675	15,7	0,174	1,720	1,01
200	4,53	865	0,665	14,3	0,162	1,700	0,95

Примечание:  $\eta = M/g$ ;  $\nu = g\eta/\rho$ ;  $a = \lambda/\rho c$ ;

$M$ – динамическая вязкость, Па · с [кг/(с · м)].

## Коэффициенты местных сопротивлений трубопроводов

Наименование	$\xi$	Примечание
Клапаны проходные, $d = 50\text{--}400$ мм	4–8	–
Клапаны «Косва»	0,5–2,0	–
Задвижки нормальные	0,3–0,5	–
Кран угловой	0,4	–
Кран проходной	0,6–2,0	В зависимости от сечения отверстия
Компенсатор:		
лировидный гладкий	1,7	–
волнистый	2,5	–
сальниковый		–
Водоотделитель	8–12	–
Грязевик	4–6	–
Угольник 90°	1,0	–
Колена 90°:		
гнутые гладкие, $R = d$	1,0	–
гладкие, $R = 2 d$	0,7	–
гладкие, $R = 4 d$	0,3	–
гладкие, $R > 4 d$	0,05–0,2	–
Сварное колено (один		
$\beta = 22,5^\circ$ , кл. 1	0,11	–
$\beta = 45^\circ$	0,32	–
$\beta = 60^\circ$	0,68	–
$\beta = 90^\circ$	1,27	–
Тройник (встречный ток), кл. 2	3,0	–
Входные насадки, кл. 3	1,0	Острая кромка
Входные насадки, кл. 4	0,5–1,0	–
Входные насадки с плав- ным	0,3–0,6	В зависимости от гладкости
Труба Вентури, кл. б	$(0,15 - 0,2) \left[ 1 - (F_1 / F_2)^2 \right]$	Наивыгоднейший угол $\beta = 6\text{--}8^\circ$

## Трубы стальные

<i>I</i>	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Условный проход $d_0$ , мм	32	40	50	70	80	100	125	150	175	200	250	300	350	400	400
Наружный диаметр $d_{нв}$ , мм	38	45	57	76	89	108	133	159	194	219	273	325	377	426	426
Внутренний диаметр $d_{вв}$ , мм	33	40	51	70	82	100	125	150	184	207	259	309	359	408	414
Толщина стенки $\delta$ , 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	9	6
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	91,6	62,0
Площадь поперечного сечения в свету $10^4 F$ , м <sup>2</sup>	8,2	12,6	20,4	38,5	53,4	78,6	123	177	267	334	527	754	1020	1310	1350
Поверхность 1 м длины трубопровода, м <sup>2</sup>	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	1,34	1,34
Экваториальный момент инерции $10^8 J$ , м <sup>4</sup>	4,42	7,90	19,5	46	80,5	190	339	653	1250	2300	5250	10 500	18 000	28000	19500
Экваториальный момент сопротивления $10^6 W$ , м <sup>3</sup>	2,33	3,52	6,85	12,1	18,1	35,2	51	82,1	129	210	384	645	950	1310	920

Окончание прилож. 9

<i>I</i>	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
Условный проход $d_0$ , мм	450	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1400
Наружный диаметр $d_{нв}$ , мм	480	530	630	720	820	920	1020	1120	1220	1420
Внутренний диаметр $d_{вв}$ , мм	466	514	612	700	800	898	996	1096	1192	1392
Толщина стенки $\delta$ , мм	7	8	9	10	10	11	12	12	14	14
Масса 1 м трубы, кг	80,5	103	137	174	200	246	298	326	415	482
Площадь поперечного сечения в свету $10^4 F$ , м <sup>2</sup>	1695	2070	2950	3850	5020	6360	7840	9440	11200	15300
Поверхность 1 м длины трубопровода, м <sup>2</sup>	1,51	1,66	1,97	2,18	2,48	2,80	3,17	3,52	3,83	4,47
Экваториальный момент инерции $10^8 J$ , м <sup>4</sup>	29000	46000	80000	145000	205000	365000	450000	650 000	1000 000	1600 000
Экваториальный момент сопротивления $10^6 W$ , м <sup>3</sup>	1210	1730	2740	4040	5000	7950	8800	11600	16 300	22 500

*Примечание.* Материал и тип труб для  $d_0 = 32\text{--}400$  мм – бесшовные горячекатаные и холоднокатаные, Ст. 2сп, Ст. 3сп, стали 10 и 20. ГОСТ 8731-87 и ГОСТ 8733-87. Для  $d_0 = 400\text{--}1400$  мм – стальные электросварные с двухсторонним прямошовным или спиральным швом, Ст. 2сп, Ст. 3сп, стали 10 и 20.

Основные технические характеристики сетевых насосов типа СЭ по ГОСТ 22465-77\*

Тип насоса	Подача $V$ , $\text{м}^3/\text{ч}$ $\text{м}^3/\text{с}$	Напор $H$ , м	Допустимый ка- ви таци- он-ный запас, м	Давле- ние на входе в насос, МПа  м	Часто- та вра- щения 1/мин	Темпе- ратура воды, °С	Мощ- ность, кВт	КПД %, не менее	Характерис- тика насоса	
									$H_{\text{он}}$ , м	$S_{\text{он}}$ , $\text{м}^2/\text{м}^6$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
СЭ-160-50	160	50	5,5	0,39	3000	120	29	73		
	0,0444			40						
СЭ-160-70	160	70	5,5	0,39	3000	120	37	79		
	0,0444			40						
СЭ-160-100	160	100	5,5	0,39	3000	120	59	71		
	0,0444			40						
СЭ-250-50	250	50	7,0	0,39	3000	120	41	80		
	0,0625			40						
СЭ-320-110	320	110	8,0	0,39	3000	120	114	80		
	0,89			40						
СЭ-500-70-11	500	70	10,0	1,08	3000	180	103	82	92,6	103
	0,14			110						
СЭ-500-70-16	500	70	10,0	1,57	3000	180	103	82		
	0,14			160						
СЭ-500-140	500	140	10,0	1,57	3000	180	210	81		
	0,14			160						
СЭ-800-55-11	800	55	5,5	1,08	1500	180	132	81	61,3	134
	0,222			110						
СЭ-800-55-16	800	55	5,5	1,57	1500	180	132	81		
	0,22			160						
СЭ-800-100-11	800	100	5,5	1,08	1500	180	243	80	133,9	615
	0,222			110						
СЭ-800-100-16	800	100	5,5	1,08	1500	180	243	80		
	0,222			110						
СЭ-800-160	800	160	14,0	1,57	3000	180	378	82		
	0,222			160						
СЭ-1250-45-11	1250	45	7,5	1,08	1500	180	166	82		
	0,348			110						
СЭ-1250-45-25	1250	45	7,5	2,45	1500	180	166	82		
	0,348			250						
СЭ-1250-70-11	1250	70	7,5	1,08	1500	180	260	82	90,9	183
	0,348			110						
СЭ-1250-70-16	1250	70	7,5	1,57	1500	180	260	82		
	0,348			160						

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
СЭ-1250-100	1250	100	7,5	1,57	1500	180	370	82	-	-
	0,348			160						
СЭ-1250-140-11	1250	140	7,5	1,08	1500	180	518	82	169,8	246
	0,348			110						
СЭ-1250-140-16	1250	140	7,5	1,57	1500	180	518	82	-	-
	0,348			160						
	1600			50						
	0,445			250						
СЭ-1600-80	1600	80	8,5	1,57	1500	180	388	80	-	-
	0,445			160						
СЭ-2000-100	2000	100	22,0	1,57	3000	180	572	85	-	-
	0,556			160						
СЭ-2000-140	2000	140	22,0	1,57	3000	180	810	84	-	-
	0,556			160						
СЭ-2500-60-11	2500	60	12,0	1,0	1500	180	422	86	81,0	40,6
	0,695			110						
СЭ-2500-60-25	2500	60	12,0	1,57	1500	180	422	86	-	-
	0,695			250						
СЭ-2500-180-16	2500	180	28,0	1,57	3000	180	1380	84	-	142
	0,695			160						
СЭ-2500-180-10	2500	180	28,0	0,98	3000	180	1380	84	-	-
	0,695			100						
СЭ-3200-70	3200	70	15,0	0,98	1500	120	672	86	-	-
	0,888			100						
СЭ-3200-100	3200	100	15,0	0,98	1500	120	898	86	-	-
	0,888			100						
СЭ-3200-160	3200	160	32,0	0,98	3000	120	1530	86	-	-
	0,888			100						
СЭ-5000-70-6	5000	70	15,0	0,59	1500	120	1035	87	104,9	18,3
	1,39			60						
СЭ-5000-70-10	5000	70	15,0	0,98	1500	120	1035	87	-	-
	1,39			100						
СЭ-5000-100	5000	100	15,0	1,57	1500	180	1340	87	-	-
	1,39			160						
СЭ-5000-160	5000	160	40,0	0,98	3000	120	2370	87	236,6	37,6
	1,39			100						

Основные технические характеристики сетевых насосов типа Д по ГОСТ 10272-87

Тип насо-са*	Подача	Напор H, м	Допустимый ка-витационный запас, м		Частота вращения, 1/мин	Мощ-ность, кВт	К.п.д. %, не менее	Характеристика насоса	
	V, м <sup>3</sup> /ч м <sup>3</sup> /с		Номи-нальный режим	Пере-грузоч-ный ре-жим				H <sub>он</sub> , м	S <sub>он</sub> , м <sup>2</sup> /м <sup>6</sup>
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Д200-95 (4НДв)	200	95	8,5	9,5	2950	80	70	116,7	7100
	0,055								
Д250-130	250	130	8,0	10	-	145	72	-	-
	0,070								
Д320-70 (6НДс)	320	70	8,5	10	-	85	78	92,9	3000
	0,089								
Д200-36 (5НДв)	200	36	3,0	6,0	1450	35	72	46,4	2700
	0,055								
Д320-50 (6НДв)	320	50	4,5	8,0	-	60	76	61,1	1500
	0,089								
Д500-65 (10Д-6)	500	65	4,0	8,0	-	130	76	-	-
	0,138								
Д630-90 (6НДв)	630	90	6,5	10,0	-	230	80	98,8	290
	0,175								
Д800-57 (12Д9)	800	57	5,0	8,0	-	170	82	-	-
	0,222								
Д1250-65 (12НДс)	1250	65	7,0	12,0	-	260	86	76,3	96
	0,346								
Д1250-125 (14Д6)	1250	125	7,5	11,5	-	620	76	-	-
	0,346								
Д1600-90 (14НДс)	1600	90	8,0	13,0	-	500	87	-	-
	0,455								
Д500-36 (8НДв)	500	36	5,0	7,5	980	100	80	48,7	670
	0,138								
Д800-28 (12НДс)	800	28	4,5	7,0	-	100	86	37,5	200
	0,222								
Д100-40 (14НДс)	1000	40	4,0	9,5	-	150	87	48,8	110
	0,277								
Д2000-21 (16НДн)	2000	21	5,5	12,0	-	150	80	-	-
	0,565								
Д2000-100 (20Д-6)	2000	100	6,5	7,0	-	760	75	-	-
	0,555								

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Д2500-2 (18НДс)	2500	62	6,5	11,0	–	500	87	91,6	60
	0,693								
Д3200-3 (20НДс)	3200	33	7,0	9,0	–	400	88	87,1	70
	0,89								
Д3200-5 (20НДс)	3200	75	8,5	12,0	–	800	87	90,2	20
	0,89								
Д4000-5 (22НДс)	4000	95	8,0	12,0	–	1350	88	–	–
	1,11								
Д1250-14 (16НДн)	1250	14	3,5	5,0	730	100	80	18,1	35
	0,346								
Д2000-4 (18НДс)	2000	34	3,5	8,5	–	250	87	50,9	55
	0,555								
Д2500-7 (20НДн)	2500	17	5,5	7,4	–	200	88	24,9	16
	0,695								
Д2500-45 (20НДс)	2500	45	6,5	10,0	–	350	87	54,3	18
	0,695								
Д3200-5 (22НДс)	3200	55	5,5	9,0	–	600	88	–	–
	0,89								
Д5000-2 (24НДн)	5000	32	8,0	12,0	–	500	88	44,8	6,7
	1,39								
Д6300-7 (32Д-19)	6300	27	10,0	12,0	–	600	79	43,1	5,3
	1,75								
Д6300-0 (24НДс)	6300	80	8,0	14,0	–	1750	88	100,1	6,5
	1,75								
Д3200-20 (24НДн)	3200	20	4,0	6,0	585	220	83	28,5	10,7
	0,89								
Д4000-22 (32Д-19)	4000	22	5,5	8,5	–	300	78	28,1	5
	1,11								
Д5000-50 (24НДс)	5000	50	5,5	12,0	–	900	87	55,6	2,9
	1,39								
Д12500-24 (48Д-22)	12 500	24	7,0	8,0	485	950	88	–	–

\* В скобках указаны обозначения по прежней маркировке.

**Основные технические характеристики насосов типа К и КМ для местных и групповых подстанций**

Тип насоса	Подача	Напор $H$ , м	Допустимый кавитационный запас, м	Частота вращения, 1/мин	Мощность, кВт	К.п.д. насоса, %	Характеристика насоса	
	$\text{м}^3/\text{ч}$						$H_{\text{он}}$ , м	$S_{\text{он}}$ , $\text{м}\cdot\text{с}^2/\text{м}^6$
	$\text{м}^3/\text{с}$							
К 8/18, КМ 8/18	8	19	4	2900	0,8	51	23,5	930 000
	0,0022	15 12			0,65 0,56	49 49	16,9 13,3	400 000 270 000
К 20/18, КМ 20/18	20	18	4	2900	1,45	67	22,5	150 000
	0,0055	14 10			1,2 0,9	64 10	18 14	135 000 135 000
К 20/30, КМ 20/30	20	30	4	2900	2,65	63	36	200 000
	0,0055	25 19			2,1 1,6	65 64	30 24	165 000 165 000
К 45/30, КМ 45/30	45	30	4,5	2900	5,4	70	36	38 500
	0,0125	19,5			3,4	70	26	42 000
К 45/55, КМ 55/55	45	55	4,5	2900	10,5	64	65	65 000
	0,0125	40			8	61	49,5	62 000
К 90/20, КМ 90/20	90	20	4,5	2900	6,5	78	29,5	15 000
	0,025	14			4,6	75	24	15 800
К 90/35, КМ 90/35	90	35	5,5	2900	11	77	41	9500
	0,025	27			39	73	40,5	21400
К 90/55, КМ 90/55	90	55	5,5	2900	18,5	73	65	15 800
	0,025	33			15,8	67	60	42 500
К 90/85, КМ 90/85	90	85	5,5	2900	33	65	109	38 000
	0,025	75			29	64	88	20 600
К 160/20, КМ 160/20	160	20	4,5	1450	10,9	81	29,6	4800
	0,0445	14,5			9	75	22,7	4100
К 160/30, КМ 160/30	160	30	4,5	1450	18	78	42,6	6300
	0,0445	27 20			16,5 13	71 68	38,3 30,5	5700 5250
К 290/18, КМ 290/18	290	18	4,5	1450	16,5	84	24	925
	0,0805	14			14,5	79	18,6	710
К 290/30, КМ 290/30	290	30	4,5	1450	28	82	48	2800
	0,0805	21,5			22	76	32	1800

\*В числителе марки насоса указана номинальная объемная подача,  $\text{м}^3/\text{ч}$ ; в знаменателе – напор, м; например, насос К 20/18: подача  $20 \text{ м}^3/\text{ч}$ , напор 18 м.

## Основные данные стальных водогрейных котлов серийного производства.

Типо-размер	Расчетная теплопроизводительность МДж/с	Поверхность нагрева	Расчетный расход воды, кг/с	Расчетные температуры воды, °С		Перепад давления воды, МПа	Вид топлива	КПД брутто при расчетной производительности, %
				на входе	на выходе			
ТНГ-4	5,0	160	15,0	70	150	–	Газ	90
КВ-ГМ-4	4,65	127	13,8	70	150	0,12	Газ или мазут	90,5 или 86
КВ-ТС-4	4,65	127	13,8	70	150	0,10	Каменные или бурые угли	82 или 81
КВ-7М-6,5	7,55	199	22,2	70	150	0,12	Газ или мазут	91 или 87
КВ-ТС-6,5	7,55	199	22,2	70	150	0,11	Каменные или бурые угли	82
ТВГ-8М	9,65	292	29	70	150	0,14	Газ	90
КВ-ГМ-10	11,6	295	34,3	70	150	0,15	Газ или мазут	90 или 89
КВ-ТС-10	11,6	277	34,3	70	150	0,11	Каменные или бурые угли	83 или 81
КВ-ГМ-20	23,3	513	68,7	70	150	0,23	Газ или мазут	90 или 88
КВ-ТС-20	23,3	489	68,7	70	150	0,15	Каменные или бурые угли	81 или 79
КВ-ГМ-30	35	720	103	70	150	0,19	Газ или мазут	90 или 88
ПТВМ-30М	46,5 или 40,7	822	139 или 122	70	150	0,17	Тоже	91 или 88
КВГМ-50	58	1468	172 или 342	70 110	150 150	0,138 0,075	Тоже Тоже	92,5 или 91
ЗЧМ-60ШМ	70	1491	213	70	150	0,17	Каменные или бурые угли	89 или 87
КВГМ-100	116	2710	343 или 684	70 110	150 150	0,165 0,079	Газ или мазут	92,5 или 91
ПТВМ-180	210	5979	1022	101	150	0,109	Газ	89

*Примечание.* Первые значения расходов и температур сетевой воды для котлов КВГМ-50 и КВГМ-100 относятся к их работе в качестве основных, вторые в качестве пиковых источников теплоты. Котел ПТВМ-180 предназначен для работы только в пиковом режиме.

Параметры и номинальная производительность паровых котлов низкого и среднего давления по ГОСТ 3619-89

Типоразмер	Номинальные параметры				Номинальная паро-производительность, $D_{ном}$ , кг/с
	абсолютное давление пара,	температура пара, °С	энтальпия пара, кДж/кг	Температура питательной воды, °С	
Пр 0,16-9 + Пр 1-9*	0,9	174,5(насыщенный)	2772	50	0,044; 0,069; 0,111; 0,195; 0,278
Е 0,25-9+ Е 10-9**	0,9	174,5 (насыщенный)	2772	50–100	0,069; 0,111; 0,195; 0,278; 0,444;0,694; 1,11; 1,81; 2,78
Е 2,5-14	1,4	194	2788	100	0,694
Е 4-14+ Е 35-14	1,4	194 (насыщенный) или 225 (перегретый)	2788	100	1,14; 1,81; 2,78; 4,44; 6,94; 9,72
Е 50-14+ Е 100-14	1,4	225	2869	100	13,9; 20,8; 27,8
Е 10-24 + Е 35-24	2,4	221 (насыщенный) или 250 (перегретый)	2800/2887	100	2,78; 6,94; 9,72
Е 50-24+ Е 160-24	2,4	250	2887	100	13,9; 27,8; 44,4
Е 10-40 + Е 75-40	3,9	440	3309	145	2,78; 4,44; 6,94; 9,72; 13,9; 20,8

\*Пр — прямоточный.

\*\*Е — естественная циркуляция.

Марки и основные параметры стационарных теплофикационных турбин серийного производства единичной мощностью  $N \geq 25\,000$  кВт

Тип турбины	Обозначение	Завод-изготовитель	Электрическая мощность* <sup>1</sup> , кВт	Начальные параметры: давление, МПа; температура, °С	Номинальный расход свежего пара, т/ч	Давление регулируемых отборов, МПа	Расход* <sup>2</sup> пара в отборе, т/ч	Температура питательной воды* <sup>3</sup> , °С	Число регенеративных подогревателей* <sup>4</sup>	Температура охлаждающей воды, °С	Число цилиндров
Конденсационная с отопительным отбором	T-25-90	ТМЗ	$\frac{25\,000}{30\,000}$	9; 535	130	0,07—0,25	92	225		20	1
	T-50/60-130	ТМЗ	$\frac{55\,000}{60\,000}$	13; 565	256	0,05—0,20 0,06—0,25	180	230	$\frac{4}{3}$	20	2
	T-105/120-130-2	ТМЗ	$\frac{105\,000}{120\,000}$	13; 565	460	0,05—0,20 0,06—0,25	310	230	$\frac{4}{3}$	20	3
	T-185/220-130	ТМЗ	$\frac{185\,000}{220\,000}$	13; 565	745	0,05—0,20 0,06—0,30	520	232	$\frac{4}{3}$	20	3
	T-180/215-130	ЛМЗ	$\frac{180\,000}{215\,000}$	13; 560/565	628	0,05—0,15 0,06—0,20	465	232	$\frac{4}{3}$	20	3
	T-250/300-240	ТМЗ	$\frac{250\,000}{300\,000}$	24; 560/565	905	0,05—0,20 0,06—0,20	645	265	$\frac{5}{3}$	20	4
Конденсационная с производственным и отопительным отборами	ПТ-25-90/10	КТЗ	$\frac{250\,000}{300\,000}$	9; 535	157	0,8—1,3 — верхнего 0,07—0,25 — нижнего	$\frac{70}{120}$ — верхнем $\frac{50}{100}$ — нижнем	215	$\frac{3}{2}$	—	1
	ПТ-60/75-90/13	ЛМЗ	$\frac{60\,000}{75\,000}$	9; 535	390	1,0—1,6 — верхнего 0,07—0,25 — нижнего	$\frac{165}{290}$ — верхнем $\frac{115}{160}$ — нижнем	230	$\frac{4}{3}$	—	2
Конденсационная с производственным и отопительным отборами	ПТ-60/75-130/13	ЛМЗ	$\frac{60\,000}{75\,000}$	13; 565	350	1,0—1,6 — верхнего 0,07—0,25 — нижнего	$\frac{140}{250}$ — верхнем $\frac{100}{160}$ — нижнем	230	$\frac{4}{3}$	—	2
	ПТ-50/60-130/7	ТМЗ	$\frac{50\,000}{60\,000}$	13; 565	274	0,5—1,0 — верхнего 0,05—0,20 — нижнего	$\frac{118}{160}$ — верхнем $\frac{80}{120}$ — нижнем	230	$\frac{4}{3}$	—	2
	ПТ-80/100— 130/13	ЛМЗ	$\frac{80\,000}{100\,000}$	13; 555	450	1,0—1,8 — верхнего 0,035— 0,25 — нижнего	$\frac{185}{300}$ — верхнем $\frac{90}{132}$ — нижнем	230	$\frac{4}{3}$	—	2
	ПТ-140/165 -130/15	ТМЗ	$\frac{140\,000}{165\,000}$	13; 565	738	1,2—1,8 — верхнего 0,04—0,12; 0,09—0,25 — нижнего	$\frac{118}{160}$ — верхнем $\frac{80}{120}$ — нижнем	230	$\frac{4}{3}$	—	2
С противо-давлением	ПР-25-90/10/0,9	ТМЗ	25 000	9; 535	160	0,8—1,3 — отбор 0,05—0,25 — проти- водавление	65 — отбор 65 — проти- водавление	—	$\frac{1}{2}$	—	1
	P-40-130/31	ТМЗ	40 000	13; 565	456	2,9—3,3	—	—	—	—	1
	P-50-130/13	ТМЗ	$\frac{50\,000}{60\,000}$	13; 565	$\frac{373}{452}$	0,7—2,1	—	225—250	$\frac{0}{3}$	—	1
	P-100-130/15	ТМЗ	$\frac{100\,000}{109\,000}$	13; 565	760	1,2—1,5	—	225	$\frac{0}{3}$	—	1

\*<sup>1</sup> Числитель — номинальная, знаменатель — максимальная электрическая мощность.

\*<sup>2</sup> Числитель — номинальный режим, знаменатель — максимальный расход пара через данный отбор, когда второй отбор закрыт.

\*<sup>3</sup> Решением Минэнерго, Минтяжмаша и Минчермета от января 1971 г. устанавливаются сниженные температуры пара за котлами и перед турбинами как для вновь проектируемых, так и для изготавливаемых по имеющимся проектам и находящимся в эксплуатации установкам на начальные давления 13 и 24 МПа на входе в турбину: для установок без промпрегрева 565 °С, для установок с промпрегревом 540/540 °С.

\*<sup>4</sup> Числитель — число ПНД, знаменатель — число ПВД.

Основные технические характеристики сетевых подогревателей турбин Уральского турбомоторного завода (УТМЗ)

Тип подогревателя	Поверхность нагрева,	Расчетный расход воды, кг/с	Перепад давления воды, кПа	Допустимое давление по воде, МПа	Рабочее давление пара, МПа	Масса, т		Тип турбины
						без воды	с водой	
ПСГ-800-3-8-1	800	415	50	0,8	0,05–0,2			ПТ-50/60-130/7
ПСГ-1300-3-8-1	1300	830	90	0,8	0,05–0,25	31	43	Т-50/60-130 ПТ-135/165-130/15
ПСГ-2300-2-8-1	2300	1250	108	0,8	0,05–0,2	51	77	Т-100/120-130
ПСГ-2300-3-8-1	2300	1250	108	0,8	0,06–0,25	50	75	
ПСГ-5000-2,5-8-1	5000	2000	133	0,8	0,05–0,15	120	181	Т-250/300-240
ПСГ-5000-3,5-8-1	5000	2000	133	0,8	0,06–0,2	110	158	Т-170/205-130

Технические характеристики пароводяных поверхностных сетевых подогревателей Саратовского завода энергетического машиностроения  
(ОСТ-108, 271, 101-76)

Показатель	ПСВ-200-7-15	ПСВ-200-14-23	ПСВ-315-14-23	ПСВ-500-14-23**
Поверхность нагрева, м*	200	200	315	500
Номинальный расход воды, т/ч	800	800	1180	1800
Сечение для прохода воды, м	0,123	0,123	0,137	0,226
Потеря напора с водяной стороны, м	5,5	5,5	5,5	5,5
Число ходов воды	2	2	2	2
Число трубок*	1018	1018	1143	1830
Диаметр корпуса, мм	1232	1232	1540	1640
Общая высота подогревателя, мм	5540	5540	7140	7340
Рабочее давление (избыточное), МПа:				
с водяной стороны	1,5	2,3	2,3	2,3
с паровой стороны	0,7	1,4	1,4	1,4
Максимальная температура среды, °С:				
пара	400	350	400	400
воды	150	180	150	180
Масса, т:				
без воды	6,6	6,6	10	11,9
с водой	11,5	11,5	19,4	25,4

\*Во всех подогревателях трубки латунные Л-68 диаметром 19/17,5 мм.

\*\*Выпускается в нескольких модификациях.

Конструктивные характеристики секционных водо-водяных подогревателей с длиной секции 4 м  
(по ГОСТ 27590-88\* и по ОСТ 34-588-68)\*

Характеристика	Обозначение подогревателя по ГОСТ 27590-88*										
	02	04	06	08	10	12	14	.6	18	20	22
Диаметр корпуса $D_{ц}/D_{в}$ , мм	57/50	76/69	89/82	114/106	168/156	219/207	273/259	325/309	377/359	426/408	530/514
Диаметр трубок $d_{ц}/d_{в}$ , мм	16/14	16/14	16/14	16/14	16/14	16/14	16/14	16/14	16/14	16/14	16/14
Число трубок в одной секции, $n$	4	7	12	19	37	64	109	151	212	283	450
Шаг трубок, мм	21	21	21	21	21	Смешанный 12,0	22	22	–	–	–
Поверхность нагрева одной секции $F$ , м	0,75	1,31	2,24	3,54	6,90		20,3	28,0	40,1	52,5	83,4
Площадь сечения трубок $f_{тр}$ , м <sup>2</sup>	$0,62 \cdot 10^{-3}$	$1,08 \cdot 10^{-3}$	$1,85 \cdot 10^{-3}$	$2,93 \cdot 10^{-3}$	$5,70 \cdot 10^{-3}$	$9,85 \cdot 10^{-3}$	$1,68 \cdot 10^{-2}$	$2,33 \cdot 10^{-2}$	$3,33 \cdot 10^{-2}$	$4,36 \cdot 10^{-2}$	$6,93 \cdot 10^{-2}$
Площадь сечения межтрубного пространства $f_{мт}$ , м <sup>2</sup>	$1,16 \cdot 10^{-3}$	$2,33 \cdot 10^{-3}$	$2,87 \cdot 10^{-3}$	$5,00 \cdot 10^{-3}$	$1,22 \cdot 10^{-3}$	$2,08 \cdot 10^{-2}$	$3,08 \cdot 10^{-2}$	$4,46 \cdot 10^{-2}$	$5,78 \cdot 10^{-2}$	$7,19 \cdot 10^{-2}$	$11,54 \cdot 10^{-2}$
Отношение площадей сечений $f_{мт}/f_{тр}$	1,87	2,13	1,55	1,77	2,14	2,11	1,86	1,84	1,79	1,65	1,66
Эквивалентный диаметр межтрубного пространства $d_{э}$ , мм	13	16,4	13,4	15,5	20,7	25,8	19,6	20,8	19,3	18,6	–
Сопротивление трубок $s_{тр} \cdot 10^{-3}$ , м <sup>2</sup> /м <sup>6</sup>	1380	456	155	62,5	16,4	5,45	1,82	0,91	0,52	0,26	0,11
Сопротивление межтрубного пространства $s_{мт} \cdot 10^{-3}$ , м <sup>2</sup> /м <sup>6</sup>	820	336	134	44,2	7,40	2,86	1,17	0,52	0,26	0,13	0,05
Масса одной секции, кг	45,2	61,6	80,4	114	207	322	487	663	901	1138	1561

\*В ГОСТ 27590-88 входят подогреватели 02–16 с диаметром корпуса 57/50–325/309 мм;  
в ОСТ 34-588-68 – подогреватели 18–22 с диаметром корпуса 377/359–530/514 мм.

Исходные данные для расчета нагрузок на опоры и пролетов между свободными опорами

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	
Условный проход $d_0$ , мм	32	40	50	70	80	100	125	150	175	200	250	300	
Наружный диаметр $d_{\text{н}}$ , мм	38	45	57	76	89	108	133	159	194	219	273	325	
Внутрен. диаметр $d_{\text{в}}$ , мм	33	40	51	70	82	100	125	150	184	207	259	309	
Толщина стенки $r$ , мм	2,4	2,5	3,0	3,0	1,5	4,0	4,0	4,5	5,0	6,0	7,0	8,0	
Толщина изоляции подающей трубы, мм	40	40	50	50	50	50	60	60	60	60	60	60	
Наружный диаметр изоляции, мм	118	125	157	176	189	208	253	279	314	330	393	446	
Сила тяжести 1 м подающей трубы, Н/м	68	79,8	125,5	167,5	210,9	277	391	503	663	843	1217	1638	
В том числе, Н/м:													
трубы	21	25,5	39	53	71,5	100	125	168	227	310	457	614	
воды	8	12,3	20	37,6	52,4	77	120	173	262	327	516	740	
изоляция	39	42	66,5	77	87	100	146	162	184	206	244	284	
Пролет между свободными опорами, м	4,3	4,9	5,4	6,2	6,8	8,3	8,4	9,3	10,2	11,6	13,0	14,5	
Сила тяжести пролета трубы, кН	0,292	0,392	0,679	1,04	1,44	2,30	3,28	4,67	6,77	9,75	15,8	23,7	
Осевое усилие на свободную опору, кН	0,117	0,156	0,271	0,416	0,576	0,920	1,31	1,87	2,71	3,90	6,30	9,50	
Осевое усилие внутреннего давления, кН	1,31	2,02	3,28	6,20	5,56	12,6	19,7	28,4	42,7	53,5	84,5	121	
1	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
Условный проход $d_0$ , мм	350	400	400	450	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1400
Наружный диаметр $d_{\text{н}}$ , мм	377	426	426	480	530	630	720	820	920	1020	1120	1220	1420
Внутрен. диаметр $d_{\text{в}}$ , мм	359	408	414	466	514	612	700	800	898	996	1096	1192	1392
Толщина стенки $r$ , мм	9,0	9,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0	10,0	11,0	12,0	12,0	14,0	14,0
Толщина изоляции подающей трубы, мм	70	70	70	70	70	70	80	80	90	90	100	100	110
Наружный диаметр изоляции, мм	517	566	566	620	670	770	880	980	1100	1200	1320	1420	1640
Сила тяжести 1 м подающей трубы, Н/м*	2182	2600	2355	2922	3540	4770	6280	7745	9755	11?	14?	16?	21?
В том числе, Н/м:										810	005	630	740
трубы	800	900	610	792	1010	1345	1700	1950	2400	2930	3230	4070	4720
воды	1000	1275	1320	1660	2020	2820	3790	4000	6240	7650	9220	10?	14?
изоляция	382	425	425	470	510	605	790	895	1115	1230	1515	1660	2120
Пролет между свободными опорами, м	15,3	16,5	14,5	14,9	16,2	17,5	18,6	18,6	20,0	20,0	21,2	23,0	23,6
Сила тяжести пролета трубы, кН	33,4	44,3	34,2	43,5	57,5	83,5	117	144	195	236	297	382	514
Осевое усилие на свободную опору, кН	13,3	17,7	13,6	17,4	23	33,4	46,9	57,6	78	94,2	119	153	205
Осевое усилие внутреннего давления, кН	162	209	216	272	332	472	615	805	1020	1250	1510	1790	2440

\* 1 Н = 0,102 кгс; 1 кН = 102 кгс.

Примечания: 1. Плотность изоляции принята 400 кг/м<sup>3</sup>. 2. Рабочее давление в трубопроводе  $p = 1,6$  МПа. 3. Коэффициент трения на скользящей опоре  $\mu = 0,4$ . 4. Расстояние между свободными опорами определено при изгибающем напряжении от веса трубопровода  $\sigma_4 = 54$  МПа = 550 кгс/м<sup>2</sup>. 5. Трубы  $d \leq 400$  мм — бесшовные; трубы  $d \geq 400$  мм — электросварные.

Технические характеристики теплоизоляционных изделий, допускаемых к применению (по нормам) в качестве основного слоя изоляции для трубопроводов тепловых сетей при воздушной прокладке

Наименование	ГОСТ или ТУ	Условные проходы труб $D_u$ , мм	Расчетная плотность $\rho_c$ , кг/м <sup>3</sup>	Расчетная теплопроводность в конструкции		Максимальная температура применения $t_{\text{макс}}$ , °C	Основные размеры, мм		
				При $\lambda_c$ , Вт/(м·K)	температурный коэффициент $\beta \cdot 10^4$ , Вт/(м·K <sup>2</sup> )		Толщина $\delta$	Длина, $l$	Ширина $b$ (или внутренний диаметр $d_{\text{вн}}$ )
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Цилиндры и полуцилиндры из минеральной ваты на синтетическом связующем	ГОСТ 23208-83	25–200	100 150 200	0,049 0,051 0,053	2,1 2,0 1,9	400	40–80	500–1500	25–219
Плиты мягкие из минеральной ваты на синтетическом связующем	ГОСТ 9573-82	100–450	55–75 76–115	0,040 0,043	2,9 2,2	400	60–100	1000	500 и 1000
То же плиты полужесткие	ГОСТ 9573-82	500–1400	90–150	0,044	2,1	400	50–80	1000	500 и 1000
Маты минераловатные прошивные в обкладке из металлической сетки или стеклоткани	ГОСТ 21880-86	200–1400	90 120 150	0,043 0,045 0,049	2,2 2,1 2,0	400* (без обкладки 440)	40–120	1000–2500	500–2500
Маты минераловатные прошивные марки ВФ-75 на металлической сетке	ТУ 21-24-51-73	200–1400	100	0,037	2,0	300*	50 и 100	3000 и 5000	500 и 1000
Маты из стеклянного штапельного волокна на синтетическом связующем марок МТ-35 и МТ-50	ГОСТ 10499-78	50–400	60 80	0,040 0,042	3,0 2,8	180	30–80	1000–13 000	500–1500
То же плиты полужесткие марок ППТ-50 и ППТ-75	ГОСТ 10499-78	500–1400	60 90	0,042 0,044	3,5 2,3	180	50–70	1000	500–1500
Полуцилиндры из пенопласта марки ФРП-1	ГОСТ 22546-77	40–250	65–85 86–110	0,041 0,043	2,3 1,9	130 150	30–60	1000 и 1500	(47–275)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Полуцилиндры совелитовые	ГОСТ 6788-74	50–150	350 400	0,075 0,078	1,5 1,5	440	40–80	250 и 500	(57–159)
Сегменты из пенопласта марки ФПП-1	ГОСТ 22546-77	300–1000	65–85 86–110	0,041 0,043	2,3 1,9	130 150	30–80	1000 и 1500	(327–1023)
Сегменты совелитовые	ГОСТ 6788-74	200–400	350 400	0,075 0,078	1,5 1,5	440	50–80	250 и 500	(219–426)
Полуцилиндры вулканитовые	ГОСТ 10179-74	50–250	300 350 400	0,074 0,079 0,084	1,5 1,5 1,5	440	40–80	500	(57–273)
Сегменты вулканитовые	ГОСТ 10179-74	200–400	300 350 400	0,074 0,079 0,084	1,5 1,5 1,5	440	50–80	500	(325–426)
Полуцилиндры известково-кремнеземистые	ГОСТ 24748-81	100–250	200 225	0,069 0,071	1,5 1,5	440	70–120	1000	(112–280)
Сегменты из-вестково-кремнеземистые	ГОСТ 24748-81	250–1000	200 225	0,069 0,071	1,5 1,5	440	50–150	1000	(252–994)
Шнур из минеральной ваты в оплетке из стеклоткани	ТУ 36-1695-79	25–100	200 250	0,056 0,058	1,9 1,9	400	30–90	10 000 15 000	–
Ровинг (жгут) из стеклянных нитей	ГОСТ 17139-79	25–50	200– 250	0,047	2,3	440	–	–	–

Примечания: 1. Значения теплопроводности  $\lambda_c$ , Вт/(м·К) при заданных средних температурах  $t_{из}^{cp}$  и табличных значениях  $\lambda_0$  и  $\beta_t \cdot 10^{-4}$ , Вт/(м·К<sup>2</sup>), подсчитываются по формуле  $\lambda_c = \lambda_0 + \beta_t (t_{из}^{cp} - t_{из}^{исх})$  при  $t_{из}^{исх} = 0$  °С и соответствуют отсутствию влаги в изделиях.

2. Максимальная температура применения  $t_{макс}$ , °С, указана по нормам [130] и соответствует области действия этих норм (не выше 440 °С). Изделия, отмеченные индексом \*, при  $t_{макс}$  могут применяться также при более высоких температурах.

Соотношения между единицами системы МКГСС и тепловыми единицами, основанными на калории, и единицами системы СИ

*А. Единицы силы*

1 кгс = 9,80665 Н  $\approx$  0,981 дан;  
 1 Н = 0,101972 кгс  $\approx$  0,102 кгс;  
 1 дан = 1,02 кгс.

*Б. Единицы давления*

1 ат = 1 кгс/см<sup>2</sup> = 98066,5 Н/м<sup>2</sup>  $\approx$  10<sup>5</sup> Па = 0,980665 бар  $\approx$  0,981 дан/см<sup>2</sup>;  
 1 мм вод. ст. = 1 кгс/м<sup>2</sup> = 10<sup>-4</sup> ат = 9,80665 Па;  
 1 мм рт. ст. = 13,6 мм вод. ст. = 133,322 Н/м<sup>2</sup> = 0,001333 бар;  
 1 Н/м<sup>2</sup> = 1 Па = 10<sup>-5</sup> бар = 0,102 кгс/м<sup>2</sup>  $\approx$  0,102  $\cdot$  10<sup>-4</sup> ат  $\approx$  0,102 мм вод. ст.  
 1 бар = 1 дан/см<sup>2</sup>  $\approx$  1,02 кгс/см<sup>2</sup>  $\approx$  1,02 ат  $\approx$  10 200 мм вод. ст.

*В. Динамическая вязкость*

1 кгс $\cdot$ с/м<sup>2</sup>  $\approx$  9,81 Н $\cdot$ с/м<sup>2</sup>  $\approx$  9,81 кгс/м $\cdot$ с.  
 1 Па $\cdot$ с = 0,102 кгс $\cdot$ с/м<sup>2</sup>.

*Г. Работа и энергия*

1 кгс $\cdot$ м  $\approx$  9,81 Дж;  
 1 кал  $\approx$  4,19 Дж; 1 ккал  $\approx$  4,19 кДж;  
 1 Гкал = 4 190 000 кДж;  
 1 л.с $\cdot$ ч = 2  $\cdot$  648  $\cdot$  10<sup>6</sup> Дж;  
 1 кВт $\cdot$ ч = 3,6  $\cdot$  10<sup>6</sup> Дж = 3,6 МДж = 3600 кДж;  
 1 Дж = 1 Н $\cdot$ м  $\approx$  0,102 кгс $\cdot$ м  $\approx$  0,23885 кал  $\approx$  0,278  $\cdot$  10<sup>-6</sup> кВт $\cdot$ ч.

*Д. Мощность*

1 кгс $\cdot$ м/с = 9,81 Вт;  
 1 л.с. = 735,5 Вт;  
 1 ккал/ч = 1,163 Вт;  
 1 Вт = 0,86 ккал/ч = 0,239 кал/с;  
 1 кал/с = 4,187 Вт  $\approx$  4,19 Вт;  
 1 кВт = 1 кДж/с = 3600 кДж/ч.

*Е. Тепловые единицы*

1 кал/г = 1 ккал/кгс = 4,19 кДж/кг;  
 1 ккал/град = 4,19 кДж/град;  
 1 ккал/(м<sup>2</sup> $\cdot$ ч) = 1,163 Вт/м<sup>2</sup>;  
 1 Дж/кг  $\approx$  0,239 кал/кг = 239  $\cdot$  10<sup>-6</sup> ккал/кг.

Множители и приставка для образования десятичных кратных и дольных единиц и их наименований (стандарт СЭВ 1052-78. Метрология. Единицы физических величин)

Множитель	Приставка	Обозначение приставки		Множитель	Приставка	Обозначение приставки	
		Международное	русское			международное	русское
$10^{18}$	экса	E	Э	$10^{-1}$	деци	<i>d</i>	л
$10^{15}$	пета	P	П	$10^{-2}$	санتي	<i>c</i>	С
$10^{12}$	тера	T	Т	$10^{-3}$	милли	<i>m</i>	м
$10^9$	гига	G	Г	$10^{-6}$	микро	$\mu$	мк
$10^6$	мега	M	М	$10^{-9}$ ,	нано	<i>n</i>	н
$10^3$	кило	K	К	$10^{-12}$	пико	<i>p</i>	п
$10^2$	гекто	<i>h</i>	г	$10^{-15}$	фемто	<i>f</i>	ф
$10^1$	дека	<i>da</i>	да	$10^{-18}$	атто	<i>a</i>	а

Учебное издание

БЕСПАЛОВ Владимир Ильич

## СИСТЕМЫ И ИСТОЧНИКИ ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ

Учебное пособие

Научный редактор  
кандидат технических наук,  
доцент Л.А. Беляев



---

Национальный исследовательский Томский политехнический университет  
Система менеджмента качества  
Томского политехнического университета сертифицирована  
NATIONAL QUALITY ASSURANCE по стандарту ISO 9001:2008

---



ИЗДАТЕЛЬСТВО  ТПУ. 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30  
Тел./факс: 8(3822)56-35-35, [www.tpu.ru](http://www.tpu.ru)