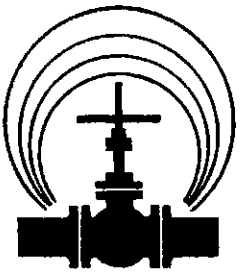
ТЕПЛО-

СНАБЖЕНИЕ

ТЕПЛО-СНАБЖЕНИЕ

Допущено
Министерством высшего и среднего
специального образования СССР
в качестве учебного пособия
для студентов вузов, обучающихся
по специальности
«Теплогазоснабжение и вентиляция»



МОСКВА «ВЫСШАЯ ШКОЛА» 1980

ББК 31.38
Т34
УДК 658.264

**В. Е. Козин, Т. А. Левина, А. П. Марков,
И. Б. Пронина, В. А. Слемзин**

Рецензенты:

В. Ф. Дроздов — канд. техн. наук, проф.
(Всесоюзный заочный инженерно-строительный институт);
В. П. Туркин — проф. (Челябинский политехнический институт).

Теплоснабжение: Учебное пособие для студентов вузов.—
Т34 М.: Высш. школа, 1980.— 408 с., ил.
Авт. указ. на обороте тит. л.

В пер.: 1 р. 10 к.

В книге изложены основы теплофикации, описаны системы централизованного теплоснабжения, включая и горячее водоснабжение, конструкции оборудования теплопроводов и автоматики. Приводятся методы расчета оборудования тепловых станций, сетей и абонентских вводов, даются справочные таблицы, необходимые для расчетов оборудования и тепловых сетей.

Предназначается для студентов инженерно-строительных вузов.

$\text{Т}\frac{30304-451}{001(01)-80}$ 117—80 2303040000 6С9.4
ББК 31.38

© Издательство «Высшая школа», 1980

Посвящается 50-летию ордена Трудового Красного Знамени Тульского политехнического института

ПРЕДИСЛОВИЕ

Учебное пособие написано для студентов специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция» в объеме программы, утвержденной МВ и ССО СССР.

Курс «Теплоснабжение» наряду с курсами «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха» и «Газоснабжение» является профилирующей дисциплиной, имеющей большое значение в инженерной подготовке специалистов данного профиля.

Изложение материала основано на знаниях студентами гидравлики, теплопередачи, строительной теплофизики, отопления и котельных установок.

В своей работе авторы стремились на базе теоретических выкладок и решений инженерных задач раскрыть физико-технические основы теплоснабжения и тем самым подготовить студентов к сознательному пониманию нормативной и справочной литературы, а также к умению творчески работать в данной области.

Материал в учебном пособии размещен в соответствии с учебной программой и максимально приближен к последовательности выполнения проектов по теплоснабжению.

В отличие от ранее изданной литературы по теплоснабжению в каждой главе предлагаемого пособия кроме теоретического материала даются примеры расчета. Поэтому настоящее учебное пособие может быть полезным также для инженерно-технических работников, занимающихся проектированием, монтажом и эксплуатацией систем теплоснабжения.

Введение, § XI.4—XI.6 написаны канд. техн. наук, доц. В А. Слемзиным; гл. I, VI, XIII — канд. техн. наук, доц. А. П. Марковым; гл. II, III, VIII, IX, X, § XI.1—XI.3, XI.7—XI.10, гл. XII — канд. техн. наук, доц. В. Е. Козиным; гл. IV, § VII.1—VII.5 — инж. Т. А. Левиной; гл. V, § VII.6—VII.8 — инж. И. Б. Прониной.

Авторы выражают благодарность проф. В. П. Туркину и проф. В. Ф. Дроздову за внимательный просмотр рукописи и высказанные ценные замечания, сделанные при рецензировании рукописи.

Книга обобщает постановку курса «Теплоснабжение» в ордена Трудового Красного Знамени Тульском политехническом институте и является первым опытом составления учебного пособия. Поэтому авторы с благодарностью примут все советы и замечания, направленные на улучшение содержания книги.

Авторы

ВВЕДЕНИЕ

Энергетика является ведущей отраслью современного индустриально развитого народного хозяйства страны. Понятием энергетики охватывается широкий круг установок для производства, транспорта и использования электрической и тепловой энергии, энергии сжатых газов и других энергоносителей.

Основным направлением в развитии энергетики СССР является централизация энергоснабжения промышленности, сельского хозяйства, городов и населенных пунктов. Это направление позволяет наиболее успешно решать важнейшие народнохозяйственные задачи по повышению производительности труда за счет роста энерговооруженности и укреплению технико-экономического потенциала страны путем рационального использования энергетических ресурсов. В числе энергоносителей особо важное место занимает электроэнергия в силу универсальности ее применения в промышленности, сельском хозяйстве, на транспорте и в быту, а также возможности транспортировать на многие сотни и тысячи километров при минимальных потерях. По абсолютной выработке электроэнергии Советский Союз занимает первое место в Европе и второе место в мире. В 1979 г. выработка электроэнергии составила 1245 млрд. кВт·ч.

В нашей стране, основная территория которой расположена в суровой климатической зоне, большое значение имеет также обеспечение потребителей тепловой энергией. Достаточно сказать, что средняя температура отопительного периода изменяется от +7,6°С (Батуми) до —24,8°С (Усть-Нера, Якутская АССР), а расчетная температура для проектирования систем отопления — от —1°С (Батуми) до —60°С (Верхоянск) с продолжительностью отопительного периода от 103 (Сочи) до 365 суток (бухта Тикси).

Годовое потребление тепловой энергии в народном хозяйстве Советского Союза приведено в табл. В.1.

Из приведенных данных наглядно виден стремительный рост теплового потребления: в 1975 г. уровень 1958 г. превышен в 3,5 раза, а в 1980 г. будет превзойден в 4,5 раза. Удельный вес потребления тепловой энергии городскими поселениями (города и поселки городского типа) устойчиво сохраняется на уровне 80%. Заметно растет потребление тепловой энергии сельскохозяйственным производством. В связи с переводом сельского хозяйства на промышленную основу и созданием аграрно-промышленных комплексов этот рост в последующих пятилетках будет еще более значительным.

Основное потребление тепловой энергии в городском хозяйстве приходится на промышленность (около 70 %). Удельный вес

Таблица В.1. **Годовое потребление тепловой энергии в народном хозяйстве СССР**

Наименование	1958 г.	1965 г.	1970 г.	1975 г.	1980 г. (план)
Городские поселения	2556 79	5041 78	6985 78,4	9034 80	11 564 81,1
В том числе:					
промышленность	1676 66	3302 72	4676 66,9	6117 67,7	7961 71
жилищно-коммунальный сектор	880 34	1739 28	2309 33,1	2917 32,3	3603 29
Сельское хозяйство	670 21	1445 22	1923 21,6	2279 20	2682 18,9
В том числе:					
сельскохозяйственное производство	84 12	251 17	436 22,7	581 25,7	838 31,3
жилищно-коммунальный сектор	586 88	1194 83	1487 77,3	1698 74,3	1844 68,7
Итого . . .	3226 100	6486 100	8908 100	11 313 100	14 246 100

Примечание. В числителе — млн. ГДж, в знаменателе — %.

Таблица В.2 **Удельный вес различных отраслей промышленности в суммарном потреблении тепловой энергии (%)**

Наименование отрасли промышленности	1965 г.	1970 г.	1975 г.	1980 г. (план)
Химическая и нефтехимическая	14,3	15,2	16,9	18,5
Машиностроение и металлообработка	17,3	18,3	16,9	15,3
Топливная	11,0	10,9	10,5	10,0
Пищевая	12,8	10,4	9,5	9,0
Строительных материалов	6,5	6,9	7,5	7,5
Лесная и деревообрабатывающая	10,4	7,7	7,5	7,0
Черная металлургия	7,8	7,2	6,4	5,7
Легкая	5,4	5,6	5,6	5,3
Цветная металлургия	3,8	3,8	3,8	3,6
Прочие отрасли	10,7	14,0	15,4	18,1
Итого . . .	100,0	100,0	100,0	100,0

основных отраслей промышленности в суммарном тепловом потреблении приведен в табл. В.2.

К наиболее теплопотребляющим относятся химическая и нефтехимическая, машиностроительная и металлообрабатывающая, топливная и пищевая отрасли промышленности.

На промышленном предприятии тепловая энергия распределяется на технологические процессы, отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение. Современные промышленные предприятия требуют на ведение технологических процессов большое количество тепловой энергии, в ряде случаев значительно превосходящее другие потребности. Так, доля расходов тепла на технологические процессы в общем годовом расходе составляет: для нефтеперерабатывающей промышленности — 90—97%, текстильной (производство шерсти и трикотажа) — 80—90%; резиновой, кожевенно-обувной — 70—80%; текстильной (хлопчатобумажной) — 70—78%; пищевой — 68—78%; основной химии — 70—75%; электротехнической — 50—60%.

В жилищно-коммунальном хозяйстве основными потребителями тепловой энергии являются системы отопления зданий. Удельный вес горячего водоснабжения составляет в среднем 20%, достигая в южных районах страны 30—40%. Удельный вес тепловой энергии на вентиляцию в настоящее время незначителен — около 5%, однако имеет тенденцию к увеличению в связи со значительным расширением строительства общественных зданий различного назначения.

В систему теплоснабжения входят теплоприготовительные установки, трубопроводы, насосы, теплопотребляющие приборы и оборудование, регулирующая, сигнализирующая и регистрирующая аппаратура, устройства автоматики. Работа всех этих элементов основана на ряде тесно сплетающихся явлений и законов физики, химии, механики, гидравлики, термодинамики и теплопередачи. Изучение всего комплекса теоретических, технических и экономических вопросов, связанных с конструированием, расчетом, монтажом и эксплуатацией устройств для производства и передачи тепловой энергии к потребителям, а также рациональным ее использованием, и составляет содержание учебной дисциплины «Теплоснабжение».

Основные виды и принципиальные схемы централизованного теплоснабжения. Централизованное теплоснабжение представляет собой процесс обеспечения тепловой энергией низкого (до 150°С) и среднего (до 350°С) потенциала нескольких потребителей от одного или нескольких источников.

Источником тепловой энергии в системах централизованного теплоснабжения могут быть теплоэлектроцентрали (ТЭЦ), районные (РК) и квартальные котельные. Тепловая энергия отпускается потребителям в виде горячей воды и водяного пара. Для снабжения тепловой энергией жилищно-коммунального сектора в качестве теплоносителя применяют воду, а для снабжения промышленных предприятий наряду с водой часто используют водяной пар. Параметры теплоносителя зависят от вида потребителей тепловой энергии и обосновываются технико-экономическим расчетом.

Централизованное теплоснабжение от ТЭЦ и РК по сравнению с местным печным и центральным отоплением от домовых

котельных позволяет резко сократить расход топлива, улучшить тепловой комфорт и уменьшить загрязнение воздушного бассейна, снизить капитальные и эксплуатационные затраты.

Различают два способа выработки электрической и тепловой энергии (рис. В.1): комбинированный на ТЭЦ и раздельный на

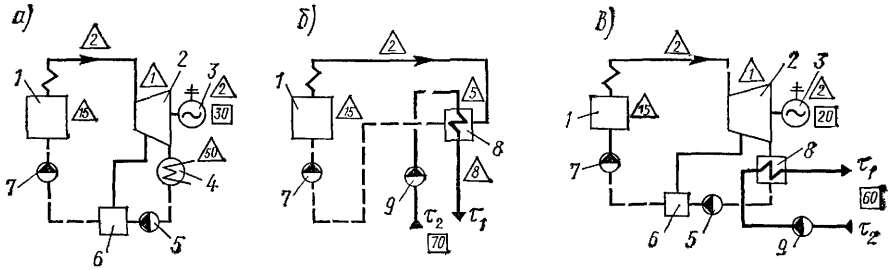


Рис. В.1. Принципиальные схемы раздельного и комбинированного процессов выработки тепла и электроэнергии.

Раздельный процесс: *а* — конденсационная электрическая станция (КЭС); *б* — районная котельная (РК), *в* — комбинированный процесс (ТЭЦ); *1* — котел; *2* — турбина; *3* — генератор; *4* — конденсатор; *5* — конденсаторный насос; *6* — регенеративный подогреватель; *7* — питательный насос; *8* — подогреватель сетевой воды; *9* — сетевой насос; △ — потеря тепла, %; □ — полезно использованное тепло, %.

конденсационной электрической станции (КЭС) и в котельной. Централизованное теплоснабжение на базе комбинированной, совместной выработки тепловой и электрической энергии называется *теплофикацией*. Теплофикация является высшей формой централизованного теплоснабжения.

При комбинированном способе энтальпия пара используется вначале для выработки электрической энергии, а затем тепловая энергия частично отработавшего пара используется для централизованного теплоснабжения.

Сопоставление ориентировочных тепловых балансов при раздельной и комбинированной выработке тепловой и электрической энергии показывает, что общая доля полезного использования тепла при раздельной выработке примерно вдвое меньше, чем на ТЭЦ.

Термодинамические преимущества теплофикации наглядно видны из сравнения циклов Ренкина в координатах $T-S$ для обоих процессов (рис. В.2).

В конденсационных турбинах с целью увеличения выработки электрической

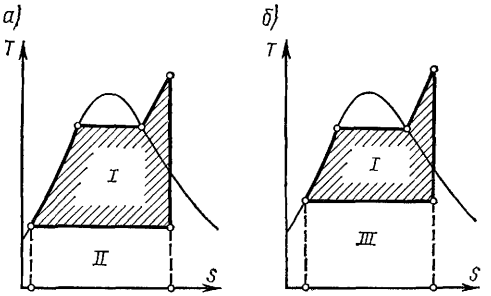


Рис. В 2. Цикл Ренкина в $T-S$-диаграмме: *а* — конденсационный цикл; *б* — теплофикационный цикл, *I* — тепло, эквивалентное произведенной механической энергии, *II* — тепло, отданное конденсирующимся паром в конденсаторе; *III* — тепло, полезно используемое в теплофикационном подогревателе

энергии пар срабатывает до более глубокого вакуума, чем в теплофикационных турбинах. Поэтому электрическая энергия, вырабатываемая за цикл в конденсационной турбине, превосходит выработку электроэнергии, производимую в теплофикационной турбине.

В конденсационном цикле тепло, выделяющееся при конденсации отработавшего пара, количественно равное площади *II*, передается в конденсаторе охлаждающей воде и из-за низкой ее температуры (25—30 °С) не может быть использовано для целей теплоснабжения. Из теплофикационной турбины частично отработавший пар с более высоким давлением подается технологическому потребителю или поступает в теплофикационные подогреватели на нагрев сетевой воды, т. е. его тепло используется полезно.

Термический коэффициент полезного действия КПД идеального конденсационного цикла, равный отношению полезной работы к затраченному теплу, составляет:

$$\eta_t = \frac{F_I}{F_I + F_{II}} \ll 1, \qquad (B.1)$$

в то время как в идеальном теплофикационном цикле он равен:

$$\eta_t = \frac{F_I + F_{III}}{F_I + F_{III}} = 1. \qquad (B.2)$$

В реальных условиях с учетом дополнительных потерь КПД КЭС не превышает 35—40%, а КПД ТЭЦ — 80%.

При комбинированном способе удельный расход топлива на выработку электрической энергии получается значительно меньше, чем при раздельном. Только в 1975 г. годовая экономия топлива от применения теплофикации составила около 35 млн. т условного топлива, а экономия затрат — свыше 600 млн. руб. В этом и состоит несомненное преимущество теплофикации.

История и перспективы развития систем теплоснабжения. Человечество использует тепловую энергию с начала своего существования. До второй половины XVII в. она использовалась на месте ее получения, т. е. применялось местное отопление. Правда, у римлян применялись водяные системы отопления с использованием термальных вод и подпольное огне-воздушное отопление дворцов от одного источника. Однако эти способы после падения Римской империи (V в. до н. э.) были совершенно забыты и обнаружены только сейчас в результате работы археологов.

В XVII — XVIII вв. появляются системы центрального отопления, в которых от одного источника отапливались все помещения. В середине XIX в. эти системы получили всеобщее признание и широкое распространение. В России первая система парового отопления была осуществлена в 1816 г., а водяного отопления — в 1834 г.

Началом централизации систем теплоснабжения следует считать 1818 г. Англичанин Тредгольд описывает смонтированную в том же году паровую систему высокого давления, отапливав-

шую целую группу оранжерей от общей котельной, отстоящей от наиболее удаленной оранжереи на 127 м.

В 1830 г. в Германии появилась первая система парового отопления, в которой был использован выхлопной пар паровой машины.

Хорошие технико-экономические показатели централизации источников тепла для силовых и отопительных целей были получены в США. В 1878 г. в г. Локпорте (штат Нью-Йорк) осуществлена первая районная система теплоснабжения 210 домов с использованием для этой цели пара паровых машин. Первоначальная длина подземных паропроводов составляла 2 км. В это же время было осуществлено насосно-водяное отопление, совмещенное с горячим водоснабжением большой группы домов в Бантедте (штат Нью-Йорк).

Следующей страной, осуществившей центральное теплоснабжение, была Германия. Здесь система централизованного парового теплоснабжения появилась в 1900 г. в г. Дрездене. Пар с давлением 0,8 МПа подавался на расстояние 1050 м к двенадцати потребителям.

В начале XX в. в связи с серийным производством электродвигателей получает развитие центральное водяное теплоснабжение. Однако капиталистический строй с его частной собственностью на землю и средства производства создавал серьезные препятствия для развития централизованного теплоснабжения в крупных масштабах.

В дореволюционной России теплоснабжение находилось на низком техническом уровне. В большинстве домов были комнатные печи. На каждом предприятии строилась своя отдельная котельная. Имелось лишь несколько фабрично-заводских теплосиловых установок, отработавший пар которых использовался для теплоснабжения (Трехгорная мануфактура, Даниловская камвольно-прядильная фабрика и др.).

Прогрессивными русскими учеными неоднократно предпринимались попытки использовать теплофикационные установки не только для теплоснабжения промышленных предприятий, но и для теплоснабжения жилых и общественных зданий. К ним следует отнести систему теплоснабжения ряда корпусов городской детской больницы, осуществленную в 1903 г. по проекту А. К. Павловского и В. В. Дмитриева.

Только при социалистической системе народного хозяйства появились все условия для наиболее эффективного развития централизованного теплоснабжения на базе крупных теплоэлектроцентралей и районных котельных. Отсутствие частной собственности на землю, здания и сооружения жилого, промышленного и культурно-бытового назначения позволяет в плановом порядке рационально строить и эксплуатировать теплоснабжающие установки, руководствуясь при этом исключительно соображениями общегосударственной целесообразности планомерного развития отраслей народного хозяйства.

В настоящее время СССР занимает первое место в мире как по общей протяженности тепловых сетей, так и по мощности теплофикационных установок (табл. В.3).

Таблица В.3. **Основные показатели теплофикации**

Годы	Мощность теплофикационных турбин, МВт	Отпуск тепла, ПДж/год *	Протяженность тепловых сетей, км
1924	*Начало теплофикации в СССР*		
1930	200	—	23
1935	524	22,4	—
1940	1 364	56,0	300
1945	1 710	72,4	372
1950	2 574	117,2	646
1955	5 562	267,8	1 230
1960	11 922	607,0	3 456
1965	23 743	1289,0	7 198
1970	36 868	2125,0	12 135
1974	46 707	2721,7	14 548
1975	48 100	2880,0	15 189

* 1 ПДж = 10^{15} Дж.

Идея широкого применения комбинированной выработки электрической и тепловой энергии была заложена еще в Государственном плане электрификации России (ГОЭЛРО), разработанном по инициативе В. И. Ленина и одобренном VIII Всероссийским съездом Советов в декабре 1920 г.

Председатель комиссии по разработке плана ГОЭЛРО акад. Г. М. Кржижановский, выступая на Первом Всесоюзном съезде по теплофикации в 1930 г., говорил: «Нельзя разделять электрификацию от теплофикации. Это два великих крыла, у которых каждому свое, которые объединяются в одном нашем общем учении об энергофикации нашего хозяйства, такой энергофикации, которая является основной строительной базой всего нашего народнохозяйственного плана».

Начало советской теплофикации было положено в 1924 г., когда по инициативе проф. В. В. Дмитриева и инж. Л. Л. Гинтера были сооружены теплопроводы от 3-й Ленинградской электростанции к тепловым потребителям на набережной р. Фонтанки. Эта станция стала прообразом будущих отопительных ТЭЦ. 25 ноября 1924 г. по теплопроводам впервые была подана тепловая энергия.

Большой вклад в защиту идей теплофикации внесли советские ученые и инженеры: Л. Л. Гинтер, М. О. Гринберг, В. В. Дмитриев, А. А. Крауз, Ж. Л. Танер-Танненбаум, В. М. Чаплин и др.

Широкое развитие теплофикации началось в 30-е годы, после постановления июньского (1931 г.) Пленума ЦК ВКП(б) «О Московском городском хозяйстве и развитии городского хозяйства страны». В нем, в частности, указывалось на то, что в дальней-

шем плане электрификации страны должна быть во всем объеме учтена задача развернутого строительства мощных теплоэлектроцентралей.

С того времени централизованное теплоснабжение от ТЭЦ и районных котельных прошло в СССР бурный путь развития. В настоящее время в стране работает свыше 1000 ТЭЦ, снабжающих теплом более 800 городов, промышленных районов и населенных пунктов. Теплофикация достигла значительного развития в большинстве новых промышленных районов и городов. В таких городах, как Ангарск, Краснотурьинск, Волжский, Норильск и другие, ТЭЦ обеспечивают около 90% суммарного теплового потребления. Теплоснабжение большинства вновь сооружаемых крупных промышленных предприятий и жилых районов ориентируется на мощные ТЭЦ и крупные районные котельные.

Высокая степень централизованного теплоснабжения достигнута также в большинстве давно существующих крупных городах нашей страны: Москве, Ленинграде, Киеве, Харькове, Ташкенте, Новосибирске, Куйбышеве, Свердловске, Минске. Например, Москва с населением более 8 млн. чел. и суммарной тепловой нагрузкой около 35 тыс. МВт имеет крупнейшую в мире систему централизованного теплоснабжения, которая в настоящее время обеспечивает около 85% всей потребности города в тепловой энергии на коммунальные нужды. Базу этой системы составляют более десяти ТЭЦ с общей тепловой мощностью около 20 тыс. МВт, а также районные котельные с общей тепловой мощностью около 5 тыс. МВт. К тепловым сетям ТЭЦ и районных котельных с общей протяженностью по трассе свыше 2600 км присоединено более 40 тыс. зданий и 400 промышленных предприятий. Город Ленинград снабжается теплом от 17 ТЭЦ, длина тепловых сетей по трассе составляет более 1000 км.

В послевоенный период централизованное теплоснабжение получило большое развитие в странах социалистического лагеря. Теплофикация в социалистических странах базируется на районные теплоэлектроцентрали, от которых тепло отпускается как промышленным предприятиям, так и расположенным поблизости городам и населенным пунктам.

Централизованное теплоснабжение в нашей стране развивается на строго научной основе. Научно-исследовательская работа широко ведется в ряде крупных научных учреждений и учебных институтов — ВТИ, ЦКТИ, МЭИ, ЭНИН, АКХ, ТЭП, МИСИ, ЛИСИ и др. Значительный вклад в развитие теории и практики теплоснабжения внесли и вносят, кроме названных выше ученых, Б. М. Якуб, Е. Я. Соколов, Б. Л. Шифринсон, С. Ф. Копьев, А. В. Хлудов, Е. Ф. Бродский, И. С. Ланин, В. К. Дюскин, Л. К. Якимов, В. Б. Пакшвер, Е. П. Шубин, Л. А. Мелентьев, Н. К. Громов, А. П. Сафонов, Н. М. Зингер и др.

Перспективы развития централизованного теплоснабжения определяют большие задачи совершенствования и повышения эффективности строительства и эксплуатации источников, систем

транспорта и потребителей тепла. Одна из главных тенденций развития централизованного теплоснабжения заключается в укрупнении единичной мощности источников тепла, которое сопровождается увеличением радиуса передачи тепловой энергии. Дальность действия тепловых сетей в современных крупных системах составляет 10—20 км, а в отдельных случаях достигает 30 км. Расширение районов теплоснабжения, в свою очередь, приводит к увеличению разности геодезических отметок в отдельных точках сети и необходимости сооружения многих насосных подстанций.

Применяемые параметры воды в тепловых сетях 150—170°С явно не соответствуют повышению экономичности работы систем теплоснабжения, особенно при транспорте тепла на большие расстояния. Эффективным способом снижения стоимости тепловых сетей явится повышение расчетных температур теплоносителей и совершенствование режимов отпуска тепла. Оптимальное значение расчетной температуры сетевой воды в подающих теплопроводах от ТЭЦ и районных котельных находится в пределах 160—190°С для районов дорогого топлива и 180—190°С — для районов дешевого топлива. В Институте высоких температур АН СССР под руководством проф. С. Ф. Копьева проведены работы, показывающие целесообразность применения еще более высоких температур — 200—225°С и даже 250°С. За рубежом уже длительное время применяют высокие начальные температуры: в Чехословакии — 180—210°С, в ГДР — 200°С, во Франции — 200—220°С.

При значительном удалении источника тепла от района тепловых нагрузок (более 10 км) представляется целесообразным применение однотрубного транспорта тепла, в первую очередь, на транзитных участках между ТЭЦ и пиковыми котельными.

Для снижения стоимости тепловых сетей и индустриализации строительства большие перспективы имеют бесканальные прокладки в индустриальном исполнении с надежной защитой от наружной коррозии.

Требует проработки совместная работа нескольких источников теплоснабжения на единую тепловую сеть, что обусловливает переменный характер ее гидравлического режима.

Значительные изменения претерпела структура теплового потребления в результате увеличения доли горячего водоснабжения. Так, в районах нового жилищного строительства годовой отпуск тепла на горячее водоснабжение достигает в настоящее время около 80% от расхода на отопление. В связи с этим резко увеличилось влияние меняющегося в течение суток расхода горячей воды населением на тепловой и гидравлический режимы систем отопления.

Важным этапом современного развития техники централизованного теплоснабжения крупных городов, особенно в связи со строительством зданий повышенной этажности, является повышение надежности теплоснабжения путем внедрения независимых схем присоединения абонентских систем к магистральным тепло-

вым сетям, сооружение резервных связей между тепломагистралями и контрольно-распределительными пунктами.

Намечается продолжение работы по экономии тепла путем уменьшения бесполезных потерь горячей воды и пара у потребителей, автоматизации подачи тепла, снижения температуры воздуха ночью в жилых домах, общественных и промышленных зданиях, не работающих в ночное время и в выходные дни.

Необходимо продолжить работы по дальнейшему совершенствованию структуры управления теплоэнергетическими предприятиями путем их централизации и укрупнения.

Советские люди напряженно работают над выполнением решений XXV съезда КПСС. Успешно решается главная задача десятой пятилетки по подъему материального и культурного уровня жизни народа на основе динамичного и пропорционального развития общественного производства и повышения его эффективности, ускорения научно-технического прогресса, роста производительности труда, всемерного улучшения качества работы во всех звеньях народного хозяйства.

Особо важным моментом считается топливно-энергетический комплекс, одной из задач которого является надежное обеспечение страны электрической и тепловой энергией. XXV съезд КПСС поставил задачу по развитию централизованного теплоснабжения на базе других источников, в том числе по использованию атомной энергии для целей теплофикации.

Претворяя в жизнь решения ЦК КПСС и СМ СССР, советские теплоэнергетики успешно выполняют задачи, связанные не только с количественным ростом выработки тепловой энергии, но и с экономным и эффективным ее использованием.

ГЛАВА I

ПОТРЕБЛЕНИЕ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ

§ I.1. ВИДЫ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК

В системах централизованного теплоснабжения тепло расходуется на отопление зданий, нагревание приточного воздуха в установках вентиляции и кондиционирования, горячее водоснабжение, а также технологические процессы промышленных предприятий.

Тепловые нагрузки на отопление и вентиляцию зависят от температуры наружного воздуха и других климатических условий района теплоснабжения (солнечной радиации, скорости ветра, влажности воздуха). Если температура наружного воздуха равна или выше нормируемой температуры воздуха в отапливаемом помещении, то тепловая энергия для отопления и вентиляции не требуется.

Таким образом, в системах отопления и вентиляции тепло расходуется не непрерывно в течение года, а только при сравнительно низких температурах наружного воздуха. Поэтому таких **потребителей** тепловой энергии принято называть **сезонными,** а их тепловые нагрузки — **сезонными тепловыми нагрузками.**

Тепловая энергия в системах горячего водоснабжения и в технологических процессах промышленных предприятий расходуется непрерывно в течение года и мало зависит от температуры наружного воздуха. Поэтому тепловые нагрузки на горячее водоснабжение и технологические нужды считаются **круглогодовыми тепловыми нагрузками.** Только некоторые технологические процессы (сушка зерна, фруктов, консервирование сельскохозяйственных продуктов и т. д.) связаны с сезонным потреблением тепловой энергии.

В системах вентиляции с двухступенчатым подогревом воздуха расходы тепла в калориферах первого и второго подогревов отличаются не только количественно, но и качественно. Если расход тепла в калориферах первой ступени изменяется в зависимости от температуры наружного воздуха, то потребление тепла калориферами второй ступени подогрева часто не зависит от температуры наружного воздуха и по характеру приближается к технологической тепловой нагрузке.

§ I.2. СЕЗОННЫЕ ТЕПЛОВЫЕ НАГРУЗКИ

Для сезонного теплового потребления характерны следующие особенности: 1) в течение года тепловые нагрузки изменяются в зависимости от температуры наружного воздуха; 2) годовые расходы тепла, определяемые метеорологическими особенностями

текущего года в районе теплоснабжения (холодная или теплая зима), имеют значительные колебания; 3) изменения тепловой нагрузки на отопление в течение суток в основном за счет теплоустойчивости наружных ограждений зданий незначительны; 4) расходы тепловой энергии для вентиляции по часам суток могут отличаться большим разнообразием в зависимости от сменности и режимов работы предприятий.

При проектировании систем теплоснабжения для существующих городов и поселков расчетные данные о сезонных тепловых нагрузках следует принимать из проектов отопления и вентиляции. Однако проектную документацию использовать удается далеко не всегда, так как проекты отопления и вентиляции зданий, построенных в разное время различными организациями, как правило, не сохраняются. При перспективном строительстве расчетные расходы тепла рекомендуется принимать из типовых проектов с соответствующей корректировкой по климатическим условиям района строительства. Если проектные материалы отсутствуют, то расходы тепла на отопление и вентиляцию допускается определять по укрупненным показателям.

Расчетную тепловую мощность (Вт) систем отопления жилых и общественных зданий определяют по формуле

$$Q'_{\text{о}}=Q^{\text{ж}}_{\text{о}}(1+k), \tag{I.1}$$

где $Q^{\text{ж}}_{\text{о}}=q_{\text{о}}F$ — расчетная мощность систем отопления жилых зданий, Вт; $q_{\text{о}}$ — укрупненный показатель мощности системы отопления, приходящийся на 1 м² жилой площади, Вт/м² (принимают по приложению 1); F — жилая площадь, м²; k — коэффициент, учитывающий расход тепла на отопление общественных зданий ($k\cong 0{,}25$).

Для определения жилой площади рекомендуется пользоваться данными о плотности жилого фонда на 1 га городской застройки, приведенными в приложении 2.

Если объемы зданий известны, то расчетные тепловые нагрузки (Вт) систем отопления определяют по укрупненным измерителям по формуле

$$Q'_{\text{о}}=(1+\mu)\,x_{\text{о}}V\,(t_{\text{в}}-t_{\text{р.о}}), \tag{I.2}$$

где μ — коэффициент инфильтрации, учитывающий долю расхода тепла на подогрев наружного воздуха, поступающего в помещение через неплотности ограждений; $x_{\text{о}}$ — удельная тепловая характеристика здания на отопление, Вт/м³·°С; V — объем здания по наружному обмеру, м³; $t_{\text{в}}$ — температура воздуха в помещении, °С; $t_{\text{р.о}}$ — расчетная температура наружного воздуха для проектирования системы отопления, °С.

Удельная тепловая характеристика здания $x_{\text{о}}$ равна средним потерям тепла 1 м³ здания при разности температур внутреннего и наружного воздуха в 1°С. За расчетную температуру наружного воздуха при проектировании систем отопления принимают сред-

нюю температуру самой холодной пятидневки, определенную из восьми наиболее холодных зим за 50 лет наблюдений.

Для определения коэффициента инфильтрации можно пользоваться формулой

$$\mu = b\sqrt{2gH\left(1-\frac{t_{р.о}+273}{t_в+273}\right)+w^2}, \qquad (I.3)$$

где b — постоянная инфильтрации, учитывающая коэффициент остекления наружных стен и конструкцию оконных проемов, с/м; для отдельно стоящих промышленных зданий с большими световыми проемами $b = (35 \div 40)\,10^{-3}$, для жилых и общественных зданий с двойным остеклением $b = (8 \div 10)\,10^{-3}$; g — ускорение силы тяжести, м/с^2; H — высота помещения, м; w — расчетная скорость ветра в холодный период года, м/с.

При расчетной температуре наружного воздуха, равной —30°С, величины удельных тепловых характеристик $x'_о$ в зависимости от объемов зданий различного назначения приведены в приложении 3. Так как коэффициенты теплопередачи наружных ограждений принимаются в зависимости от климатических условий, то значения удельных тепловых характеристик при расчетных температурах наружного воздуха, отличающихся от —30°С, должны корректироваться коэффициентом β.

$$x_о = \beta x'_о.$$

Значения коэффициента β приведены ниже.

$t_{р\,о}$, °С	—10	—20	—30	—40
β	1,2	1,1	1,0	0,9

Для нетиповых зданий удельную тепловую характеристику на отопление с учетом теплотехнических свойств ограждений и конфигурации здания можно достаточно точно определить по формуле проф. Н. С. Ермолаева

$$x_о = 1{,}06\frac{P}{S}[k_с + \delta_о(k_о - k_с)] + \frac{1}{H}(n_{пл}k_{пл} + n_{пт}k_{пт}), \qquad (I.4)$$

где $k_с$, $k_о$, $k_{пл}$, $k_{пт}$ — коэффициенты теплопередачи соответственно стен, окон, полов и потолков, Вт/м^2·°С; $\delta_о$ — коэффициент остекления наружных стен; $n_{пл}$, $n_{пт}$ — поправочные коэффициенты к расчетной разности температур для пола и потолка; P, H — периметр и высота здания, м; S — площадь здания в плане, м^2.

Габаритные размеры здания принимают по наружному обмеру.

Расчетную тепловую нагрузку на вентиляцию общественных зданий определяют по формуле

$$Q''_в = k_1 Q^ж_о, \qquad (I.5)$$

где k_1 — коэффициент, учитывающий расход тепла на вентиляцию, принимают $k_1 = 0{,}4$.

Расчетная тепловая нагрузка на вентиляцию отдельных зданий может быть найдена по укрупненным измерителям

$$Q''_{в}=x_{в}V\,(t_{в}-t_{р.в}), \tag{I.6}$$

где $x_{в}$ — удельный расход тепла на вентиляцию здания, Вт/м³·°С (принимают по приложению 4); $t_{р\,в}$ — расчетная температура наружного воздуха для проектирования вентиляции, °С.

За расчетную температуру наружного воздуха для проектирования общеобменной вентиляции принимают среднюю температуру наиболее холодного периода, составляющего 15% от продолжительности отопительного сезона.

В системах кондиционирования воздуха, а также в системах вентиляции, предназначенных для борьбы с вредными веществами или при компенсации приточным воздухом вытяжки от местных отсосов, расчетную температуру наружного воздуха для проектирования вентиляции принимают равной расчетной температуре наружного воздуха для проектирования отопления.

Расходы тепла на отопление и вентиляцию промышленных зданий определяют по тепловым балансам, учитывающим дополнительные потери тепла на нагревание холодных материалов и транспортных средств, поступающих в производственные помещения, а также тепловыделения от технологического оборудования. Поэтому при проектировании систем теплоснабжения промышленных предприятий расчетные расходы тепла следует принимать из проектных документов отопления и вентиляции. Ориентировочные данные о сезонных тепловых нагрузках промышленных зданий можно рассчитать по формулам (I.2), (I.6).

Сельскохозяйственные населенные районы отличаются малой плотностью застройки и небольшими объемами зданий. Поэтому тепловое потребление сельских объектов характеризуется небольшими масштабами, рассредоточенностью и малыми единичными мощностями. При проектировании крупных сельскохозяйственных комплексов тепловое потребление следует определять по типовым проектам и ведомственным нормам.

Текущие сезонные тепловые нагрузки при любых температурах наружного воздуха $t_{н}$, отличающихся от расчетных $t_{н.р}$, определяют по формуле

$$Q=Q_{р}\frac{t_{в}-t_{н}}{t_{в}-t_{н.р}}. \tag{I.7}$$

Средние тепловые нагрузки за отопительный период рассчитывают по формулам:

для отопления

$$Q_{ср\,о}=Q'_{о}\frac{t_{в}-t_{ср.о}}{t_{в}-t_{р.о}}; \tag{I.8}$$

для вентиляции

$$Q_{ср.\,в}=Q''_{в}\frac{t_{в}-t_{ср.о}}{t_{н}-t_{р.н}}, \tag{I.9}$$

где $t_{ср\,о}$ — средняя температура наружного воздуха за отопительный период, °С.

Годовые расходы тепла (в кВт·ч) для жилых и общественных зданий определяют по формулам:

на отопление

$$Q_{год.о}=24n_оQ_{ср.о}\cdot 10^{-3}; \qquad (I.10)$$

на вентиляцию

$$Q_{год\,в}=zn_оQ_{ср.в}\cdot 10^{-3}, \qquad (I.11)$$

где $n_о$ — продолжительность отопительного периода, сут.; z — усредненное за отопительный период число часов работы вентиляции в течение суток (при отсутствии данных рекомендуется $z=16$ ч).

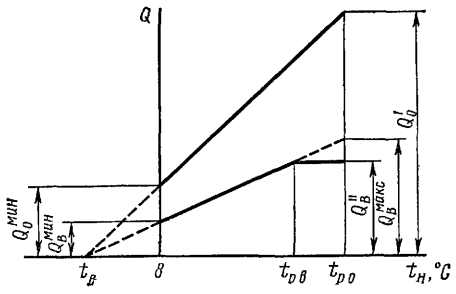


Рис. I.1. График расхода тепла на отопление и вентиляцию

Продолжительность отопительного сезона для жилых и общественных зданий определяют числом дней с устойчивой температурой наружного воздуха ниже +8°С.

Из уравнения (I.7) следует, что зависимость сезонных тепловых нагрузок от температуры наружного воздуха линейная. Графики часового расхода тепла на отопление и вентиляцию приведены на рис. I.1. Минимальный расход тепла определяют при $t_н=+8$° С. Участок прямой соответствует тому случаю, когда максимальный расход тепла на вентиляцию определяется по расчетной температуре наружного воздуха для проектирования систем отопления

§ I.3. КРУГЛОГОДОВЫЕ ТЕПЛОВЫЕ НАГРУЗКИ

Тепловое потребление для целей горячего водоснабжения в течение года изменяется сравнительно мало, но отличается большой неравномерностью по часам суток. Летом расход тепла в системах горячего водоснабжения жилых зданий по сравнению с зимой уменьшается на 30—35%. Это объясняется тем, что в летнее время температура воды в холодном водопроводе на 10—12°С выше, чем в зимний период. Кроме того, значительная часть городского населения летом в субботние и воскресные дни выезжает в загородные зоны, т. е. в те дни, когда в жилом секторе зимой наблюдаются максимальные разборы горячей воды.

На рис. I.2 приведен ориентировочный график расхода тепла на горячее водоснабжение жилого района, из которого следует что тепловые нагрузки на горячее водоснабжение имеют не только резкие колебания внутри суток, но и в течение недели. В жилых домах, оборудованных ваннами, максимальные расходы тепла зимой наблюдаются в предвыходные и предпраздничные дни. В про-

мышленности технологические аппараты нередко потребляют тепло в больших количествах и весьма разнообразно по времени. Это, например, различные сушильные и пропарочные камеры, варочные котлы, гальванические ванны и др.

Удельные нормы технологического потребления тепла относят к единице продукции; они непрерывно изменяются в связи с постоянным совершенствованием технологических процессов. Поэтому расходы тепла на производственные нужды следует определять по материалам технологических проектов или по ведомственным нормам проектирования.

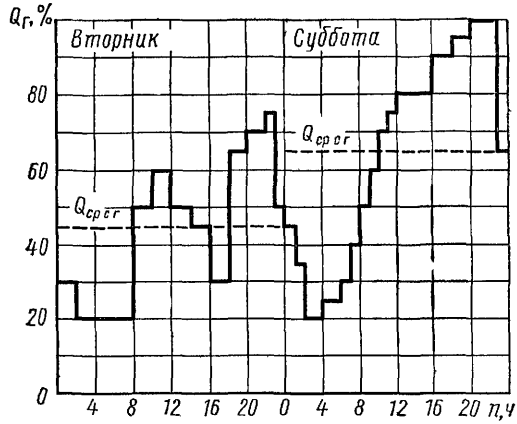


Рис. I.2. Примерный суточный график расхода тепла на горячее водоснабжение для жилого района

Большое разнообразие тепловых нагрузок различных промышленных предприятий, жилых и общественных зданий, несовпадение по времени их максимумов приводит к необходимости построения графиков теплового потребления как для отдельных зданий, так и для района теплоснабжения в целом. Графики теплового потребления характеризуют изменение тепловых нагрузок по времени. На рис. I.3 представлен график изменения тепловой нагрузки Q от времени n за некоторый период n_o. Площадь $oabcd$, ограниченная линией изменения тепловой нагрузки и осями координат, представляет собой расход тепла за весь период времени n_o:

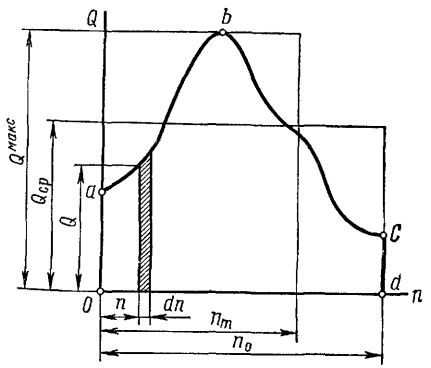


Рис. I.3. График изменения тепловой нагрузки по времени

$$Q_n = \int_0^{n_o} Q\,dn. \qquad (I.12)$$

Если данную площадь заменить равновеликой площадью прямоугольника с основанием n_o, то высота прямоугольника (ордината $Q_{ср}$) будет соответствовать средней тепловой нагрузке в течение n_o:

$$Q_{ср} = \frac{1}{n_o} \int_0^{n_o} Q\,dn. \qquad (I.13)$$

Замена площади *oabcd* равновеликим прямоугольником с высотой, равной $Q^{\text{макс}}$, позволит определить число часов $n_{\text{т}}$ использования максимума тепловой нагрузки

$$n_{\text{т}}=\frac{1}{Q^{\text{макс}}}\int_0^{n_0} Qdn. \tag{I.14}$$

Числом часов использования максимума нагрузки называется такое время, в течение которого суммарное количество тепловой энергии будет израсходовано при максимальной нагрузке.

Отношение $Q^{\text{макс}}/Q_{\text{ср}}=k_{\text{ч}}$ — коэффициент часовой неравномерности расхода тепла за период времени n_0. При этом

$$k_{\text{ч}}=n_0/n_{\text{т}}.$$

Параметры $n_{\text{т}}$ и $k_{\text{ч}}$ характеризуют неравномерность потребления тепла за некоторый период времени n_0, определяются для отдельных зданий и населенных пунктов на основании практического опыта и позволяют производить расчеты, не прибегая к построению графиков. Например, максимальную тепловую нагрузку на горячее водоснабжение жилых и общественных зданий определяют по формуле

$$Q_{\text{г}}^{\text{макс}}=k_{\text{ч}}Q_{\text{ср г}}, \tag{I.15}$$

где $k_{\text{ч}}$ — коэффициент часовой неравномерности расхода тепла в течение суток, $k_{\text{ч}}=2\div 2{,}4$.

Среднюю за отопительный период тепловую нагрузку на горячее водоснабжение жилых и общественных зданий определяют по формулам

$$Q_{\text{ср.г}}=\frac{cm(g_{\text{н}}+b)(t_{\text{г}}-t_{\text{х}})\rho}{3{,}6\cdot 24\cdot 10^3}, \tag{I.16}$$

или

$$Q_{\text{ср. г}}=q_{\text{г}}m, \tag{I.17}$$

где c — удельная теплоемкость воды, кДж/кг·°С; m — количество жителей в районе; $g_{\text{н}}$ — норма расхода горячей воды для жилых зданий на 1 жителя, л/сут; b — норма расхода воды для общественных зданий района, $b=20$ л/чел·сут; $t_{\text{г}}$, $t_{\text{х}}$ — температуры горячей и холодной водопроводной воды, °С; ρ — плотность воды, кг/м^3 $q_{\text{г}}$ — укрупненный показатель среднечасовой тепловой нагрузки на горячее водоснабжение, приходящийся на 1 чел., Вт/чел (приложение 5).

Нормы расхода воды зависят от благоустроенности жилых домов, гостиниц и приводятся в соответствующих указаниях на проектирование горячего водоснабжения. Для отдельных жилых домов, общежитий, гостиниц и больниц расчетные тепловые нагрузки на горячее водоснабжение можно определять по формуле (I.16), полагая $b=0$.

В летнее время тепловые нагрузки на горячее водоснабжение определяют по формуле

$$Q_{\text{ср.г.л}}=Q_{\text{ср. г}}\frac{t_{\text{г}}-t_{\text{х.л}}}{t_{\text{г}}-t_{\text{х}}}\beta_1, \tag{I.18}$$

где $t_{х\,л}=15°С$ — температура водопроводной воды в летний период времени, °С; β_1 — коэффициент, учитывающий снижение расхода горячей воды летом по сравнению с зимой, принимается равным 0,8; для курортных, южных городов и для промпредприятий $\beta_1=1$.

Годовой расход тепла на горячее водоснабжение следует определять по формуле

$$Q_{год\ г}=24Q_{ср.г}n_о+24Q_{ср.г.л}(350-n_о). \qquad (1.19)$$

§ 1.4. ГОДОВЫЕ ГРАФИКИ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК

Исследование характера изменения тепловых нагрузок в течение года крайне важно для определения расходов топлива, рационального использования станционного оборудования, а также для технико-экономических расчетов при проектировании и эксплуатации системы теплоснабжения.

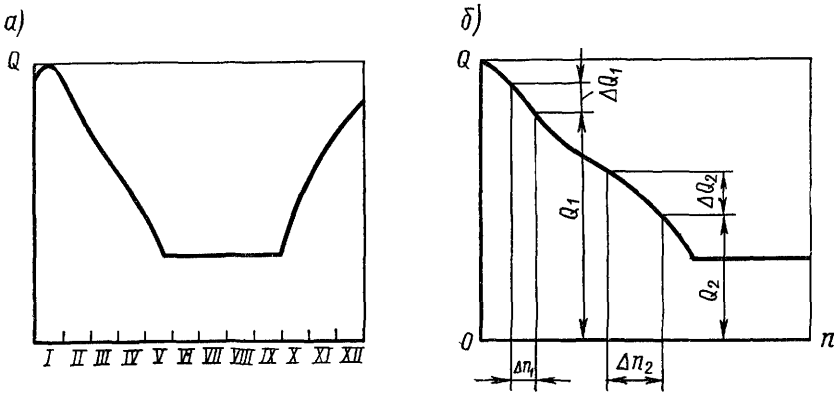


Рис. 1.4. Годовые графики расхода тепла:
а — по месяцам; *б* — по продолжительности

На рис. 1.4 приведены два годовых графика потребления тепла для одного и того же района. На графике рис. 1.4, *а* расхода тепла по месяцам года изменение тепловых нагрузок представлено в той хронологической последовательности, в которой оно имеет место в действительности. На рис. 1.4, *б* тепловые нагрузки расположены в порядке убывания. В этом случае время n приобретает особый смысл. Здесь n такое время, в течение которого тепловые нагрузки района не меньше (больше или равны) данной тепловой нагрузки. Если на рис. 1.4, *б* в начале и в середине выделить одинаковые отрезки ΔQ, то соответствующие им промежутки времени в общем случае будут различны — $\Delta n_1 \neq \Delta n_2$. Это значит, что продолжительность тепловых нагрузок $Q_1+\Delta Q$, соответствующих интервалу Δn_1, больше или меньше продолжительности тепловых

нагрузок $Q_2+\Delta Q$. Поэтому рис. I.4, *б* принято называть графико расхода тепла по продолжительности. Здесь $\Delta Q_1=\Delta Q_2=\Delta Q$.

При построении графика расхода тепла по продолжительности сезонных тепловых нагрузок на оси абсцисс откладывают время n, в течение которого температура наружного воздуха не бывает выше данной $t_н$. Ординаты тепловых нагрузок, соответствующие $t_н$, определяют по формуле (I.7). На рис. I.5 иллюстрируется графический метод построения графика продолжительности тепловой

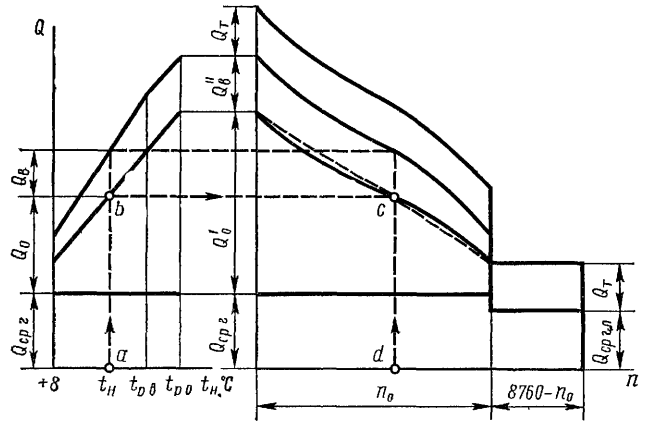


Рис. I.5. Суммарный график расхода тепла по продолжительности для района

нагрузки. В левой части строится вспомогательный график, отражающий линейную зависимость расхода тепла от температуры наружного воздуха.

Точки графика расхода тепла по продолжительности (точка *c*) определяют следующим образом. По $t_н$ (точка *a*) находят величину тепловой нагрузки (отрезок *ab*), которую переносят на правую часть графика (линия переноса *bc*). На оси абсцисс n находят точку *d*, соответствующую данной температуре наружного воздуха $t_н$. Из точки *d* к оси абсцисс проводят перпендикуляр до пересечения с линией *bc*. Точка *c* и является точкой на кривой графика продолжительности тепловой нагрузки, так как $ab=dc$. Расположение точек *d* на оси n зависит от климатических условий местности.

При отсутствии данных по продолжительности температур наружного воздуха график продолжительности отопительной нагрузки можно с достаточной для практики точностью построить по методике проф. Б. Л. Шифринсона и проф. В. Я. Хасилева. В этом случае исходными данными являются: расчетная температура наружного воздуха для проектирования систем отопления $t_{р.о}$; средняя температура за отопительный период $t_{ср.о}$; продолжительность отопительного периода n_0.

Кривая расхода тепла по продолжительности, выраженная в относительных величинах, характеризуется следующей зависимостью:

$$R=1-BN^{\Theta}, \tag{I.20}$$

где R — отношение тепловой нагрузки при данной температуре наружного воздуха $t_н$ к расчетной тепловой нагрузке на отопление; N — относительное число часов (суток), при котором относительный расход тепла не бывает меньше R; B, Θ — постоянные коэффициенты, зависящие от климатических условий.

Здесь

$$R=\frac{Q_o}{Q_o'}=\frac{t_в-t_н}{t_в-t_{р.о}};\ B=\frac{8-t_{р.о}}{t_в-t_{р.о}};\ \Theta=\frac{8-t_{ср.о}}{t_{ср.о}-t_{р.о}}. \tag{I.21}$$

В графике расхода тепла по продолжительности важны не столько абсолютные значения тепловых нагрузок, сколько конфигурация кривой Q как функция от n. Поэтому данный график целесообразно строить в относительных величинах, долях от единицы или процентах.

На рис. I.5 пунктирной линией приведена кривая изменения расхода тепла на отопление по продолжительности, построенная по методике Шифринсона — Хасилева. Хорошая сходимость результатов подтверждает возможность использования аналитического метода построения графика продолжительности сезонных тепловых нагрузок.

ГЛАВА II

СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

§ II.1. ВИДЫ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Каждая система теплоснабжения состоит из следующих основных элементов: источника тепловой энергии, тепловой сети, абонентских вводов и местных систем потребителей тепла.

Системы теплоснабжения с различными устройствами и назначениями элементов классифицируют по признакам: источнику приготовления тепла; роду теплоносителя; способу подачи воды на горячее водоснабжение; количеству трубопроводов тепловых сетей; способу обеспечения потребителей тепловой энергией и др.

По **источнику** приготовления тепла в СССР различают три вида систем теплоснабжения: 1) высокоорганизованное централизованное теплоснабжение на базе комбинированной выработки тепла и электроэнергии на ТЭЦ — теплофикация; 2) централизованное теплоснабжение от районных отопительных и промышленно-отопительных котельных; 3) децентрализованное теплоснабжение от мелких котельных, индивидуальных отопительных печей и т. п.

Планом дальнейшего развития теплоэнергетики нашей страны предусматривается преимущественное строительство высокоэкономичных ТЭЦ и крупных районных котельных (РК) с постепенным сокращением числа малоэффективных местных источников тепла (табл. II.1).

Таблица II.1. **Распределение годовых тепловых нагрузок по источникам тепла в СССР**

Источники тепла	1970 г.		1975 г.		1980 г. (план)	
	млн. ГДж	%	млн. ГДж	%	млн. ГДж	%
ТЭЦ	2880	32,4	3810	33,4	5200	36,2
Котельные	3013	34,0	4151	36,4	5021	35,0
В том числе:						
промышленные	2200	73,0	2980	71,8	3540	70,5
районные	163	5,4	611	14,7	905	18,0
квартальные групповые и домовые	650	21,6	560	13,5	576	11,5
Местные генераторы тепла	2770	31,4	2880	25,3	3160	21,9
Прочие источники	19,3	0,2	36,8	0,3	61,6	0,4
Вторичные энергоресурсы	188	2,0	545	4,6	943,4	6,5
Всего . . .	8870,3	100	11422,8	100	14 386	100

В недалеком будущем получат более широкое распространение другие источники тепла, основанные на преобразовании солнечной энергии и тепловой энергии подземных горячих вод.

По **роду теплоносителя** различают водяные и паровые системы теплоснабжения.

Водяные системы применяют в основном для теплоснабжения сезонных потребителей и горячего водоснабжения, а в некоторых случаях и для технологических процессов. В нашей стране водяные системы теплоснабжения по протяженности составляют около 48% от общей длины всех тепловых сетей.

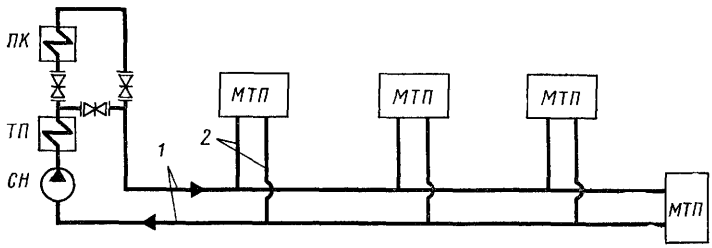


Рис. II.1. Схема одноступенчатой системы теплоснабжения:
1 — магистральные трубопроводы; *2* — ответвления; *МТП* — местный тепловой пункт; *ТП* — теплофикационный подогреватель; *ПК* — пиковый котел; *СН* — сетевой насос

Паровые системы теплоснабжения в СССР распространены главным образом на промышленных предприятиях, где требуется высокотемпературная тепловая нагрузка. За рубежом в системах теплоснабжения пар используется по-разному. В США и Бельгии пар принят единственным теплоносителем. В большинстве европейских стран (Швейцарии, Швеции, Италии, Дании) на долю паровых систем приходится 1—10% протяженности тепловых сетей, а в ФРГ и Финляндии — до 30—40%. В Исландии и Норвегии пар как теплоноситель вообще не используется.

По **способу подачи воды на горячее водоснабжение** водяные системы делят на закрытые и открытые*. В *закрытых* водяных системах теплоснабжения воду из тепловых сетей используют только как греющую среду для нагревания в подогревателях поверхностного типа водопроводной воды, поступающей затем в местную систему горячего водоснабжения. В *открытых* водяных системах теплоснабжения горячая вода к водоразборным приборам местной системы горячего водоснабжения поступает непосредственно из тепловых сетей.

---

* Термины «закрытые» и «открытые» в паровых системах теплоснабжения не привились, потому что для бытового горячего водоснабжения пар непосредственно не применяется. Пар используется только как теплоноситель для нагревания воды, поступающей на горячее водоснабжение, в поверхностных или смешивающих подогревателях.

По **количеству трубопроводов** различают однотрубные и мно трубные системы теплоснабжения.

По **способу обеспечения потребителей** тепловой энергией ра личаются одноступенчатые и многоступенчатые системы тепл снабжения.

В *одноступенчатых* системах теплоснабжения потребители теп ла присоединяют непосредственно к тепловым сетям (рис. II.1). Узлы присоединения потребителей тепла к тепловым сетям назы вают *абонентскими вводами.* На абонентском вводе каждого зда ния устанавливают подогреватели горячего водоснабжения, эле ваторы, насосы, арматуру, контрольно-измерительные приборы для регулирования параметров и расходов теплоносителя по мест ным отопительным и водоразборным приборам. Поэтому часто абонентский ввод называют *местным тепловым пунктом* (МТП). Если абонентский ввод сооружается для отдельной, например технологической установки, то его называют *индивидуальным те пловым пунктом* (ИТП).

Непосредственное присоединение отопительных приборов огра ничивает пределы допустимого давления в тепловых сетях, так как высокое давление, необходимое для транспорта теплоносителя к конечным потребителям, опасно для радиаторов отопления. В силу этого одноступенчатые системы применяют для теплоснаб жения ограниченного числа потребителей от котельных с небольшой длиной тепловых сетей.

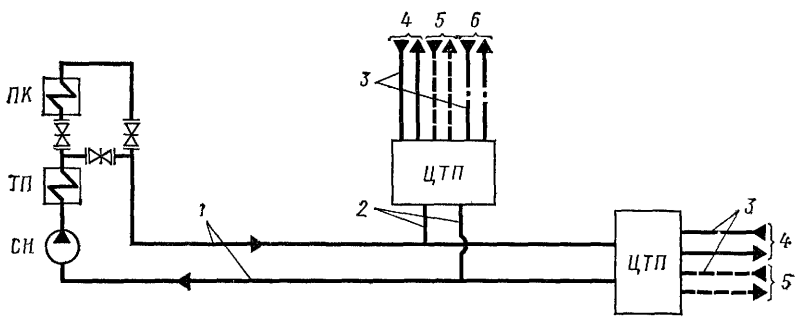


Рис. II 2. Схема двухступенчатой системы теплоснабжения:

1 — магистральные трубопроводы; *2* — ответвления; *3* — распределительные сети; *4, 5* — ответвления к зданиям на отопление и вентиляцию; *6* — ответвление на технологические процессы

В *многоступенчатых* системах (рис. II.2) между источником тепла и потребителями размещают *центральные тепловые пункты* (ЦТП) или *контрольно-распределительные пункты* (КРП), в которых параметры теплоносителя могут изменяться по требованию местных потребителей. ЦТП и КРП оборудуются насосными и водонагревательными установками, регулирующей и предохранительной арматурой, контрольно-измерительными приборами, предназначенными для обеспечения группы потребителей в квартале

или районе теплом необходимых параметров. С помощью насосных или водонагревательных установок магистральные трубопроводы (первая ступень) соответственно частично или полностью гидравлически изолируются от распределительных сетей (вторая ступень). Из ЦТП или КРП теплоноситель с допустимыми или установленными параметрами для местных потребителей по общим или отдельным трубопроводам второй ступени подается в МТП каждого здания. При этом в МТП производятся лишь элеваторное подмешивание обратной воды из местных отопительных установок, местное регулирование расхода воды на горячее водоснабжение и учет расхода тепла.

Полная гидравлическая изоляция тепловых сетей первой и второй ступени является важнейшим мероприятием повышения надежности теплоснабжения и увеличения дальности транспорта тепла. Многоступенчатые системы теплоснабжения с ЦТП и КРП позволяют в десятки раз уменьшить число местных подогревателей горячего водоснабжения, циркуляционных насосов и регуляторов температуры, устанавливаемых в МТП при одноступенчатой системе. В ЦТП возможна организация обработки местной водопроводной воды для предупреждения коррозии систем горячего водоснабжения. Наконец, при сооружении ЦТП и КРП сокращаются в значительной мере эксплуатационные затраты и затраты на содержание персонала для обслуживания оборудования в МТП.

§ II.2. ПРИСОЕДИНЕНИЕ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ В ВОДЯНЫХ СИСТЕМАХ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Эффективность водяных систем теплоснабжения во многом определяется схемой присоединения абонентского ввода, который является связующим звеном между наружными тепловыми сетями и местными потребителями тепла.

Схемы присоединения **местных систем отопления** по признаку гидравлической связи с тепловыми сетями различаются на зависимые и независимые.

В *зависимых* схемах присоединения теплоноситель в отопительные приборы поступает непосредственно из тепловых сетей. Таким образом, один и тот же теплоноситель циркулирует как в тепловой сети, так и в отопительной системе. Вследствие этого давление в местных системах отопления определяется режимом давлений в наружных тепловых сетях.

В *независимых* схемах присоединения теплоноситель из тепловой сети поступает в подогреватель, в котором его тепло используется для нагревания воды, заполняющей местную систему отопления. При этом сетевая вода и вода в местной системе отопления разделены поверхностью нагрева и таким образом сеть и система отопления полностью гидравлически изолированы друг от друга. Гидравлическая изоляция теплоносителей на абонентском вводе используется для защиты местных установок от завышенного или заниженного давлений в тепловых сетях, при которых воз-

можно разрушение нагревательных приборов или опорожнение местных систем отопления.

На рис. II.3 зависимое присоединение отопительных приборов показано на схемах *а, б, в*. При зависимом присоединении местных установок на абонентском вводе применяют наиболее простое и дешевое оборудование. Кроме того, в отопительных приборах полезное использование перепада температур сетевой воды достигает наибольшего значения, благодаря чему может быть уменьшен расход теплоносителя на вводе и сокращена стоимость тепловых сетей за счет уменьшения диаметров труб.

Основной недостаток зависимого присоединения потребителей состоит в том, что давление теплоносителя в тепловых сетях передается на приборы местных систем. Поэтому зависимые местные системы отопления используются в условиях, когда давление в тепловых сетях не превышает прочности отопительных приборов. Отопительные чугунные радиаторы выпускаются на избыточное давление до 0,6 МПа, а стальные конвекторы — до 1,0 МПа.

Зависимое присоединение отопительных установок по схеме рис. II.3, *а* применяют в системах теплоснабжения промышленных предприятий, а если температура сетевой воды в подающем трубопроводе не превышает 95—105°С, то и для отопления жилых и общественных зданий. В таких схемах сетевая вода из подающего трубопровода тепловой сети поступает в нагревательные приборы. Остывшая вода из нагревательных приборов возвращается в обратный трубопроводов тепловой сети.

Если температура сетевой воды в подающем трубопроводе больше 95—105°С и разность давлений в подающем и обратном трубопроводах достаточна (0,08—0,15 МПа) для нормальной работы элеватора, то отопительные системы присоединяются по схеме *б*. Необходимая температура воды, поступающей в нагревательные приборы, поддерживается элеваторным подмешиванием остывшей обратной воды из системы отопления к высокотемпературной сетевой воде из подающего трубопровода. Эту схему применяют для отопления жилых и общественных зданий.

Схема *в* используется вместо схемы *б* при разности давлений в подающем и обратном трубопроводах на абонентском вводе, недостаточной для нормальной работы элеватора. Замена элеваторного смешения на насосное является прогрессивным решением отопительной техники. По данным лаборатории отопления и вентиляции ЦНИИЭП, применение насосных смесителей на 10 % сокращает потребность сетевой воды и позволяет использовать при монтаже местных систем отопления трубы небольшого диаметра (до 10 мм). Отопительные системы с высоким гидравлическим сопротивлением необходимы для повышения гидравлической устойчивости тепловых сетей, гарантирующей надежное теплоснабжение при резких колебаниях расходов сетевой воды. Недостаток насосного смешения — шумная работа. Однако с 1975 г. начато серийное производство шести типоразмеров малогабаритных малошумных насосов с производительностью 2,5—25 т/ч и напором 2—9,2 м.

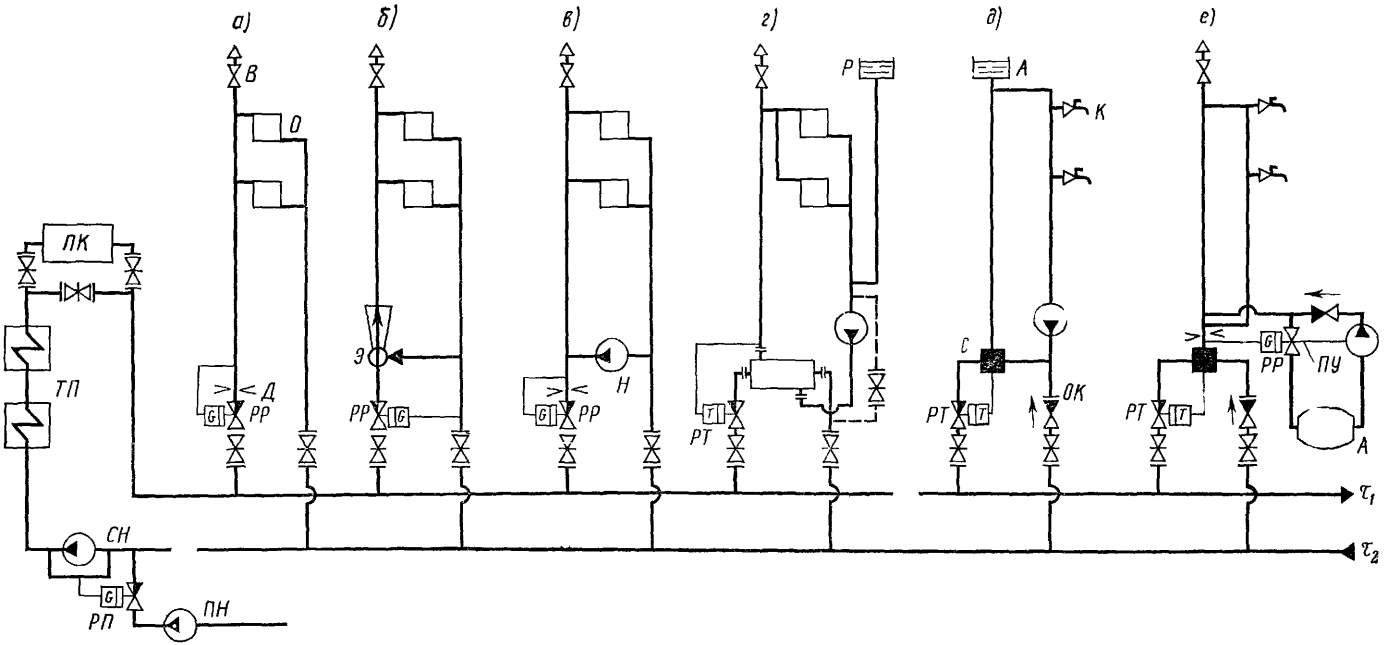


Рис. II.3. Схемы присоединения местных систем отопления и горячего водоснабжения в двухтрубных водяных системах.

Зависимые схемы отопительных систем: *а* — без смешения; *б* — с элеваторным смешением; *в* — с насосным смешением; *г* — независимая схема отопительной системы; схемы систем горячего водоснабжения; *д* — с верхним баком-аккумулятором; *е* — с нижним баком-аккумулятором, *в* — воздушный кран; *О* — отопительный прибор; *Р* — расширительный бак; *А* — аккумулятор; *К* — водоразборный кран; *Д* — измерительная диафрагма; *Э* — элеватор; *Н* — циркуляционный насос местной системы; *С* — смеситель; *ПК* — пиковый котел; *ТП* — теплофикационный подогреватель; *СН, ПН* — сетевой и подпиточный насосы; *РП, РР, РТ* — регуляторы подпитки, расхода и температуры; *ОК* — обратный клапан; *ПУ* — пусковое устройство насоса; τ_1, τ_2 — подающий и обратный трубопроводы

При отключении абонентского ввода, присоединенного к тепловой сети по схеме *а* или *б*, вместе с прекращением циркуляции воды в местной системе отопления появляется опасность размораживания отопительных приборов и трубопроводов. Эти недостатки в схеме *в* устраняются включением циркуляционного насоса. С помощью циркуляционного насоса легко осуществляется регулирование расхода циркулирующей воды, что особенно важно в теплое время отопительного сезона, когда для отопления требуется количественное регулирование «пропусками» (см. гл. Г).

Помимо описанных зависимых отопительных систем применяют схемы с насосами на подающем или обратном трубопроводе абонентского ввода. Первую используют при давлении в подающем трубопроводе тепловой сети, недостаточном для заполнения отопительной системы; вторую — для понижения давления в отопительной системе.

Независимое присоединение местной отопительной системы по схеме *г* применяют для подключения абонентов к тепловой сети с недопустимо высоким давлением теплоносителя. По такой же схеме подключаются отдельные нетипичные для района высотные здания, для которых давление теплоносителя в сетях недостаточно для заполнения отопительных приборов на верхних этажах. Местная система оборудуется расширительным баком, создающим собственное независимое от наружных сетей гидростатическое давление. Это предохраняет систему от повышенных или аварийных колебаний давления в наружной тепловой сети. Циркуляция воды в местной системе создается работой циркуляционного насоса. Подпитка изолированного контура может производиться очищенной и деаэрированной водой из тепловых сетей через перемычку (показанную пунктиром) между обратным трубопроводом и местной системой. Если давление в обратном трубопроводе сети недостаточно для подачи воды в расширительный бак, то на перемычке устанавливается подкачивающий насос (на схеме *г* насос на перемычке не показан). Схема независимого присоединения отопительных установок сложнее зависимого, а оборудование теплового пункта значительно дороже.

Вентиляционные установки представляют собой теплообменники поверхностного типа (калориферы) для нагревания воздуха, нагнетаемого в помещения. Другой способ нагрева воздуха в вентиляционной технике не применяют, поэтому калориферы вентиляционных систем присоединяют к тепловым сетям непосредственно, т. е. по зависимой схеме. Если калориферы устанавливают на верхних этажах здания, то для предупреждения вскипания высокотемпературной сетевой воды в калорифере допускается подмешивание к ней воды из обратного трубопровода.

Местные системы горячего водоснабжения в открытых системах теплоснабжения присоединяются непосредственно, в закрытых — через поверхностные водоводяные подогреватели.

В *открытых* системах теплоснабжения наиболее распространены схемы, показанные на рис. II.3, *д*, *е*, с баками-аккумуляторами

и без них. За время отопительного сезона температура сетевой воды в подающем трубопроводе изменяется от 60 до 150°С, а в обратном — от 30 до 70°С. В водоразборные приборы вода должна подаваться с температурой не более 60°С. Это достигается смешением в смесителе воды из подающего и обратного трубопроводов. Когда водоразбор на горячее водоснабжение становится меньше расчетного, вода (схема *д*) насосом подается к смесителю и далее, смешиваясь с горячей водой из тепловой сети, идет на зарядку верхнего аккумулятора. По такой схеме аккумулятор заряжается под напором воды в обратном трубопроводе тепловой сети. Насос предназначен для восполнения потерь напора в местной системе горячего водоснабжения.

В установке горячего водоснабжения с нижним аккумулятором по схеме *е* зарядка аккумулятора производится непосредственно из тепловой сети. Управление зарядкой и разрядкой аккумулятора производится с помощью регулятора расхода, дроссельной шайбы и пускового устройства для включения насоса. При снижении водоразбора перепад давления в дроссельной шайбе уменьшается, вследствие чего давление перед шайбой увеличивается, что приводит к открытию клапана регулятора. При этом часть воды из стояка местной системы сливается в аккумулятор. С возобновлением расчетного расхода горячей воды давление перед дроссельной шайбой уменьшается, и регулятор расхода закрывается, прекращая зарядку аккумулятора. В период максимальных водоразборов аккумулятор автоматически переключается на разрядку. Импульсом разрядки аккумулятора служит падение давления перед дроссельной шайбой, в результате которого пусковое устройство включает насос. С включением насоса недостающее количество горячей воды в местной системе пополняется из аккумулятора.

В *закрытых* системах теплоснабжения местные системы горячего водоснабжения гидравлически изолированы от внешних тепловых сетей (рис. II.4). Гидравлическая изоляция сетевой и местной водопроводной воды гарантирует защиту местных систем горячего водоснабжения от выноса шлама из отопительных установок, который существенно ухудшает качество воды в водоразборных приборах при непосредственном водоразборе из тепловых сетей.

При параллельном присоединении подогревателя горячего водоснабжения (схема *а*) расход греющей сетевой воды через подогреватель регулируется регулятором температуры *РТ* в соответствии с нагрузкой горячего водоснабжения и независимо от нагрузки на отопление. Одноступенчатый подогреватель не обеспечивает глубокого охлаждения сетевой воды. Кроме того, по такой схеме не используется тепло обратной воды после отопления, имеющей на продолжении отопительного сезона достаточно высокую температуру (40—70°С), которой вполне достаточно для покрытия значительной части нагрузки горячего водоснабжения и нагрева водопроводной воды вплоть до 60°С. Из-за неполного ис-

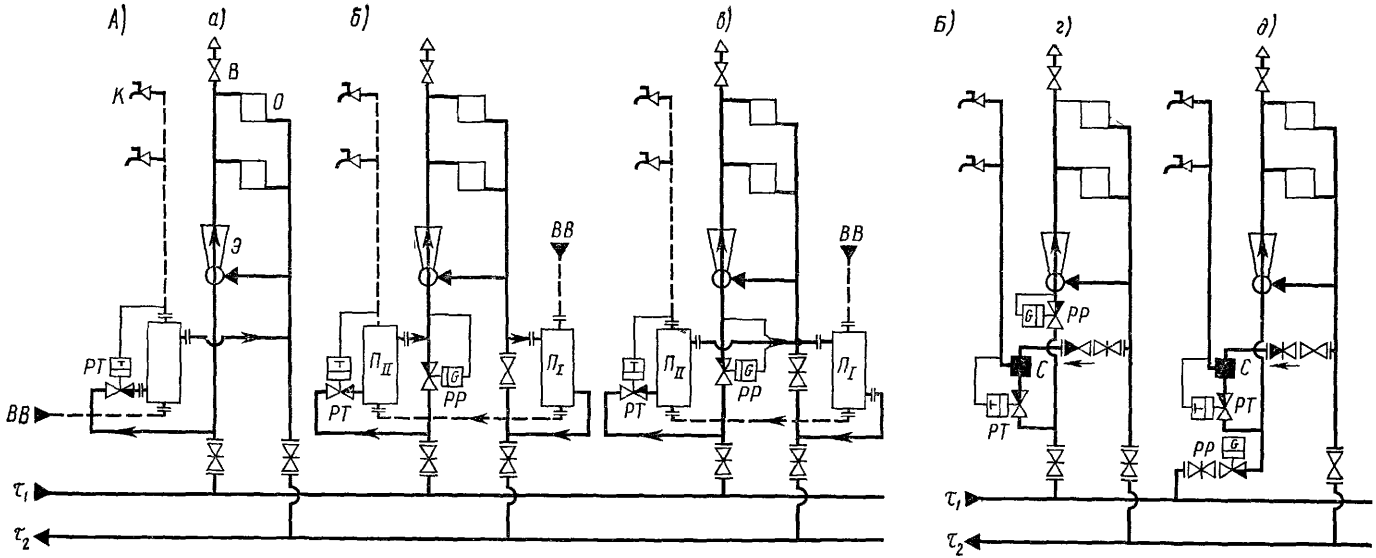


Рис. II 4. Схемы присоединения местных систем горячего водоснабжения в двухтрубных водяных системах:

А — в закрытых системах: *а* — параллельное присоединение подогревателя; *б* — двухступенчатое последовательное присоединение подогревателя; *в* — двухступенчатое смешанное присоединение подогревателя; *Б* — в открытых системах· *г* — непосредственное с несвязанным регулированием расходов тепла на отопление и горячее водоснабжение; *д* — со связанным регулированием расходов тепла на отопление и горячее водоснабжение; *К* — водоразборный кран; *В* — воздушный кран; *О* — отопительный прибор; *Э* — элеватор; *П* — подогреватель; *С* — смеситель, *ВВ* — водопроводная вода; *РР*, *РТ* — регуляторы расхода и температуры; $П_I$, $П_{II}$ — первая и вторая ступени подогревателя

пользования теплосодержания теплоносителя на абонентском вводе наблюдается завышенный расход сетевой воды, складывающийся из расчетного расхода воды на отопление и расхода на горячее водоснабжение при максимальной нагрузке. Большой расход сетевой воды требует увеличения диаметров труб, что удорожает тепловые сети. Но независимое регулирование тепла на горячее водоснабжение исключает снижение расхода тепла на отопление при максимальных водоразборах. Поэтому параллельные присоединения подогревателей применяются при значительной доле тепловой нагрузки на горячее водоснабжение $Q_г^{макс}/Q_о' \geqslant 1{,}2$, а также в зданиях с небольшим суммарным расходом тепла (до 230 кВт), когда простота приготовления горячей воды и затраты на оборудование экономически выгоднее перерасхода теплоносителя.

По предвключенной схеме подогреватель горячего водоснабжения подключается только к подающему трубопроводу перед отопительной системой, что приводит к значительному снижению расхода тепла на отопление при максимальных нагрузках горячего водоснабжения. Для уменьшения влияния горячего водоснабжения на отопление предвключенные подогреватели рекомендуется применять в жилых и общественных зданиях при небольших соотношениях нагрузок $Q_г^{макс}/Q_о' < 0{,}1$. В городах с развитым централизованным горячим водоснабжением эти подогреватели не применяют.

В схеме *б* с двухступенчатым последовательным присоединением подогревателя вторая ступень $П_{II}$ подключается к подающему трубопроводу по предвключенной схеме, а первая ступень $П_I$ — к обратному трубопроводу по завключенной схеме. Сетевая вода из подающей трубы разветвляется ко второй ступени через регулятор температуры *РТ* и к регулятору расхода *РР*. За регулятором расхода сетевая вода из ступени $П_{II}$ смешивается с потоком воды, движущимся к элеватору. После отопительной установки теплоноситель еще раз направляется в ступень $П_I$ для нагревания водопроводной воды, поступающей в систему горячего водоснабжения. Водопроводная вода предварительно нагревается в ступени *I*, окончательно догревается до нормы (60°С) в ступени *II* подогревателя.

При максимальной температуре обратной воды из системы отопления (70°С) и средней нагрузке горячего водоснабжения водопроводная вода практически нагревается до нормы в ступени *I*; дополнительного подогрева в ступени *II* не требуется. В этих случаях ступень *II* полностью разгружается, с закрытием регулятора температуры *РТ* вся сетевая вода поступает через регулятор расхода *РР* и систему отопления, вследствие чего отопительная система получает тепла больше расчетного значения.

Когда обратная вода после отопления имеет температуру много ниже максимальной (30—40°С), предварительный нагрев водопроводной воды в ступени *I* становится недостаточным, для окончательного ее нагревания включается ступень *II* подогревателя,

через которую поступает лишь дополнительный расход сетевой воды на горячее водоснабжение.

Другой особенностью схемы *б* является принцип связанного регулирования. Сущность его заключается в настройке регулятора расхода *РР* на поддержание постоянного расхода сетевой воды на абонентском вводе независимо от нагрузки горячего водоснабжения и состояния регулятора температуры *РТ*. Поэтому с увеличением нагрузки горячего водоснабжения регулятор *РТ* открывается и пропускает через ступень *II* подогревателя необходимое количество сетевой воды, на эту величину уменьшается расход воды через регулятор *РР*. Таким образом, связанное регулирование применяют для выравнивания суточной неравномерности тепловой нагрузки.

Ввиду связанности регуляторов при максимальной нагрузке горячего водоснабжения большая часть сетевой воды циркулирует через подогреватель ступени *II* и с более низкой, чем в тепловой сети, температурой поступает после регулятора *РР* далее — в систему отопления. При таких режимах теплоотдача в отопительных приборах уменьшается, а отопительная система получает тепла меньше расчетного значения. Небаланс тепла на отопление в часы максимального горячего водоразбора компенсируется аккумулирующей способностью строительных ограждений здания и повышенным расходом тепла при снижении нагрузки горячего водоснабжения.

Следовательно, при всех соотношениях тепловых нагрузок потребителей предварительный подогрев водопроводной воды в ступени *I* подогревателя происходит за счет тепла обратной воды, в результате чего уменьшается тепловая нагрузка ступени *II* подогревателя и потребность дополнительного расхода сетевой воды на горячее водоснабжение через эту ступень.

Снижение суммарного расхода сетевой воды на всех абонентских вводах позволяет, с одной стороны, уменьшить диаметры трубопроводов и соответствующие расходы на сооружение тепловых сетей и их обслуживание, с другой — многоступенчатое использование теплоносителя по схеме *б* обеспечивает глубокое охлаждение обратной сетевой воды по сравнению с другими схемами присоединения подогревателей. Возврат сетевой воды с пониженной температурой улучшает эффект теплофикации, так как для ее подогрева достаточны отборы пара пониженных давлений, и увеличивается возможность использования других низкопотенциальных тепловых ресурсов на ТЭЦ. В этом состоит главное преимущество схемы включения подогревателя. Двухступенчатые последовательные подогреватели применяются в жилых, общественных и промышленных зданиях при соотношении нагрузок $Q_г^{макс}/Q_о' \leqslant 0{,}6$, так как при большей нагрузке горячего водоснабжения небаланс отопительной нагрузки компенсируется труднее.

Достоинством двухступенчатой смешанной схемы *в* является независимый расход тепла на отопление от потребности тепла на горячее водоснабжение, обеспечиваемый установкой регуляторов

расхода и температуры по принципу несвязанного регулирования. Колебания нагрузки горячего водоснабжения при несвязанном регулировании нарушают равномерность суточного графика тепловой нагрузки. В результате этого суммарный расход сетевой воды на вводе по сравнению со схемой *б* несколько увеличивается, но он значительно ниже, чем при параллельной схеме *а*, поскольку имеется частичное использование тепла воды после отопления в ступени *I*. Схему *в* применяют при соотношении нагрузок $Q_г^{макс}/Q_о' = 0{,}6 \div 1{,}2$, так как большие нагрузки горячего водоснабжения практически не влияют на работу отопительной системы.

§ II.3. ВОДЯНЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Необходимость четкого разделения водяных систем теплоснабжения на закрытые и открытые возникла в 1938 г. после первого опыта внедрения в г. Иваново практики массового водоразбора горячей воды непосредственно из тепловых сетей.

Водяные системы, в которых местные системы горячего водоснабжения присоединяются с помощью водоводяных подогревателей, стали называть **закрытыми.** Вследствие отсутствия непосредственного водоразбора и незначительной утечки теплоносителя через неплотности соединений труб и оборудования закрытые системы отличаются высоким постоянством количества и качества циркулируемой в ней сетевой воды. Другой особенностью закрытых систем является то, что они бывают только многотрубными: двух-, трех- и четырехтрубные.

Двухтрубные закрытые системы состоят из подающего и обратного трубопроводов. По подающему трубопроводу нагретая сетевая вода с температурой τ_1 транспортируется от источника тепловой энергии к потребителю. По обратному трубопроводу охлажденная сетевая вода с температурой τ_2 возвращается от потребителя к источнику для повторного подогрева. Двухтрубные системы проще и дешевле многотрубных. Такие системы применяют преимущественно для совместной подачи тепла на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение. Присоединение технологических установок допускается при применении мер, предупреждающих попадание в тепловые сети вредных примесей.

В промышленных районах, где имеется большая технологическая тепловая нагрузка повышенных параметров и возможно использование собственных вторичных энергоресурсов или качество воды в тепловых сетях не отвечает требованиям производственных процессов, рекомендуются трех- и четырехтрубные тепловые сети.

В *четырехтрубных* тепловых сетях одна пара труб используется для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. Температура сетевой воды в подающем трубопроводе этой пары поддерживается в соответствии с графиком регулирования отпуска тепла на отопительно-бытовые нужды. По второй паре труб сете-

вая вода подается на производственные нужды предприятий. Температура сетевой воды в подающем трубопроводе второй пары сетей круглый год поддерживается постоянной. Отдельные тепловые сети позволяют принимать в них высокий нагрев сетевой воды, который помимо снижения расходов воды и уменьшения диаметров труб дает возможность получать на местах потребления пар путем испарения сетевой воды.

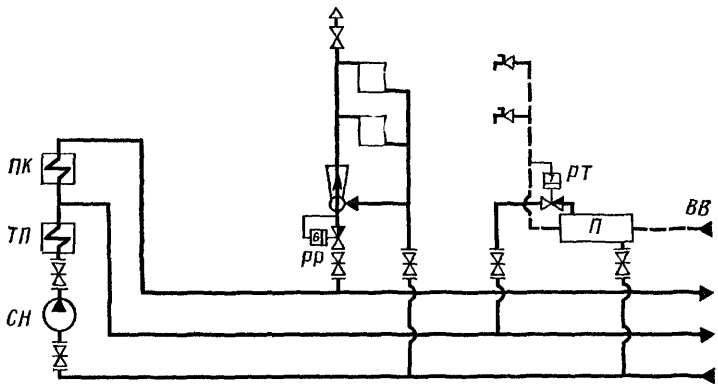


Рис. II 5. Схема трехтрубной закрытой системы теплоснабжения: *ПК* — пиковый котел; *ТП* — теплофикационный подогреватель; *СН* — сетевой насос; *ВВ* — водопроводная вода

Четырехтрубные системы распространяются также в сельских районах и рабочих поселках, где нагрузка горячего водоснабжения невелика и сосредоточена в небольшом количестве общественных зданий (бани, столовые, гостиницы, школы, спортивные и детские учреждения) или в сельскохозяйственных комплексах. Полная гидравлическая изоляция разнородных потребителей в четырехтрубных системах упрощает раздельную подачу тепла и центральное регулирование сезонных и круглогодовых нагрузок. Одновременно с этим отпадает надобность дорогостоящих местных и центральных тепловых пунктов. Раздельное центральное регулирование способствует росту культуры и повышению надежности теплоснабжения.

В *трехтрубных* системах по одному подающему трубопроводу подается тепло на отопительно-бытовые цели, по другому — на технологические нужды. Или по одному подающему трубопроводу обеспечивается нагрузка отопления, по другому — горячее водоснабжение (рис. II.5). Режимы регулирования тепловой нагрузки в этих трубопроводах устанавливаются те же, что и в четырехтрубных системах, но вместо двух обратных трубопроводов сооружается только один. Соответственно изменяется схема теплоприготовительной установки источника тепла: вместо отдельных подогревателей и сетевых насосов устанавливаются общие.

По сравнению с четырехтрубной системой трехтрубная не дает

значительной экономии материальных затрат. В то же время зависимый гидравлический режим в обратной трубе вызывает колебания давлений у элеваторов, которые при отсутствии регуляторов расхода приводят к разрегулировке подачи тепла на отопление. По этим соображениям трехтрубная система применяется редко.

Открытые водяные системы отличаются более простым оборудованием для смешения сетевой воды, используемой в местной системе горячего водоснабжения. Но значительный расход сетевой воды на горячее водоснабжение существенно увеличивает подпитку тепловых сетей. Открытые системы сооружаются как однотрубными, так и многотрубными. Основным типом открытых систем, как и в закрытых системах, являются двухтрубные водяные системы. Трех- и четырехтрубные открытые тепловые сети применяют с той же целью, что и закрытые многотрубные системы.

Открытые *четырехтрубные* системы теплоснабжения особенно рационально применять в небольших поселках, в сельской местности, где вторая пара трубопроводов специально предназначена для горячего водоснабжения. В больших городах самостоятельные тепловые сети горячего водоснабжения сооружаются при условии обеспечения источников тепла подпиткой тепловых сетей из хозяйственно-питьевого водопровода. Преимущество изолированных сетей горячего водоснабжения состоит в том, что водоразборные приборы могут присоединиться к тепловым сетям без установки на абонентских вводах дорогостоящих смесительных клапанов и регуляторов температуры. Четырехтрубные тепловые сети удобны для организации непрерывного горячего водоснабжения в летний период. Затраты на прокладку дополнительных сетей обычно небольшого диаметра и часто на короткие расстояния оказываются выгоднее тех сложностей регулирования, которые возникают в двухтрубных сетях в теплое время отопительного сезона, когда применяется местное регулирование пропусками.

В открытых *двухтрубных* системах теплоснабжения разнородных потребителей при независимых схемах присоединения отопления улучшается качество воды, используемой на горячее водоснабжение. Сетевая вода, поступающая к точкам водоразборов, не загрязняется продуктами коррозии и шламом, содержащимся в изолированном отопительном контуре. Как показали исследования, скопления шлама в застойных зонах радиаторов являются источниками загрязнения воды и развития анаэробных бактерий, выделяющих сероводород, придающий воде неприятный запах.

При совместной подаче тепла на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение в *однотрубных* тепловых сетях необходимо, чтобы вся сетевая вода разбиралась в точках потребления. Поэтому однотрубные водяные тепловые сети обязательно должны быть открытыми. Присоединение потребителей к однотрубным тепловым сетям показано на рис. II.6.

По схеме *а* вода на горячее водоснабжение поступает из отопительной системы. Постоянная ее температура поддерживается

регулятором *РТ* за счет подмешивания части воды непосредственно из тепловой сети. На вводе расход сетевой воды регулятором *РР* поддерживается постоянным, поэтому при малом водоразборе или его отсутствии давление в системе горячего водоснабжения повышается, приводя к открытию регулятора давления *РД* и сливу избытка воды в аккумулятор. С увеличением горячего водоразбора до максимального значения давление в местной системе

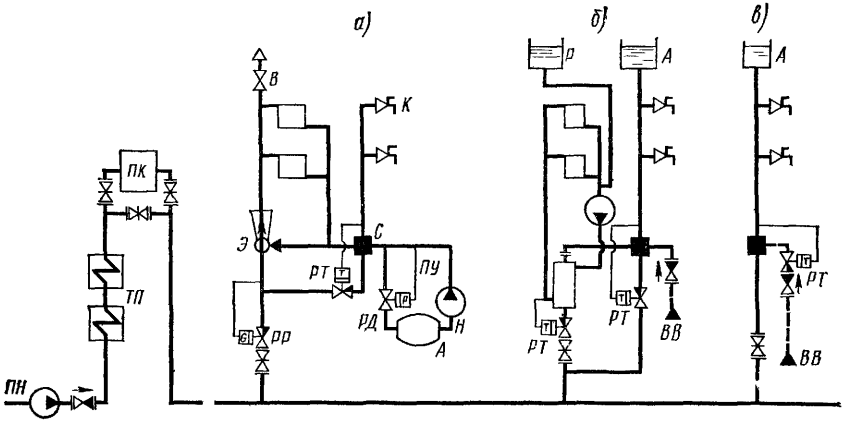


Рис. II 6 Схемы присоединения местных систем отопления и горячего водоснабжения в однотрубных водяных системах

а — зависимая система отопления и установка горячего водоснабжения с нижним баком-аккумулятором, *б* — независимая система отопления и установка горячего водоснабжения с верхним баком-аккумулятором *в* — установка горячего водоснабжения с верхним баком аккумулятором, *ПК* — пиковый котел, *ТП* — теплофикационный подогреватель; *ПН* — подпиточный насос; *РД* — регулятор давления, *Н* — насос, *А* — аккумулятор; *Р* — расширитель, *ПУ* — пусковое устройство (остальные обозначения см по предыдущим рисункам)

падает, при этом регулятор давления *РД* закрывается и с помощью пускового устройства включается насос для подачи недостающего количества воды из аккумулятора.

По схеме *б* сетевая вода на горячее водоснабжение поступает из отопительного подогревателя и частично через регулятор *РТ* непосредственно из тепловой сети. Недостатки воды при максимальном водоразборе восполняются из водопровода автоматически, так как с падением давления в системе на линии водопровода открывается обратный клапан

В схеме *в* необходимая температура в системе регулируется регулятором *РТ* путем подмешивания к сетевой воде холодной воды из водопровода

Однотрубные системы целесообразны в курортных и южных районах страны с высоким потреблением горячей воды. В большинстве случаев потребность горячего водоснабжения не превышает 30—40% от всех видов теплового потребления. По этим причинам возможности применения дешевых однотрубных сетей ограничены.

По ряду экономических соображений и санитарных требований охраны среды строительство крупных ТЭЦ на городских территориях запрещается. Вынос ТЭЦ далеко за черту города ближе к источникам водоснабжения и к месту добычи топлива требует больших капитальных вложений в тепловые сети. Однотрубные тепловые сети в этом отношении наиболее перспективны, так как позволяют значительно сократить эти расходы.

Советскими учеными разработано несколько видов однотрубных систем дальнего теплоснабжения. Проф. В. Б. Пакшвером предложена однотрубная система транспорта тепла от ТЭЦ до

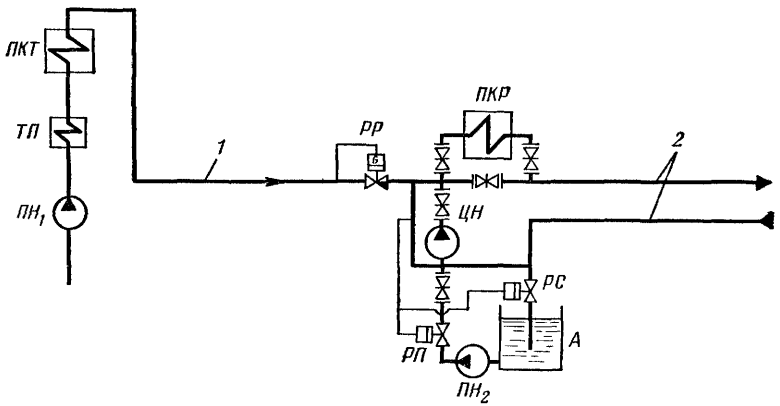


Рис. II 7. Схема однотрубной транзитной магистрали и двухтрубной распределительной сети:

1 — транзитная магистраль; *2* — распределительные сети; *ПКТ, ПКР* — пиковые котельные ТЭЦ и района; *ТП* — теплофикационный подогреватель; *ЦН* и *ПН*$_1$, *ПН*$_2$ — циркуляционный и подпиточный насосы; *РП, РР, РС* — регуляторы подпитки, расхода и слива; *А* — аккумулятор

пикового источника, расположенного вблизи города, с прокладкой в районе теплового потребления обычных двухтрубных распределительных сетей (рис. II.7). Однотрубная сеть от ТЭЦ до городских распределительных сетей предназначена для транзитной передачи тепла и подпитки городских тепловых сетей. Подпитка распределительных сетей идет непрерывно и регулируется регулятором расхода *РР*, установленным в пиковой котельной района *ПКР*. Неравномерное потребление горячей воды из распределительных сетей регулируется установкой аккумуляторов для слива в них избытков воды.

Давление в распределительной сети поддерживается регуляторами *РП* и *РС*. При падении величины водоразбора давление в распределительных сетях повышается. Импульс повышенного давления приводит к открытию клапана *РС* и сливу избытка воды в аккумулятор. С возобновлением максимального водоразбора, превышающего величину подпитки по транзитному теплопроводу, давление в распределительных сетях падает. В результате проис-

ходит открытие клапана *РП* и включение подпиточного насоса.

Для обеспечения работы такой системы с минимальным сливом горячей воды подпитка с ТЭЦ должна рассчитываться по среднечасовому расходу воды на горячее водоснабжение за неделю. Поэтому однотрубные системы предназначены для транспорта только той части тепла, при которой слив воды из распределительных систем отсутствует. Остальная часть тепловой нагрузки вырабатывается в пиковой котельной района.

Транзитный транспорт тепла с подпиточным расходом воды экономически выгоден при большой температуре теплоносителя. В однотрубных системах с радиусом действия более 25 км температура сетевой воды может достигать 250—270°С, так как высокотемпературный теплоноситель способствует сокращению расходов дорогостоящей сетевой воды и металла на изготовление трубопровода меньшего диаметра. Но при температуре воды выше 180—200°С в связи со значительным ростом давления усложняется транспорт тепла и требуется реконструкция действующих тепловых сетей, трубопроводы и арматура которых не рассчитаны на высокое давление.

Таким образом, однотрубные магистрали и распределительные сети работают с различными температурами и гидравлическими режимами. Температурный режим в распределительных сетях регулируется в *ПКР* путем смешения подпиточной воды из однотрубной сети и сетевой воды, подогретой в *ПКР*.

ПКР с дешевыми водогрейными котлами большой теплопроизводительности отводится ведущая роль в решении современной проблемы теплоснабжения, возникшей в результате отставания строительства ТЭЦ от сроков ввода в эксплуатацию объектов и жилых зданий. Использование *ПКР* в качестве временных базовых источников тепла дает выигрыш в сроках строительства источников тепла и в очередности капиталовложений, позволяя с минимальными затратами централизовать теплоснабжение в районах, где ввод в эксплуатацию потребителей тепла значительно опережает сроки сооружения ТЭЦ. После сооружения ТЭЦ и тепловых сетей от них *ПКР* включаются в общую систему теплоснабжения и переводятся на пиковый режим работы.

Однотрубная система, разработанная Н. Н. Аграчевым, Л. А. Мелентьевым и С. Ф. Копьевым, предназначается для транспортирования тепла от ТЭЦ до центральных смесительно-аккумуляторных пунктов — *ЦСП*, расположенных в районе теплового потребления. От *ЦСП* распределительные сети выполняются двухтрубными с непосредственным водоразбором на горячее водоснабжение. В этой системе в районе потребления теплоносителя дополнительные источники тепла не предусматриваются.

Температурный режим в распределительных сетях регулируется подмешиванием обратной воды к высокотемпературной воде из однотрубной сети. Для смешения воды используются элеваторы или смесительные насосы. В период минимальных водоразборов избыток воды собирается в аккумуляторах. При водоразбо-

рах, превышающих транзитную подпитку из однотрубной сети, горячая вода из аккумуляторов подается в элеваторы или к насосам смешения *ЦСП*.

Однотрубные системы с *ЦСП* могут быть использованы без реконструкции распределительных сетей, но их применение целесообразно в районах с высокой расчетной температурой воздуха для проектирования отопления, где велика нагрузка горячего водоснабжения.

Третий вид однотрубных систем, предложенный Л. К. Якимовым, предусмотрен для транспорта тепла от источника до каждого потребителя. В прямоточных системах аккумулирование тепла отсутствует, поэтому при отсутствии водоразборов для них характерен слив значительного количества сетевой воды. Для уменьшения сброса тепла должно применяться центральное количественное регулирование с постоянной температурой сетевой воды до 200°С.

Прямоточные однотрубные тепловые сети дают большую экономию капиталовложений на строительство сетей, но требуют высокой автоматизации абонентских вводов. По этим причинам прямоточные системы целесообразны в курортных районах страны с большой нагрузкой горячего водоснабжения.

Высокая температура сетевой воды в однотрубных системах уменьшает выработку электроэнергии на базе теплового потребления за счет отбора пара повышенных давлений. Но более полное использование на ТЭЦ многочисленных источников тепла с температурой 15—30°С для нагрева больших расходов подпиточной воды и значительное удешевление однотрубной сети большой протяженности в ряде случаев перекрывают затраты, связанные с недоработкой электроэнергии по комбинированному циклу.

§ II.4. ПАРОВЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Паровые системы теплоснабжения бывают однотрубными и многотрубными, высокого и низкого давления, с возвратом и без возврата конденсата. Отопительные установки присоединяются к паропроводам как по зависимым, так и по независимым схемам; установки горячего водоснабжения присоединяются главным образом по независимой схеме, т. е. через подогреватели поверхностного и смешивающего типов.

В **системах с возвратом конденсата** (рис. II.8) регулирование расхода пара на отопление жилых, общественных, и промышленных зданий допускается осуществлять вручную путем открытия или прикрытия регулировочного крана. Расход пара на вентиляцию, горячее водоснабжение и технологические аппараты регулируются автоматически регуляторами типа *РТ* или *РР*. Конденсатоотводчики, конденсатосборники и конденсатные насосы после отопительных систем и горячего водоснабжения устанавливаются перед отводом конденсата из абонентского узла ввода. На вентиляционных и технологических агрегатах конденсатоотводчики

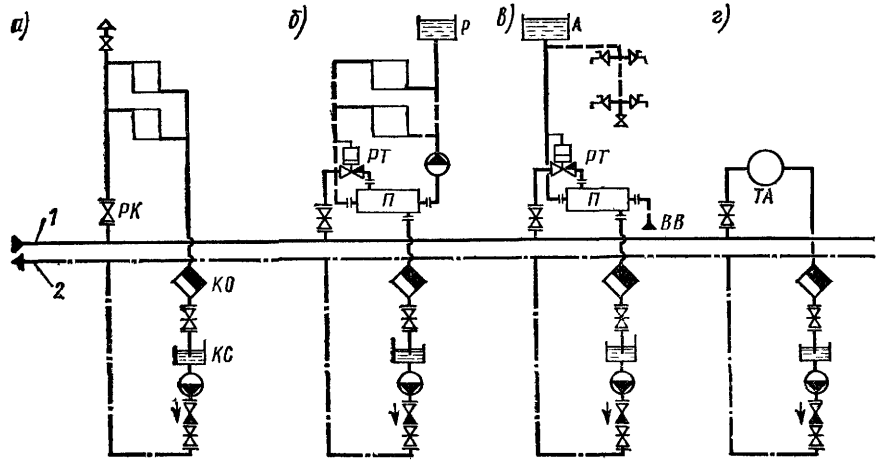


Рис. II.8. Однотрубная паровая система с возвратом конденсата.

Схемы присоединений: *а* — отопления по зависимой схеме; *б* — отопления по независимой схеме; *в* — горячего водоснабжения; *г* — технологических аппаратов; *1* — паропровод; *2* — конденсатопровод; *РК* — регулировочный кран; *КО* — конденсатоотводчик; *КС* — конденсатосборник; *П* — подогреватель; *А* — аккумулятор; *Р* — расширительный бак; *ТА* — технологический аппарат

устанавливаются либо после каждой установки, либо после группы установок.

Возвращается конденсат по единому конденсатопроводу, диаметр которого в 3—5 раз меньше диаметра подводящего паропровода. Если давление конденсата недостаточно для возвращения на тепловую станцию, то после конденсатосборников организуется откачка насосами. Такие конденсатопроводы называются напорными.

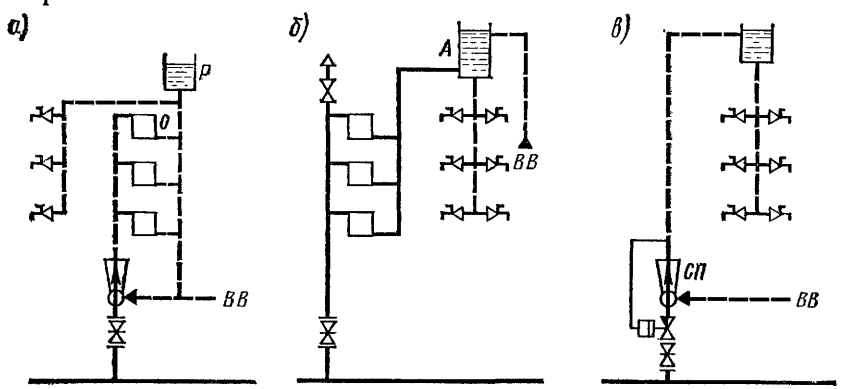


Рис. II.9. Однотрубная паровая система без возврата конденсата.

Схемы присоединений: *а* — водяного отопления и горячего водоснабжения; *б* — парового отопления и горячего водоснабжения; *в* — горячего водоснабжения; *Р* — расширитель; *А* — аккумулятор; *СП* — струйный подогреватель; *ВВ* — водопроводная вода

Системы **без возврата конденсата** (рис. II.9) в отопительно-вентиляционной технике и горячем водоснабжении жилых домов и на промышленных предприятиях применяются редко. Потребители тепла в таких системах присоединяются непосредственно по зависимой схеме. Образующийся конденсат из отопительных приборов (рис. II.9, *а* и *б*) охлаждается до необходимой температуры хозяйственно-питьевой водой и целиком используется на горячее водоснабжение. Для быстрого приготовления горячей воды в душевых помещениях применяется непосредственное смешение холодной воды с паром в аккумуляторных емкостях или в струйных подогревателях (рис. II.9, *в*) и инжекторах. Использование конденсата на горячее водоснабжение предприятий экономически оправдывается при теплоснабжении от теплоцентралей низкого и среднего давлений.

Теплоснабжение без возврата конденсата допускается на небольших предприятиях, когда сбор и возврат конденсата нецелесообразен из-за большой разветвленности сборных конденсатопроводов или сложности очистки загрязненного конденсата.

Количество трубопроводов в паровых системах теплоснабжения зависит от характера работы предприятия, его мощности и назначения. На предприятиях по переработке сельскохозяйственной продукции, сушки древесины, пропарки бетона и других с резко выраженным сезонным изменением тепловых нагрузок допускается применять многотрубные паропроводы. Тогда одни паропроводы рассчитываются на средние расходы пара, другие, резервные паропроводы,— на дополнительную подачу пара при максимальных нагрузках предприятия. В таких случаях резервные паропроводы включаются при переходе предприятия, например, с летнего режима работы на зимний. Многотрубные паропроводы часто используются для раздельной подачи больших расходов пара различных параметров и для безаварийного теплоснабжения производств, не допускающих перерывов в работе.

Возврат конденсата оказывает большое влияние на экономику и организацию непрерывного теплоснабжения, так как перебои возвращаемого конденсата вынуждают иногда сокращать отпуск тепла с ТЭЦ. Возвращаемый конденсат не должен содержать механических примесей, масла и других загрязнений от технологических процессов.

Сбор и возврат конденсата производится по открытой и закрытой схемам. В открытых схемах сбора конденсат от потребителей за счет избыточного давления за конденсатоотводчиком поступает на сборный пункт, где сливается в бак, сообщающийся с атмосферой. Конденсат отводится к сборному пункту по единому сборному конденсатопроводу или по отдельным конденсатопроводам от каждого потребителя. При недостаточном избыточном давлении и температуре конденсата 100°С и более движение конденсата может создаваться за счет изменения уровней трубопровода. Такое самотечное движение конденсата чаще всего сопровождается испарением, приводящим к частичному опорожне-

нию конденсатопровода вследствие перемещения пара в верхнем сечении трубопровода. Работа конденсатопровода неполным сечением облегчает аэрацию конденсата, что является основной причиной повышенной коррозии «сухих» самотечных конденсатопроводов по сравнению с «мокрыми» конденсатопроводами, работающими полным сечением. На открытой поверхности конденсата в баке и особенно при струйном сливе конденсата над уровнем в баке происходит интенсивное поглощение кислорода воздуха и испарение. Для уменьшения потерь тепла от испарения и конденсата в виде выпара конденсат рекомендуется охлаждать до 95—98°С. Ввиду больших потерь тепла и конденсата и значительной коррозии открытые схемы сбора и возврата конденсата применяются при количестве возвращаемого конденсата не более 10 т/ч и расстоянии до источника тепла до 500 м.

В закрытых схемах сбора конденсат на всех участках от потребителей до баков и от них до источника тепла должен находиться под избыточным давлением не менее 0,005 МПа. В конденсатосборниках над уровнем конденсата вследствие избыточного давления образуется паровая подушка, препятствующая присосу воздуха. Если избыточного давления за конденсатоотводчиком недостаточно для подачи конденсата в баки под необходимым давлением, то откачка конденсата от потребителей должна выполняться насосами. При откачке конденсата на сборный пункт и из него к источнику между уровнем конденсата в баке и осью насоса необходимо обеспечивать высоту, достаточную для предупреждения вскипания конденсата во всасывающем патрубке.

§ II.5. ПРЕИМУЩЕСТВА И НЕДОСТАТКИ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Основным преимуществом открытых систем теплоснабжения является высокая эффективность теплофикации благодаря максимальному использованию низкопотенциальных источников тепла на ТЭЦ для нагревания большого количества подпиточной воды. В закрытых системах подпитка сетей не превышает 0,5% от объема сетевой воды, содержащейся в системе, поэтому возможности утилизации тепла сбросной воды и продувки на ТЭЦ значительно ниже открытых систем. Но для подготовки подпиточной воды в открытых системах требуется более мощное оборудование химводоочистки и деаэрации.

Тепловые пункты открытых систем теплоснабжения проще и дешевле теплопунктов закрытых систем, так как на абонентских вводах вместо подогревателей устанавливаются только смесители горячего водоснабжения. Трудности эксплуатации водонагревателей с дефицитными латунными трубками часто являются определяющими причинами широкого распространения открытых систем.

На горячее водоснабжение в открытых системах расходуется деаэрированная сетевая вода, вследствие чего местные установки менее подвержены коррозии. В закрытых системах для уменьше-

ния коррозии местных установок горячего водоснабжения требуется дополнительная затрата на оборудование для обработки водопроводной воды.

Открытые системы отличаются высокой нестабильностью гидравлических режимов, для повышения надежности теплоснабжения необходима установка аккумулирующих емкостей у источника тепла или на абонентских вводах.

В ряде городов с открытым водоснабжением качество сетевой воды не всегда отвечает санитарным нормам. Требования к качеству воды по цветности и запаху нарушаются из-за недостаточной промывки систем отопления после ремонта, из-за неполной деаэрации подпиточной воды, особенно в *РК*. Сочетание открытой системы с независимой схемой присоединения отопительных установок этот недостаток устраняет, поскольку сетевая вода проходит только через подогреватель отопительной системы, не соприкасаясь с самой системой.

Таким образом, выбор между открытой и закрытой системами может быть сделан исходя из норм качества холодной и горячей воды и затрат на теплоприготовительное оборудование источника тепла и абонентских вводов.

Зависимая схема присоединения отопительных систем не требует установки теплообменников, что обеспечивает ей широкое распространение, особенно при централизованном теплоснабжении от *РК*. Однако зависимая схема имеет многие недостатки. При недостаточном давлении, не обеспечивающем невскипание воды, и высокой температуре теплоносителя в элеваторах происходит интенсивное вскипание воды, сопровождаемое стуком и сотрясением труб. В случае повреждений тепловых сетей происходит опорожнение не только сетей, но и отопительных систем. При этом из-за опорожнения систем отопление прекращается во всех зданиях. Подобная аварийная уязвимость местных отопительных систем, присоединенных в *МТП* и *ЦТП* по независимой схеме, полностью устраняется. При авариях на магистральных участках сети квартальные сети и местные отопительные системы остаются заполненными водой, что сокращает срок ликвидации аварии.

Многолетняя практика теплоснабжения свидетельствует о многочисленности преимуществ водяного теплоносителя перед паровым в покрытии любых тепловых нагрузок, в том числе и некоторых технологических.

Водяной теплоноситель повышает эффективность теплофикации и централизованного теплоснабжения за счет лучшего использования низкопотенциального тепла на ТЭЦ, отсутствия потерь конденсата и сохранения его на ТЭЦ или в котельной. Меньшие потери тепловой энергии в сетях позволяют транспортировать сетевую воду на значительно большие по сравнению с паром расстояния. Высокая теплоаккумулирующая способность воды и простота зависимого присоединения потребителей обеспечили водяным сетям широкое распространение в бытовом теплоснабжении.

Недостатки водяного теплоносителя объясняются: высокой

плотностью, требующей дополнительных затрат электроэнергии на перекачку сетевой воды и создание больших давлений для заполнения нагревательных приборов, повышенной чувствительностью тепловых сетей к утечкам воды и авариям, малой скоростью перемещения по трубам.

Эти недостатки в паровых системах теплоснабжения отсутствуют. Благодаря высокой скорости движения, небольшой плотности пара и меньших утечек теплоносителя паровые сети в аварийных условиях длительное время могут работать без нарушения режимов теплоснабжения.

При выборе теплоносителя необходимо исходить из соотношения отопительно-бытовых и технологических нагрузок и назначения теплоносителя. В системах с преобладающей технологической нагрузкой, для покрытия которой требуется теплоноситель со среднегодовой температурой более 110°С, допускается использовать пар в качестве общего теплоносителя. Если среднегодовая температура потребного теплоносителя менее 110°С, то теплоснабжение должно обеспечиваться перегретой водой. В некоторых технологических процессах (нагрев насыпных материалов, пропарка древесины и др.) пар не может быть заменен водой, тогда необходимо учитывать местные возможности получения пара из сетевой воды.

Преимущества и недостатки однотрубных и многотрубных тепловых сетей зависят от климатического пояса, водных и грунтовых условий и многих других конкретных особенностей района, которые должны быть внимательно изучены при оценке экономических показателей избранной системы.

§ 11.6. СХЕМЫ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

Схемы транспорта тепла от источника до потребителей зависят от вида теплоносителя, взаимного размещения источника тепла и потребителей и характера изменения тепловой нагрузки. На проектирование тепловых сетей большое влияние оказывает тепловая мощность источника и перспективы развития района теплоснабжения на ближайшие годы. Выбранная схема тепловых сетей вместе с высокой экономичностью затрат на исполнение должна отвечать современным требованиям срока службы и надежности эксплуатации.

Паровые сети проектируют в основном на площадках промышленных предприятий, где тепловая нагрузка сосредоточена на сравнительно небольших территориях, требующих прокладки паропроводов с несколькими ответвлениями к производственным цехам. Если технологические процессы допускают кратковременные перерывы потребления тепла, достаточные для ликвидации аварии тепловых сетей, то на территории таких предприятий рекомендуется прокладка радиальных однотрубных паропроводов (рис. II.10). Прокладка конденсатопровода для возврата конден-

сата к источнику тепла решается исходя из местных условий и особенностей технологического процесса.

Радиальные сети сооружаются с постепенным уменьшением диаметров труб в направлении от источника тепла. Такие сети наиболее дешевы и просты в эксплуатации. Но при авариях на головных участках трубопроводов теплоснабжение за аварийным участком прекращается. Неудобны радиальные сети и при ремонте магистральных линий, так как на весь период ремонтных работ все потребители за ремонтируемым участком должны быть отключены. В этих случаях иногда применяют дублирование паропроводов, т. е. вместо одного паропровода прокладываются два паропровода с пропускной способностью каждого по 50%. Простые расчеты показывают, что при дублировании поверхность труб, а следовательно, и расход металла и стоимость сетей увеличиваются на 56 %.

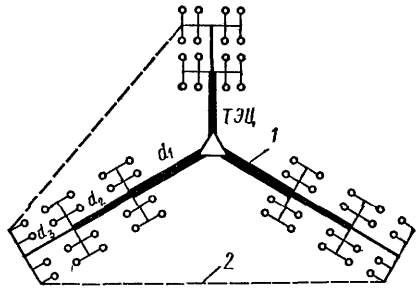


Рис. II.10. Радиальные тепловые сети: *1* — магистральные трубопроводы; *2* — перемычки

Когда прекращения подачи тепла на технологические цели недопустимы, для резервирования теплоснабжения на аварийном участке могут быть использованы радиально-кольцевые сети, которые отличаются от радиальных устройством перемычек *2* между радиальными магистралями *1*. Резервирование по перемычкам в большинстве случаев оказывается малоэффективным из-за недостаточной пропускной способности перемычки, выполненной из трубы меньшего диаметра — $d_3 < d_1$.

Водяные тепловые сети отличаются многочисленностью ответвлений и распределением тепловой нагрузки на больших территориях. Большая подверженность водяных тепловых сетей авариям предъявляет высокие требования к соблюдению надежности теплоснабжения.

Радиальные водяные сети допускается сооружать при диаметрах магистральных трубопроводов до 700 мм со сроком ликвидации аварии до 24 ч. Перемычки в радиально-кольцевых сетях для водяного теплоносителя более целесообразны, чем для пара, так как с их помощью удобно решается подача сетевой воды на горячее водоснабжение во время летнего ремонта сетей на начальных участках.

Кольцевые сети (рис. II.11) самые дорогие, поэтому сооружаются в крупных городах. Замкнутые трубопроводы удобны для объединения нескольких источников тепла и благоприятны для оптимального распределения нагрузки по тепловым станциям и загрузке наиболее крупных и экономичных агрегатов.

Технико-экономические исследования специалистов показали, что дополнительные затраты на сооружение кольцевых сетей,

выполненных из труб постоянного диаметра, зачастую компенсируются снижением капитальных вложений на установку меньших суммарных резервов мощностей тепловых станций.

Современные масштабы развития теплофикации крупных промышленных центров требуют выноса источников тепла далеко за черту города. Транспорт тепла от загородных *ТЭЦ* по тепловым сетям большого радиуса действия нуждается в значительном повышении давления теплоносителя. Присоединение отопительно-бытовых потребителей к таким крупным системам по зависимой схеме становится недопустимым из-за непосредственной гидравлической связи тепловых сетей с отопительными приборами, имеющими невысокую механическую прочность.

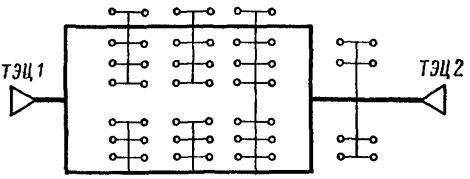


Рис. II.11. Кольцевые сети

Для повышения надежности централизованного теплоснабжения систем большой протяженности Н. К. Громовым предложено разделять магистральные сети от распределительных включением **контрольно-распределительных пунктов** (КРП). Маневренный резерв тепла в таких сетях создается равномерным размещением КРП и блокировочных перемычек между магистралями через 1—3 км (рис. II.12).

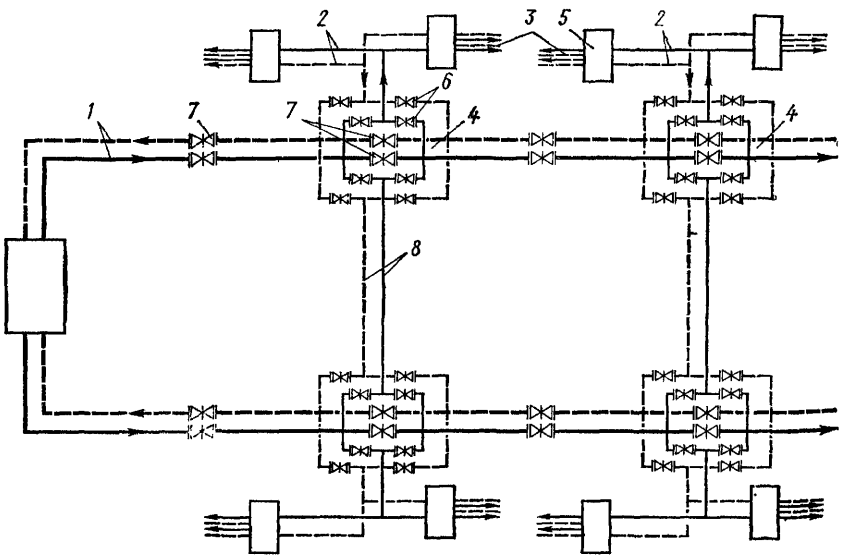


Рис. II.12. Схема двухступенчатой тепловой сети с КРП:

1 — магистральная сеть; *2* — распределительная сеть; *3* — квартальная сеть; *4* — КРП; *5* — ЦТП; *6* — головная задвижка распределительных сетей; *7* — секционная задвижка; *8* — блокировочная перемычка

Секционирующие задвижки применяют для удобства двустороннего отключения участков сети с целью уменьшения аварийных утечек воды и сокращения времени наполнения труб сетевой водой после ликвидации аварии. Секционирование магистралей и устройство блокировочных перемычек позволяет производить аварийные работы на отключенном участке без прекращения теплоснабжения на других участках.

В разветвленных сетях длина секционируемой магистрали должна быть не менее 1 км. На магистральных направлениях с диаметром трубы более 600 мм допускается увеличение расстояния между секционирующими задвижками до 3 км, если ТЭЦ располагает мощной водоподогревательной станцией, способной заполнить секционный участок подпиточной водой за время не более 5 ч.

Диаметры блокировочных перемычек рассчитывают на пропуск аварийного расхода воды, принимаемого не менее 70% от расчетного. Перемычки используют для аварийной и резервной передачи избытков тепла между магистралями. По ним производится также переброс теплоносителя от резервных источников тепла, например пиковых котельных района.

Блокировочная перемычка может быть однотрубной и использоваться попеременно как подающая, так и обратная линия. Для этого в КРП производят соответствующее присоединение перемычки к магистральным трубам.

Практика показала, что продолжительность ликвидации последствий аварий в водяных сетях диаметром до 700 мм не превышает установленной для большинства районов страны нормы — 24 ч. Поэтому при диаметрах магистралей до 700 мм блокировочные перемычки можно не устанавливать. Тогда на время непродолжительных аварий допускается отключение потребителей с использованием аккумулирующей способности отапливаемых зданий.

В КРП распределительные сети присоединяются к магистральным сетям с обеих сторон секционирующей задвижки, благодаря двустороннему питанию непрерывное теплоснабжение обеспечивается при повреждении любого участка магистрали. При необходимости в КРП могут размещаться насосные подкачивающие или смесительные установки, а также водоподогреватели. На подкачивающие насосы возлагается задача поддержания непрерывной циркуляции теплоносителя в распределительных сетях при авариях. Наличие насосов и регуляторов давления и температуры позволяет установить в распределительных сетях такие гидравлические и тепловые режимы, которые необходимы для потребителей тепла в районе. Местное регулирование тепловых и гидравлических режимов для большой группы потребителей, осуществляемое квалифицированным персоналом, открывает широкую перспективу более полного учета местных климатических условий района, этажности застроек и других факторов, определяющих экономику и надежность теплоснабжения.

Разработка многоступенчатых систем теплоснабжения является крупным достижением советских специалистов по пути дальнейшего совершенствования методов управления с привлечением средств автоматики и электронной вычислительной техники. Применение таких систем снижает опасность возникновения аварий, позволяет сократить сроки их ликвидации и предупредить возможность их возникновения. Внедрение этих достижений является логичным воплощением политики социалистического планирования в области развития централизованных систем теплоснабжения.

ГЛАВА III

СИСТЕМЫ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

§ III.1. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Освоение централизованного горячего водоснабжения во многих городах страны совпадает с началом массового жилищно-бытового строительства. Именно с этого времени горячему водоснабжению уделяется большое внимание в связи с быстро возрастающей потребностью дополнительной тепловой нагрузки. В настоящее время на долю горячего водоснабжения жилых, культурно-бытовых и промышленных зданий в различных зонах страны приходится 20—40% от общего расхода тепловой энергии, а в районах нового строительства — более 40%.

Круглогодовой расход тепла на горячее водоснабжение позволяет использовать отборы пара из теплофикационных турбин не только в отопительный период, но и в летнее время, повышая тем самым число часов использования теплофикационных отборов в течение года. Большое отношение нагрузок отопительно-вентиляционной и горячего водоснабжения несколько усложняет центральное регулирование отпускаемой тепловой энергии. Но этот недостаток уступает многочисленным преимуществам, получаемым за счет более экономного сжигания топлива на единицу вырабатываемого тепла и высвобождения массы рабочих, занятых обслуживанием мелких установок горячего водоснабжения. Централизованное горячее водоснабжение на базе крупных источников тепловой энергии снижает также загрязнение окружающей среды в жилых районах.

Перспективным планом советской теплофикации предусматривается довести централизованное приготовление горячей воды на ТЭЦ и в районных котельных до 90% от всей ее потребности.

Система горячего водоснабжения состоит из источника приготовления горячей воды, трубопроводов, по которым вода от источника поступает к водоразборным приборам потребителей, и приспособлений для регулирования параметров и контроля расхода теплоносителя. Системы отличаются большим разнообразием, поэтому их классификация производится по многим признакам.

По **месту расположения источника** системы горячего водоснабжения различаются на децентрализованные и централизованные.

Децентрализованные системы обеспечиваются горячей водой от местных источников, размещенных в непосредственной близости от водоразборных приборов.

В централизованных системах горячая вода поступает к большой группе потребителей из внешних тепловых сетей от ТЭЦ и районных котельных или от собственных котельных. На промышленных предприятиях горячее водоснабжение может быть орга-

низовано от различных установок по использованию вторичных энергоресурсов. Централизованное горячее водоснабжение от внешних водяных тепловых сетей бывает двух видов: с непосредственным водоразбором в открытых системах теплоснабжения (см. рис. II.4, *Б*; II.6) и с нагревом местной водопроводной воды в подогревателях в закрытых системах теплоснабжения (см. рис. II.4, *А*). Централизованное горячее водоснабжение от внешних паровых тепловых сетей также может быть двух видов: с нагревом водопроводной воды в пароводяных подогревателях (см. рис. II.8) и смешением водопроводной воды с паром (см. рис. II.9).

В централизованных системах горячего водоснабжения от собственных котельных и утилизационных установок способы нагрева горячей воды зависят от типа котлов и установок. Если водогрейные установки имеют большую емкость, то горячая вода может подаваться в водоразборные приборы непосредственно. Непосредственное приготовление горячей воды в водогрейных установках экономически выгодно тем, что большой запас воды позволяет обходиться без аккумуляторов. Использование стальных водогрейных котлов большой производительности специально для подогрева воды до 60—75°С на горячее водоснабжение технически нерационально из-за повышенной коррозии хвостовых поверхностей нагрева. В местных котельных с паровыми котлами горячая вода нагревается в пароводяных подогревателях, установленных в котельной.

По **назначению потребителей** различают системы горячего водоснабжения жилых, общественных и производственных зданий. Системы горячего водоснабжения жилых домов и некоторых типов гостиниц отличаются многочисленностью стояков и ответвлений к водоразборным приборам, размещенным по всему объему здания. Во многих общественных, административных и производственных зданиях пункты общего пользования горячей водой (санитарные узлы, общие и индивидуальные душевые и ванные кабины, мойки) сосредоточены в нескольких помещениях. В жилых домах, лечебных, гостиничных и некоторых других учреждениях водоразборные приборы размещаются на различных этажах; пункты общего пользования горячей водой коммунальных, спортивных, производственных предприятий располагаются преимущественно на первом этаже или в подвалах. Различное гидростатическое давление в стояках горячего водоснабжения многоэтажных зданий требует установки на отводах в квартиры дроссельных шайб или принятия других мероприятий для обеспечения одинаковых избыточных давлений слива воды из водоразборных приборов на разных этажах. В малоэтажных зданиях и производственных бытовых помещениях эти требования не имеют существенного значения.

Суточная неравномерность горячего водоснабжения жилых домов существенно отличается от неравномерности общественно-производственного потребления горячей воды. Для последних характерно периодическое пользование горячей водой в определенные

часы суток, которое требует в одном случае создания запасов горячей воды, в другом — временного включения подогревателей воды.

По **прокладке трубопроводов** от местного теплового пункта до водоразборных приборов различают местные системы: с верхней и нижней разводкой, тупиковые и с циркуляцией.

По **способу циркуляции** горячей воды системы бывают с естественной и принудительной (насосной) циркуляцией.

По **месту аккумулирования** горячей воды различают системы: с индивидуальным аккумулированием в МТП, с групповым аккумулированием в ЦТП или в водогрейных котлах местных котельных, с центральным аккумулированием у источника тепла.

§ III.2. ДЕЦЕНТРАЛИЗОВАННЫЕ УСТАНОВКИ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Децентрализованное или местное горячее водоснабжение применяется при отсутствии централизованного теплоснабжения или когда возможности централизованного обеспечения горячей водой ограничены. Источником местного приготовления горячей воды в жилых и общественных зданиях являются газовые и электрические водонагреватели или водогрейные колонки на твердом или газовом топливе. В бытовых помещениях промышленных предприятий при числе душевых сеток до пяти или при расходе тепла на горячее водоснабжение не более 58 кВт применяют индивидуальные пароводяные или водоводяные подогреватели.

Газовые водонагреватели используют в жилых домах высотой не более пяти этажей. В отдельных помещениях общественных зданий (в ванных комнатах гостиниц, домов отдыха и санаториев; в школах, кроме буфетов и жилых помещений; в душевых спортзалов и котельных), где неограничен доступ лиц, не обученных правилам пользования газовыми приборами, установка индивидуальных газовых водонагревателей не допускается.

Газовые водонагреватели бывают проточные и емкостные. Проточные быстродействующие водонагреватели устанавливают в кухнях жилых квартир. Рассчитаны они для двухточечного водоразбора. Более мощные, например, емкостные автоматические газовые водонагреватели типа АГВ применяют для совмещенного местного отопления и горячего водоснабжения жилых помещений. Допускается их установка и на кухнях общего пользования общежитий и гостиниц.

Электрические водонагреватели применяют в жилых домах, гостиницах, общежитиях, парикмахерских, больницах. Они удобны и гигиеничны. Конструкция водонагревателей состоит из герметичных водяных резервуаров объемом 30—1000 л и изолированных нагревательных элементов сопротивления. Нагрев воды регулируется автоматическим включением или выключением электрического тока. Водонагреватели емкостью до 100 л закрепляют на стенах, более 100 л устанавливают на полу.

В малоквартирных домах старой застройки, небольших столовых для нагревания воды применяют **водогрейные колонки** (рис. III.1). Топка колонки предназначена для сжигания дров, угля, брикетов торфа, но может быть переоборудована и на сжигание газа. Колонки устанавливают в ванных комнатах непосредственно возле ванн или на кухнях.

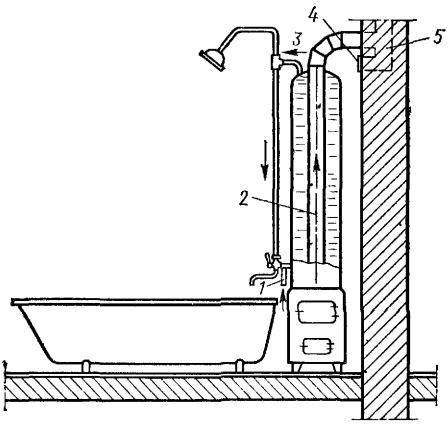


Рис. III.1. Водогрейная колонка для ванных комнат:

1 — подвод водопроводной воды; *2* — продукты сгорания; *3* — выход горячей воды в душевую сетку и сливной кран; *4* — люк для чистки дымохода; *5* — дымоход

В жилых домах сельских населенных пунктов и поселков городского типа горячее водоснабжение может совмещаться с квартирными отоплением путем использования небольших водогрейных котлов или водонагревателей, вмонтированных в кухонные очаги (рис. III.2). Из котла нагретая вода поступает на отопление по трубам *2* и *8* для подогрева воды в емком водонагревателе *6*. Остывшая вода по трубам *9* вновь поступает в котел для нагревания. Холодная водопроводная вода по трубе *4* с помощью шарового крана сливается в уравнительный бачок *5*, из которого переливается в емкость *6*. Нагретая вода из емкого водонагревателя *6* поступает к точкам горячего водоразбора по трубе *7*.

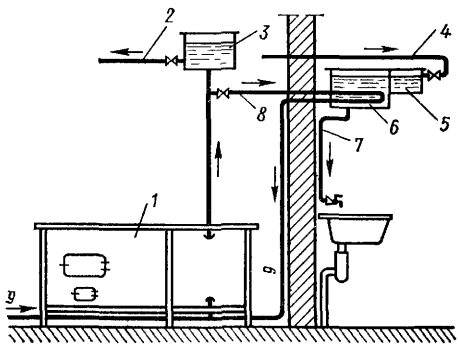


Рис. III.2. Горячее водоснабжение, совмещенное с квартирным отоплением:

1 — водонагреватель, заделанный в кухонной плите; *2, 8* — подающие линии местного отопления и горячего водоснабжения; *3* — расширительный бак; *4* — водопроводная вода; *5* — уравнительный бачок; *6* — емкий водонагреватель; *7* — разводящая труба; *9* — обратные линии

Квартирное отопление обычно работает непродолжительное время, периодически. Подогрев воды, заполняющей систему отопления, производится по мере снижения температуры в помещении. В связи с этим для обеспечения непрерывного горячего водоснабжения устанавливают аккумуляторы. При отсутствии аккумулятора подача горячей воды к водоразборным точкам возможна только в период топки кухонной печи. В период водоразборов система пополняется водопроводной водой через уравнительный бачок с шаровым краном, который автоматически поддерживает постоянный уровень горячей воды в емком водонагревателе.

Отличительной чертой централизованного горячего водоснабжения является непрерывное поступление горячей воды к водоразборным приборам. В современных системах теплоснабжения наибольшее распространение получило приготовление горячей воды в местных или центральных тепловых пунктах, из которых вода поступает в системы горячего водоснабжения.

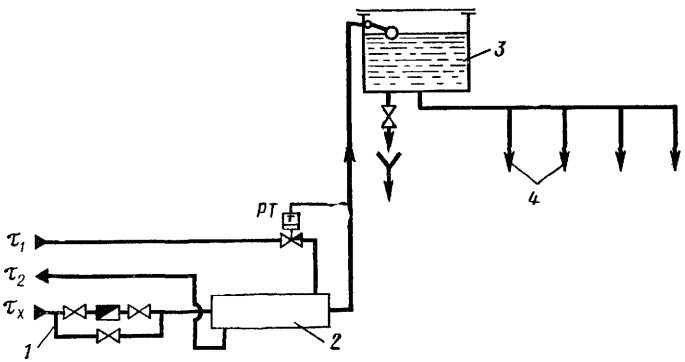


Рис. III.3. Тупиковая схема горячего водоснабжения с верхней разводкой и баком-аккумулятором:

1 — водопроводная вода; *2* — секционный водонагреватель; *3* — верхний бак-аккумулятор с поплавковым краном; *4* — к водоразборным приборам; *РТ* — регулятор температуры

Горячее водоснабжение от МТП организуется главным образом при районном или квартальном теплоснабжении. Схемы местных систем горячего водоснабжения отличаются большим разнообразием и зависят от назначения и размеров здания, характера изменения тепловой нагрузки и многих других факторов.

В банно-прачечных хозяйствах и подобных им предприятиях с постоянным и большим водоразбором распространены наиболее простые и дешевые тупиковые схемы с верхней разводкой и аккумулятором (рис. III.3). Горячая вода в таких системах может приготовляться заранее до начала водоразборов. Большой запас воды в аккумуляторе позволяет сохранять высокую температуру даже при продолжительных перерывах потребления воды. Такие схемы используют также в небольших малоэтажных жилых домах с периодическим водоразбором.

В больших жилых зданиях с неравномерным потреблением горячей воды и без аккумулирования тупиковая разводка недопустима, так как продолжительное прекращение водоразбора может привести к недопустимому остыванию воды и необходимости ее слива. Остывание воды в разводящих трубопроводах предупреждается непрерывной или кратковременной естественной или принудительной циркуляцией теплоносителя в местной системе.

Естественная циркуляция наиболее эффективна в системах с

верхней разводкой, так как с устройством замкнутого контура (рис. III.4) непрерывно действующая циркуляция возникает естественным путем. Естественное движение воды происходит за счет разной плотности горячей и остывшей воды. Обычно разность плотностей воды в системе бывает небольшой, поэтому необходимое циркуляционное давление обеспечивается тщательной тепловой изоляцией стояка *1* и прокладкой разводящих трубопроводов *3*, *4*, *5* без тепловой изоляции. В результате разность температур воды в контуре (на выходе из подогревателя и на входе в него) достигает максимального значения.

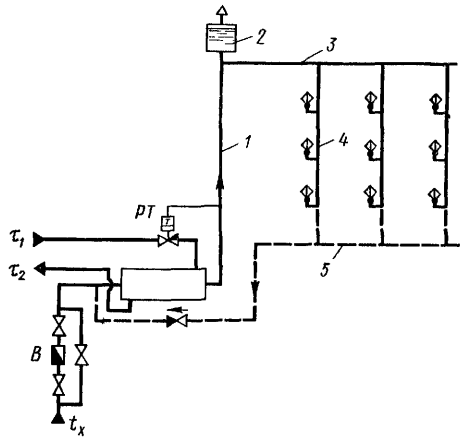


Рис. III.4. Схема горячего водоснабжения с верхней разводкой и естественной циркуляцией:

1 — подающий стояк; *2* — воздухосборник; *3* — верхний розлив; *4* — разборный стояк; *5* — циркуляционная линия; *B* — водомер на линии водопроводной воды

В зданиях с большими чердачными помещениями вместо воздухосборников целесообразно устанавливать баки-аккумуляторы. В верхних баках-аккумуляторах, сообщенных с атмосферой, наблюдается частичная деаэрация воды, в результате которой ослабляется внутренняя коррозия трубопроводов. Как подтвердила практика, системы с верхним баком оказались долговечнее систем с нижним расположением аккумуляторов.

Ввиду сравнительно малой величины естественного циркуляционного давления пределы применения естественной циркуляции ограничены (приложение 7). В зданиях с длиной разводящих трубопроводов, превышающей допустимые пределы, применяется принудительная циркуляция с помощью насосов. Она допускается в системах с нижней разводкой трубопроводов (рис. III.5). Такие схемы удобны для жилых домов новых серий, в которых чердачные помещения отсутствуют или малы для размещения трубопроводов и арматуры.

Системы горячего водоснабжения с непрерывной циркуляцией работают с постоянным подогревом воды, что является необходимым условием применения полотенцесушителей. Поэтому в жилых домах и зданиях, перечень которых установлен нормами проектирования [32], горячее водоснабжение должно проектироваться с циркуляцией и полотенцесушителями. Полотенцесушители размещаются в ванных комнатах и душевых помещениях на трубопроводах, в которых обеспечивается постоянное протекание горячей воды. Часто полотенцесушители присоединяются к циркуляционным стоякам.

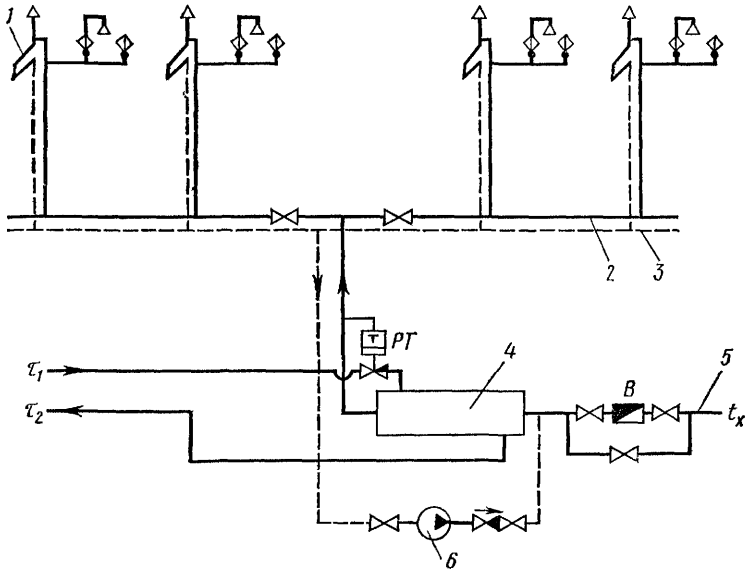


Рис. III.5. Схема горячего водоснабжения с нижней разводкой и принудительной циркуляцией:

1 — полотенцесушитель; *2, 3* — подающая и циркуляционная линии; *4* — секционный водонагреватель; *5* — водопровод; *6* — циркуляционный насос; *В* — водомер

Необходимость применения циркуляции определяется из условия, чтобы температура воды в наиболее удаленной и высокорасположенной точке водоразбора была не ниже значений, указанных в § III.9. При этом в жилых домах до пяти этажей без полотенцесушителей циркуляция воды должна предусматриваться только в подающих трубопроводах. В зданиях большей и любой этажности, но с полотенцесушителями на трубопроводах горячего водоснабжения, циркуляция должна предусматриваться в подающих трубопроводах и разводящих стояках одновременно.

Системы горячего водоснабжения с нижней разводкой и аккумулированием могут иметь только нижнее расположение баков-аккумуляторов (рис. III.6). Нижние баки находятся под статическим давлением воды самой высокой точки водоразбора, поэтому в них деаэрация воды не происходит. Запас тепла в баках создается при уменьшении или прекращении водоразбора, когда производительность насоса и подогревателя превышает нагрузку горячего водоснабжения. В такие периоды поступление холодной воды из водопровода в замкнутую систему уменьшается или полностью прекращается, а непрерывная работа подогревателя используется на повышение тепловой энергии в системе.

При отсутствии водоразбора вся горячая вода из подогревателя поступает в систему (на циркуляцию) и в бак, вытесняя из него холодную воду сверху вниз. Вытесняемая из бака вода сме-

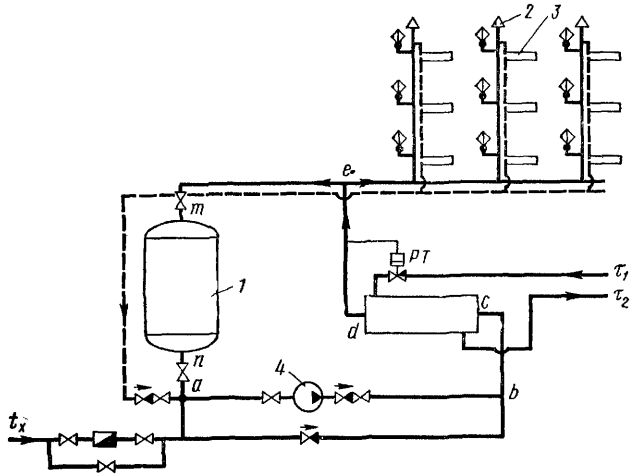


Рис. III.6. Схема горячего водоснабжения с нижним баком-аккумулятором:

1 — аккумулятор; *2* — воздухоотводчик; *3* — полотенцесушитель; *4* — зарядочный насос; *а* — *е* — участки

шивается с остывшей циркуляционной водой и вновь через подогреватель нагнетается в бак и в систему. При частичном водоразборе убыль воды в системе пополняется из водопровода, а поступление горячей воды в бак уменьшается на величину установившегося водоразбора. Такой процесс постепенного заполнения акку-

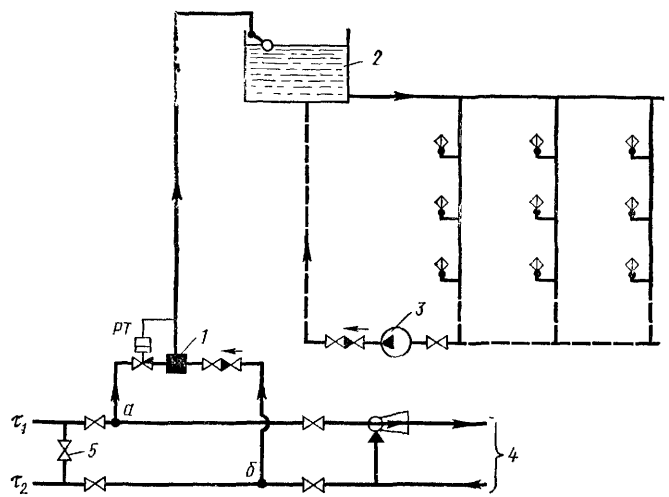


Рис. III.7. Схема горячего водоснабжения с непосредственным водоразбором из тепловых сетей и верхним баком-аккумулятором:

1 — смеситель; *2* — бак-аккумулятор с поплавковым краном; *3* — циркуляционный насос; *4* — в систему отопления; *5* — вентиль на перемычке

мулятора горячей водой называется зарядкой. Когда разбор горячей воды становится равным производительности зарядочного насоса и подогревателя, зарядка аккумулятора прекращается, и ввиду падения давления в циркуляционном трубопроводе обратный клапан закрывается, прекращая циркуляцию воды. При максимальном водоразборе, превышающем производительность установки, давление в разводящих трубопроводах становится меньше давления в водопроводе. Тогда под давлением холодной водопроводной воды недостающее количество горячей воды будет вытесняться в систему из бака снизу вверх, аккумулятор при этом разряжается.

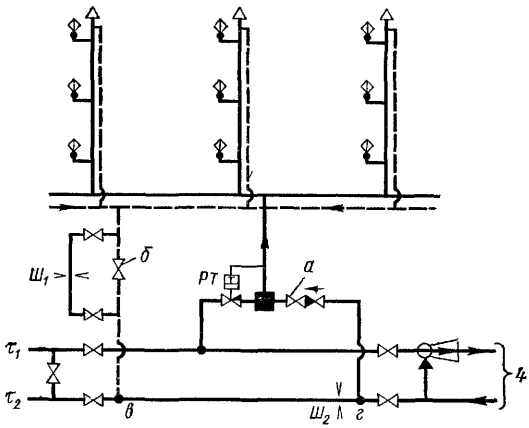


Рис. III.8 Схема горячего водоснабжения с непосредственным водоразбором из тепловых сетей и нижней разводкой:
Ш₁ — летняя шайба, Ш₂ — зимняя шайба

Резкие колебания нагрузки горячего водоснабжения вызывают непрерывные смены процессов зарядки и разрядки, поэтому схемы с нижним расположением аккумуляторов должны быть полностью автоматизированы.

Схемы горячего водоснабжения с непосредственным водоразбором из тепловых сетей в сущности не отличаются от рассмотренных на рис. III.3 — III.6. Отличие состоит лишь в том, что в тепловых пунктах вместо подогревателей устанавливаются групповые смесители (рис. III.7, III.8). Смесители предназначены для понижения температуры сетевой воды из подающего трубопровода подмешиванием более холодной воды, поступающей из системы отопления. Необходимая температура горячего водоразбора регулируется изменением подачи воды из подающего трубопровода с помощью регулятора температуры. Для устранения перетоков воды из подающего трубопровода в обратный на обратном трубопроводе устанавливается обратный клапан.

Для нормальной работы систем горячего водоснабжения необходимо, чтобы давление после смесителей было достаточным для поступления воды к самым высоким и удаленным точкам водоразбора. В теплое время года при водоразборе из подающей линии это давление должно быть обеспечено в точках *а* (см. рис. III.7) при открытом вентиле *5*, при водоразборе из обратной линии — в точках *б* при закрытом вентиле *5*. В схеме на рис. III.7 необходимое давление в точках *а* и *б* подбирается из условия свободного заполнения горячей водой бака-аккумулятора.

В схеме на рис. III.8 циркуляция в летний и зимний периоды

создается различным образом. Когда водоразбор ведется из подающей линии, вентиль *а* закрывается. Так как большая разность давлений между подающей и обратной линиями вызывает излишнюю циркуляцию воды, то для поглощения избыточного циркуляционного давления поток воды направляется через шайбу $Ш_1$ путем закрытия вентиля *б*. В зимний период водоразбор производится одновременно из обоих трубопроводов или только из обратного, для этого вентиль *а* должен быть открытым. Для циркуляции воды в системе горячего водоснабжения необходимо, чтобы давление в точке *в* было меньше давления в точке *г*. Это достигается установкой шайбы $Ш_2$. Для уменьшения гидравлического сопротивления циркуляционного трубопровода шайба $Ш_1$ отключается и вся циркуляционная вода протекает по линии с открытым вентилем *б*.

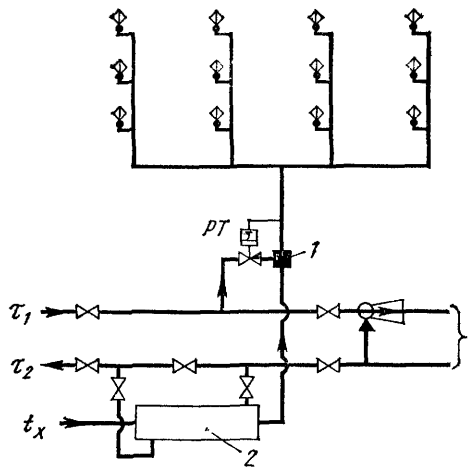


Рис. III.9 Схема горячего водоснабжения с подмешиванием водопроводной воды

1 — смеситель; *2* — подогреватель

Горячее водоснабжение по схеме на рис. III.7 применяется в домах с большим и периодическим водоразбором, а без циркуляции используется там же, где и схема, показанная на рис. III.3. Область применения схемы на рис. III.8 аналогична области применения схемы на рис. III.5.

Подогреватели горячего водоснабжения в закрытых системах теплоснабжения обходятся значительно дороже смесителей. Но при непосредственном большом водоразборе из тепловых сетей затраты на подготовку подпиточной воды на тепловой станции и перекачку теплоносителя в сетях иногда превышает экономию, получаемую от замены подогревателей в тепловых пунктах смесительными приборами. Использование комбинированной схемы на рис. III.9 дает ощутимую экономию расхода сетевой воды за счет добавки в местную систему водопроводной воды, нагреваемой в подогревателе обратной водой из системы отопления. Когда температура сетевой воды в обратном трубопроводе повышается до 70°С, водоразбор из подающего трубопровода может быть полностью сокращен. В этом случае горячее водоснабжение целиком обеспечивается водопроводной водой, нагреваемой в теплообменнике. Эта схема по капитальным затратам дороже схем с чисто непосредственным водоразбором, но, по данным эксплуатации в Свердловэнерго, позволяет сократить объем водоподготовки на 35—40%, и расход электроэнергии на циркуляцию сетевой воды — на 20%.

Системы горячего водоснабжения в последние годы претерпели множество схемных решений, вызванных стремлением удешевить конструкцию и уменьшить металлоемкость. «Классическая» схема с циркуляционным стояком на каждый подающий стояк (рис. III.10, *а*) отличается наибольшей металлоемкостью; с 1963 г. указанная схема заменена схемой с парнозакольцованными стояками (рис. III.10, *б*), в которой водоразборные приборы и полотенцесушители присоединяются к подающим и циркуляционным стоякам. По такой схеме в часы максимального водоразбора оба стояка являются подающими, в остальное время один из стояков выполняет функции циркуляционного. Переключение стояка с режима подачи на режим циркуляции осуществляется автоматическим устройством в тепловом пункте. Схема не получила распространения из-за плохого прогрева полотенцесушителей и пониженной температуры водоразбора из циркуляционного стояка при циркуляционном режиме работы. Общим недостатком схем *а* и *б* является небольшая скорость циркуляции воды, способствующая ускоренной коррозии полотенцесушителей.

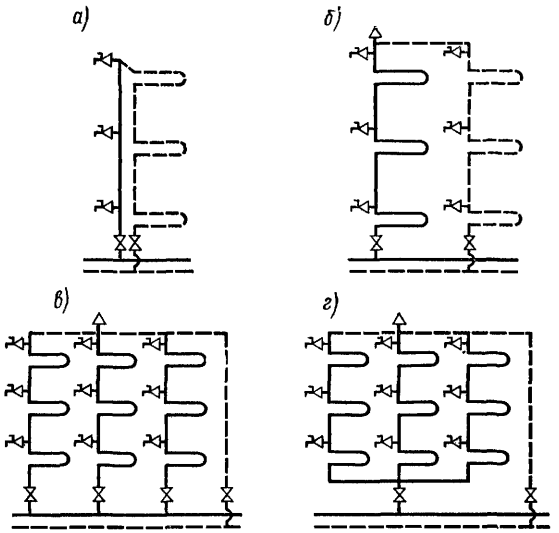


Рис. III.10. Схемы стояков горячего водоснабжения:

а — «классическая»; *б* — парнозакольцованные стояки; *в* — закольцованные подающие стояки с разгруженным циркуляционным стояком; *г* — подающие стояки с секционными узлами и разгруженным циркуляционным стояком

В жилых домах последних типовых серий, в том числе и более 9 этажей, к циркуляционному стояку присоединяют несколько подающих стояков (рис. III.10, *в*, *г*), пропорционально их числу увеличивается скорость воды в циркуляционном стояке. Схемы по металлозатратам более экономичны и при загрузке циркуляционных стояков полотенцесушителями коррозия полотенцесушителей несколько уменьшается.

Со строительством зданий повышенной этажности появились новые схемы систем горячего водоснабжения (рис. III.11), так как при сохранении традиционных для зданий средней этажности схем циркуляции возникают трудности регулирования одинакового давления в водоразборных приборах различных этажей. Исследования показали, что в зданиях высотой более 50 м системы го-

рячего водоснабжения должны быть разделены на зоны. Высота зон определяется по нормам проектирования внутреннего водопровода (СНиП II-30—76). В наиболее часто встречающихся схемах (рис. III.11, *а*) каждая зона обеспечивается горячей водой от своего комплекта оборудования в МТП или ЦТП. Подобные схемы надежны, но имеют высокую начальную стоимость и большие эксплуатационные затраты.

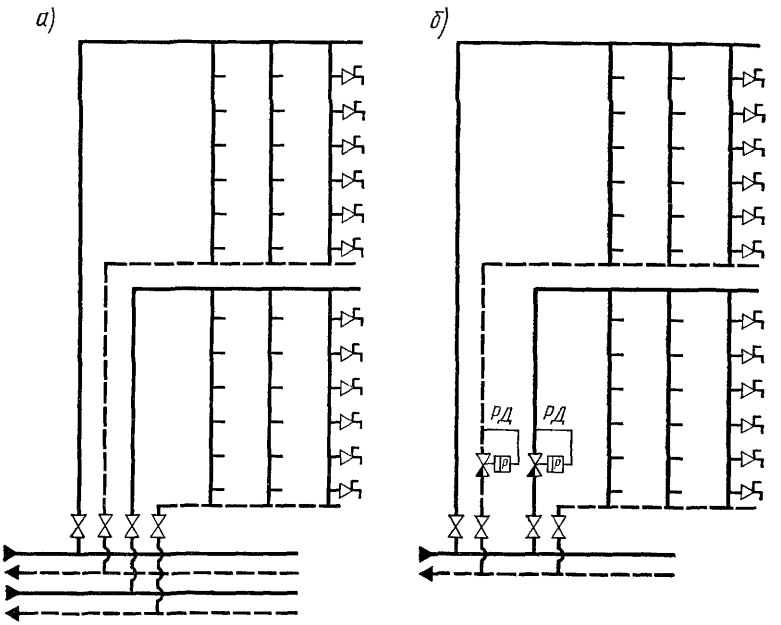


Рис III 11 Схема горячего водоснабжения зданий повышенной этажности
а — раздельная, *б* — совместная

При подаче горячей воды по общему подающему трубопроводу (рис. III.11, *б*) давление в верхней зоне регулируется регулятором давления на циркуляционном стояке или подкачивающим насосом на подающем стояке. В нижней зоне необходимое давление контролируется установкой регулятора давления на подающем стояке. Недостатком такой схемы является сложность наладки режимов циркуляции при большой разнице давлений воды в зонах.

Наиболее перспективна схема горячего водоснабжения с естественной циркуляцией в пределах каждой зоны и подогревом воды в небольших подогревателях, установленных на подающих стояках. В этом случае горячая вода должна подаваться из ЦТП по тупиковой схеме.

Горячее водоснабжение от ЦТП рассчитывают обычно для обслуживания 2—20 зданий. Групповые подогреватели (в закрытых системах теплоснабжения) и смесительные устройства (в открытых системах теплоснабжения) в ЦТП присоединяются к тепловым сетям по таким же схемам, как и в МТП (см. рис. II.4). Из ЦТП горячая вода по квартальным сетям подается в МТП каждого здания в квартале. В МТП системы горячего водоснабжения зданий подающими и циркуляционными стояками врезаются в соответствующие трубопроводы, проложенные от ЦТП обычно в подвалах домов.

Групповое приготовление горячей воды в ЦТП вместе с преимуществами, отмеченными в § II.1, имеет много недостатков. Наиболее серьезные недостатки вызваны непосредственным присоединением стояков местных систем горячего водоснабжения к квартальным трубопроводам от ЦТП. Непосредственное присоединение создает большое число перемычек между подающим и циркуляционным трубопроводами, которое затрудняет равномерное распределение горячей воды по стоякам в здании и между зданиями. Ввиду неравенства гидравлического сопротивления ближних и дальних перемычек расходы воды по мере удаления зданий от ЦТП по перемычкам уменьшаются и иногда значительно. Для восстановления расчетных расходов горячей воды в каждом здании требуется установка в МТП дополнительной регулирующей арматуры, например, регуляторов расхода, шайб. Это, в свою очередь, усложняет наладку системы и ее обслуживание.

Стремление увеличить число обслуживаемых зданий и радиус действия ЦТП приводит также к существенному снижению температуры горячей воды у наиболее удаленных потребителей. Низкая температура воды способствует росту ее потребления за счет слива остывшей воды и сокращения расхода холодной воды на подмешивание к горячей воде. Для предупреждения значительного охлаждения и слива воды из системы наиболее удаленных зданий рекомендуется предусматривать в них дополнительную автономную циркуляцию воды с помощью местных циркуляционных насосов, которая одновременно повышает гидравлическую устойчивость горячего водоснабжения.

Исходя из отмеченных явлений, выбор группового приготовления горячей воды в каждом конкретном случае необходимо подтверждать технико-экономическим расчетом.

Централизованное горячее водоснабжение в системах с паровым теплоносителем применяется в основном в рабочих поселках, сельских населенных пунктах, имеющих собственные паровые котельные или получающих тепло от ближайших производственных комплексов. Приготовление горячей воды производится либо на месте потребления по схемам, рассмотренным выше (см. рис. II.8, II.9), либо непосредственно в котельных. Водопроводная вода нагревается в секционных или емких пароводяных подогревателях поверхностного типа. Для банно-прачечных комбинатов и душевых производственных предприятий допускается использование

смесительных подогревателей, в которых пар подводится под уровень воды через перфорированные трубы или бесшумные пароструйные смесители.

§ III.4. АККУМУЛИРОВАНИЕ ГОРЯЧЕЙ ВОДЫ

Неравномерное потребление горячей воды требует синхронного изменения отпуска тепла со станции или соответствующего приготовления ее на месте потребления. Ввиду неосуществимости кратковременного соответствия выработки тепла на горячее водоснабжение и его потребления наблюдается постоянное нарушение отопительно-вентиляционных режимов, требующих создания на

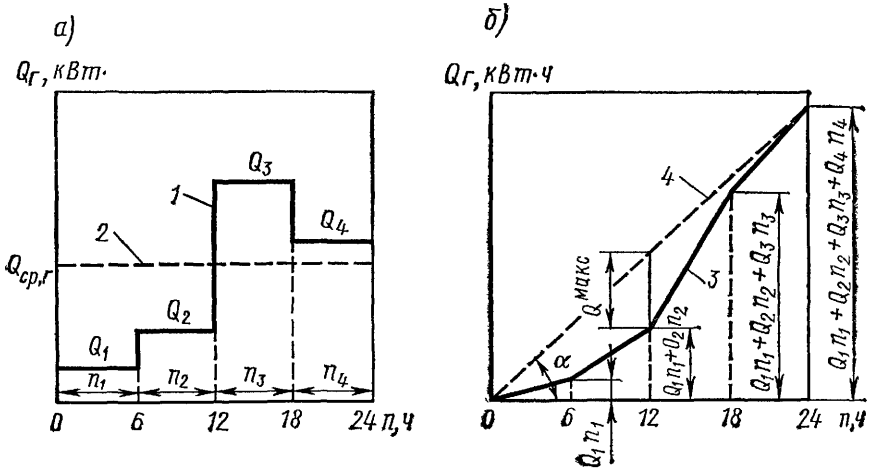


Рис. III.12. Графики расхода тепла на горячее водоснабжение:
а — суточный; *б* — интегральный, *1* — изменение расхода тепла по часам суток; *2* — среднечасовой расход тепла за сутки; *3* — фактическое потребление тепла; *4* — сообщенное тепло

станции излишних резервов теплоприготовительного оборудования.

Установка аккумуляторов горячей воды дает возможность выравнять нагрузку станционных водонагревателей и тем самым уменьшить запас пиковой мощности на тепловой станции, вследствие чего обеспечивается меньшая разрегулировка расходов тепла на отопление и вентиляцию. Аккумуляторы на абонентских вводах позволяют устранить колебания температуры горячей воды при минимальных и максимальных водоразборах и уменьшить расчетную теплопроизводительность местных подогревателей.

Емкость аккумулятора определяется с помощью интегрального графика, который строится на основе заданного суточного расхода тепла (рис. III.12). Для построения интегрального графика необходимо определить по суточному графику произведение часового расхода тепла Q_i по соответствующей продолжительности n_i использования тепла. Полученное произведение, представляющее

расход тепла за время n_i, на интегральном графике откладывается на ординате в конце того же отрезка времени. Последующие значения расходов тепла $Q_i n_i$ за последующие промежутки времени n_i на интегральном графике суммируются с предыдущими. В итоге получается ломаная линия *3* фактического потребления тепла, каждая ордината этого графика выражает общий расход тепла от начала потребления до рассматриваемого момента. Ордината графика фактического потребления тепла в конце суток показывает расход тепла за сутки.

Так как тепло из тепловых сетей поступает равномерно и непрерывно, то график сообщенного потребителю тепла выражается прямой линией *4*. Тангенс угла наклона графика сообщенного тепла численно равен среднечасовому расходу тепла за сутки

$$\operatorname{tg}\alpha=\frac{\sum Q_i n_i}{24}=Q_{\text{ср. г}}. \qquad \text{(III.1)}$$

Меньший наклон линий графика *3* по сравнению с графиком *4* означает, что поступление тепла из сетей превосходит фактическое потребление и, наоборот, при большем наклоне линий графика *3* фактическое потребление тепла превосходит его поступление из тепловых сетей, что при отсутствии аккумуляторов недопустимо. Разность ординат графиков *3* и *4* показывает количество неиспользованного тепла из тепловых сетей, которое могло быть накоплено в аккумуляторе. Если неиспользуемое тепло аккумулируется, то разность ординат графиков поступления и потребления тепла в каждый момент времени указывает на наличие запаса тепла в аккумуляторе. Ордината $Q^{\text{макс}}$ количественно выражает наибольший запас тепла.

При определении необходимого запаса тепла в аккумуляторе среднечасовой расход тепла (кВт), найденный по формуле (III.1), должен быть не менее значения

$$Q_{\text{ср. г}}=\frac{G_{\text{и}}\rho c\,(t_{\text{ср.г}}-t_{\text{х}})}{3600T}+Q_{\text{т.п}}, \qquad \text{(III.2)}$$

где $G_{\text{и}}$ — расход горячей воды за сутки наибольшего водопотребления, м³/сут; ρ — плотность воды, кг/м³; c — теплоемкость воды, кДж/кг·°С; $t_{\text{ср.г}}$ — средняя температура горячей воды в трубопроводах горячего водоснабжения, принимают по нормам [32]; T — время потребления горячей воды в сутки, ч; $Q_{\text{т.п}}$ — потери тепла в подающих и циркуляционных трубопроводах, кВт.

Расход горячей воды за сутки наибольшего водопотребления находится по формуле

$$G_{\text{и}}=0{,}001 g_{\text{и}} m, \qquad \text{(III.3)}$$

где $g_{\text{и}}$ — норма расхода горячей воды за сутки наибольшего водопотребления, принимаемая по таблицам [32], л/сут; m — количество потребителей (жителей) в здании или группе зданий.

Для жилых домов, общежитий, гостиниц, санаториев, домов отдыха, больниц, школ и детских учреждений время потребления

горячей воды в сутки принимают 24 ч. Для остальных общественных зданий это время принимают равным числу часов работы их в сутки, но не менее 10 ч, а при наличии аккумуляторов — по числу часов зарядки аккумуляторов. Для вспомогательных зданий промышленных предприятий время потребления горячей воды должно быть равно продолжительности зарядки аккумуляторов в смену в соответствии с приложением 11.

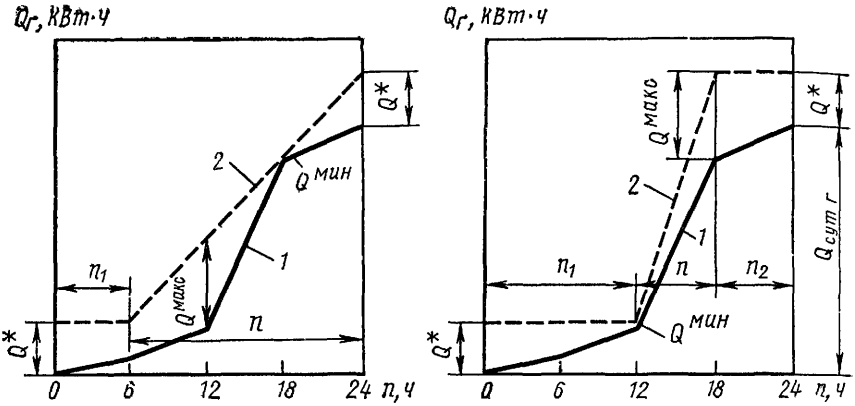


Рис III 13 Варианты аккумулирования тепла:
1 — фактическое потребление тепла, *2* — поступление тепла из тепловых сетей, n_1, n_2 — продолжительность отключения тепловых сетей, n — продолжительность зарядки аккумулятора

При отсутствии суточных графиков расхода тепла на горячее водоснабжение интегральный график может быть построен по безразмерным суточным графикам, приведенным для различных категорий потребителей в справочной литературе [29]. В безразмерных графиках ордината 100% расхода тепла соответствует среднечасовому расходу тепла, определенному по формуле (III.2).

Если отсутствуют данные для составления суточных графиков, то необходимый запас тепла в аккумуляторе находится в зависимости от продолжительности работы и производительности водонагревателя [32].

Применение аккумуляторов может сократить время потребления тепла из тепловых сетей. Момент времени и продолжительность отключения тепловых сетей выбирается в зависимости от характера изломов линий интегрального графика. Например, для интегральных графиков на рис. III.13 целесообразно выбрать продолжительность отключения сетей на время n_1 и n_2. В период прекращения поступления тепла из тепловых сетей горячее водоснабжение производится только из аккумулятора. Продолжительность отключения сетей подбирается так, чтобы запас тепла в начале и в конце суток был одинаковым.

В период пользования горячей водой запас тепла в аккумуляторе изменяется от максимального $Q^{макс}$ до минимального $Q^{мин}$

значений. Если тепло аккумулируется при переменном объеме воды с постоянной ее температурой, то необходимая емкость аккумулятора ($м^3$) находится из выражения

$$V_{ак}=\frac{3600Q^{макс}}{\rho c\,(t_{ср.г}-t_{х})}, \qquad (III.4)$$

где $Q^{макс}$ — запас тепла, кВт·ч.

Если тепло аккумулируется при постоянном объеме воды за счет изменения ее температуры, то емкость аккумулятора определяется по формуле

$$V_{ак}=\frac{3600\,(Q^{макс}-Q^{мин})}{\rho c\,(t^{макс}-t^{мин})}, \qquad (III.5)$$

где $t^{макс}$, $t^{мин}$ — максимальная и минимальная температуры горячей воды.

В аккумуляторе постоянного объема накопление тепла осуществляется за счет увеличения нагрева воды. Следовательно, большему и меньшему запасу тепла в аккумуляторе на интегральном графике (рис. III.13) соответствуют максимальная и минимальная температуры воды. Наибольшая температура воды в аккумуляторе не должна превышать 75°С, а наименьшая — быть не ниже 40°С.

При наличии в жилых и общественных зданиях автоматизированных систем горячего водоснабжения, а в производственных зданиях душевых сеток не более десяти применение аккумуляторов не обязательно.

§ III.5. САНИТАРНЫЕ ПРИБОРЫ, ТРУБЫ И АРМАТУРА

Системы горячего водоснабжения монтируют из стальных оцинкованных труб (см. приложение 8), а при диаметрах более 150 мм — из обычных неоцинкованных электросварных труб по ГОСТ 10704—63. В отдельных случаях допускается применение труб из пластических масс и стальных труб с покрытием внутренних поверхностей термостойкими и противокоррозионными материалами.

Стальные трубы соединяют сваркой или на резьбе. Резьбовые соединения осуществляют с помощью соединительных фитингов (угольников, тройников, крестовин, переходов диаметров, муфт), изготовленных из ковкого чугуна или стали. Соединения уплотняются льняной прядью, пропитанной в свинцовом сурике, разведенном на натуральной олифе.

Арматуру, используемую в системах горячего водоснабжения, разделяют на трубопроводную и водоразборную. К трубопроводной арматуре относят: задвижки, вентили, регулирующие и предохранительные клапаны, направляющую арматуру. Устройство и назначение трубопроводной арматуры приведено в § VIII.1. Арматура, устанавливаемая на трубопроводах горячего водоснабжения, изготовляется из стали, серого и ковкого чугуна, бронзы и термостойких пластмасс на рабочее давление до 1 МПа. Арматура

соединяется с трубопроводами диаметром до 50 мм на резьбе, с трубами бо́льшего диаметра — на фланцах. На всех трубопроводах с диаметром до 50 мм применяется муфтовая арматура из цветных металлов или термостойких пластмасс. Для удаления воздуха из верхних точек системы применяют воздухосборники (см. рис. III.4) или различные воздухоотводчики (рис. III.14).

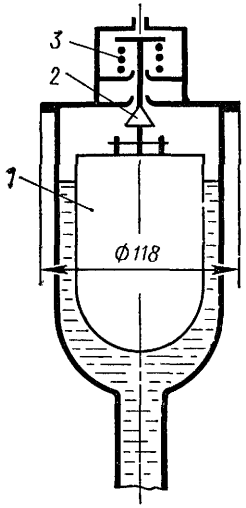


Рис. III 14 Автоматический воздухоотводчик:
1 — поплавок, 2 — клапан; 3 — пружина

Водоразборная арматура выполняется разнообразных конструкций (рис. III.15). Туалетные краны и смесители для умывальников и ванн жилых и общественных зданий изготовляются из цветных металлов с хромированной поверхностью, краны и смесители для моек и кухонных раковин — из цветных металлов (с хромированием и без хромирования) или из ковкого чугуна. В банно-прачечных и производственных помещениях водоразборные краны чаще всего изготовляют из ковкого чугуна с нетеплопроводящими деревянными ручками.

Смесители для ванн имеют дополнительно душевую сетку, присоединенную трубкой или гибким шлангом к верхней части корпуса, и поворотный или неповоротный нижний излив для слива воды в ванну. В корпусе смесителя установлен переключатель для слива воды в ванну или душ.

Ванные и душевые комнаты жилых домов и общественных учреждений оборудуются керамическими умывальниками различных конструкций и размеров, стальными или чугунными эмалированными ваннами и душевыми поддонами. Полотенцесушители заводской поставки собираются из никелированных латунных или водогазопроводных оцинкованных труб с наружным диаметром до 38 мм, а на месте монтажа могут изготовляться из оцинкованных труб в виде изогнутых змеевиков. Недостатком гнутых полотенцесушителей является отслоение цинковых покрытий на сгибах труб, которое способствует ускоренной коррозии. Прямоточные регистры из стальных оцинкованных труб конструкции Моспроекта более долговечны благодаря сборке секций из прямых труб без сварки. Высокой коррозионной стойкостью обладают полотенцесушители из сборных чугунных регистров конструкции НИИМосстроя [5, 10]. Такие полотенцесушители собираются из гладких чугунных труб, соединенных на резьбе с помощью чугунных угольников.

§ III.6. ОБОРУДОВАНИЕ УСТАНОВОК ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

В системах горячего водоснабжения широкое распространение получили скоростные и емкие подогреватели.

Скоростные водоводяные секционные подогреватели (рис. III. 16)

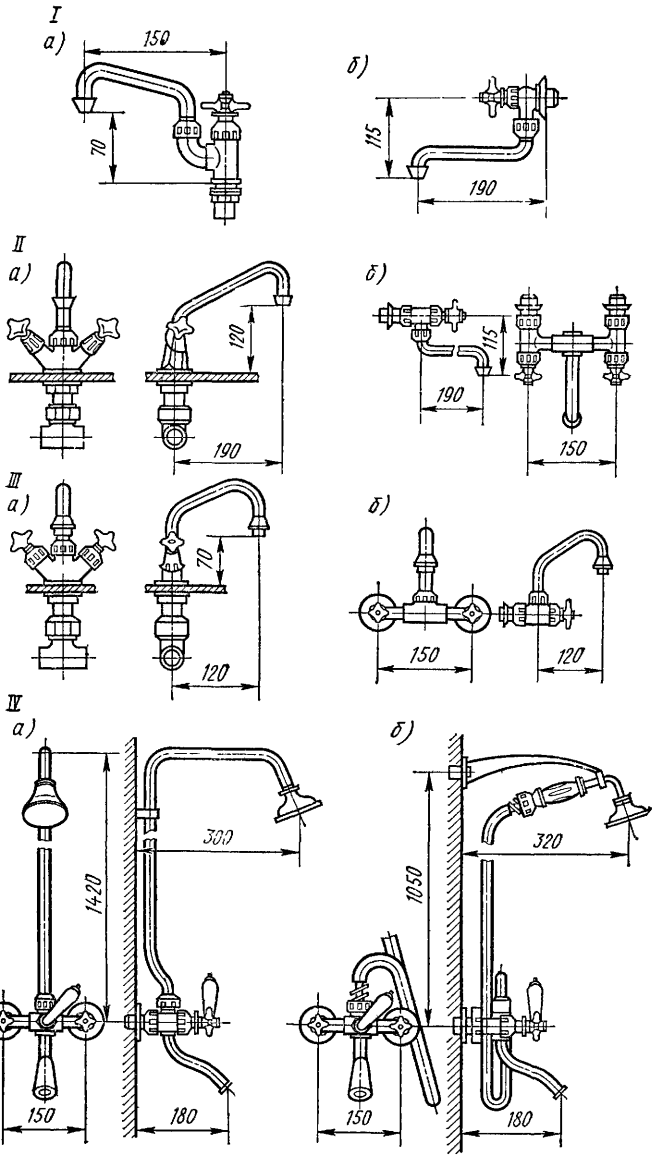


Рис. III.15. Водоразборная арматура:

I — туалетный кран настольный *а* и настенный *б*; *II* — смеситель для моек настольный *а* и настенный *б*; *III* — смеситель для умывальников настольный *а* и настенный *б*; *IV* — смеситель для ванн со стационарным душем *а* и с душем на гибком шланге *б*

изготовляют из стальных стандартных труб с наружными диаметрами 57—325 мм. Внутри корпуса размещается пучок латунных или стальных трубок от 7 до 140 шт. с диаметром 16/14,5 и 16/13,2 мм. Секции со стальными трубками в водопроводной воде быстро корродируют, поэтому применяются в независимых отопи-

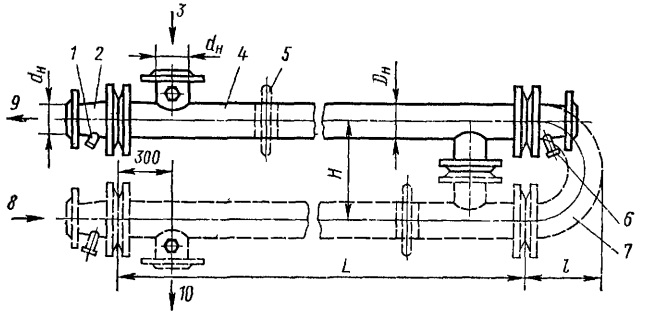


Рис. III.16. Водоводяной секционный подогреватель:

1 — гильза для ввертывания термометра, *2* — соединительный патрубок; *3, 10* — вход и выход греющей воды, *4* — корпус секции; *5* — линзовый компенсатор (устанавливается только на отопительных подогревателях), *6* — штуцер специальный *7* — калач; *8, 9* — вход и выход нагреваемой воды

тельных системах, заполненных водой постоянного качества. Секции с латунными трубками лучше противостоят коррозии, поэтому используются для горячего водоснабжения. Необходимая поверхность нагрева подогревателя набирается соединением нескольких секций. Секции соединяются между собой по ходу греющей воды патрубками на фланцах, по ходу нагреваемой воды — калачами. Подогреваемую воду рекомендуется пропускать в трубном пучке, это облегчает чистку внутри трубок и подбор допустимой скорости воды (до 2 м/с). Противоточное движение теплоносителей с предельными скоростями потоков позволяет получить высокие коэффициенты теплопередачи (до 1500 Вт/м^2·°С), вследствие чего подогреватели называются скоростными. Подогреватели рассчитаны на допустимое давление в межтрубном и трубном пространст-

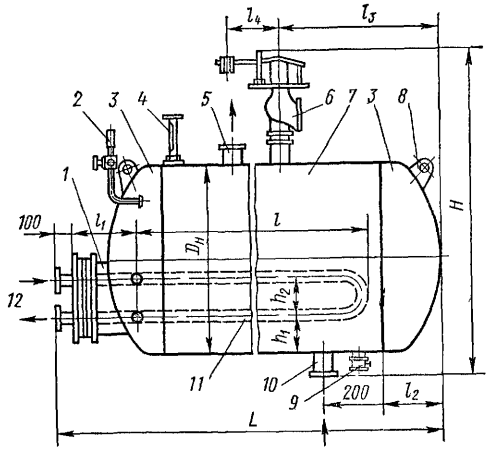


Рис. III.17. Емкий подогреватель:

1 — горловина, *2* — манометр, *3* — эллиптическое днище; *4* — термометр; *5* — патрубок выхода горячей воды; *6* — предохранительный клапан; *7* — корпус; *8* — проушина; *9* — дренажный штуцер, *10* — патрубок для входа холодной воды *11* — змеевик; *12* — вход и выход греющего теплоносителя

вах до 1 МПа и выпускаются промышленностью без линзовых компенсаторов на корпусе.

Скоростные пароводяные подогреватели выпускаются по нагреваемой воде двух- и четырехходовыми конструкциями в одно-

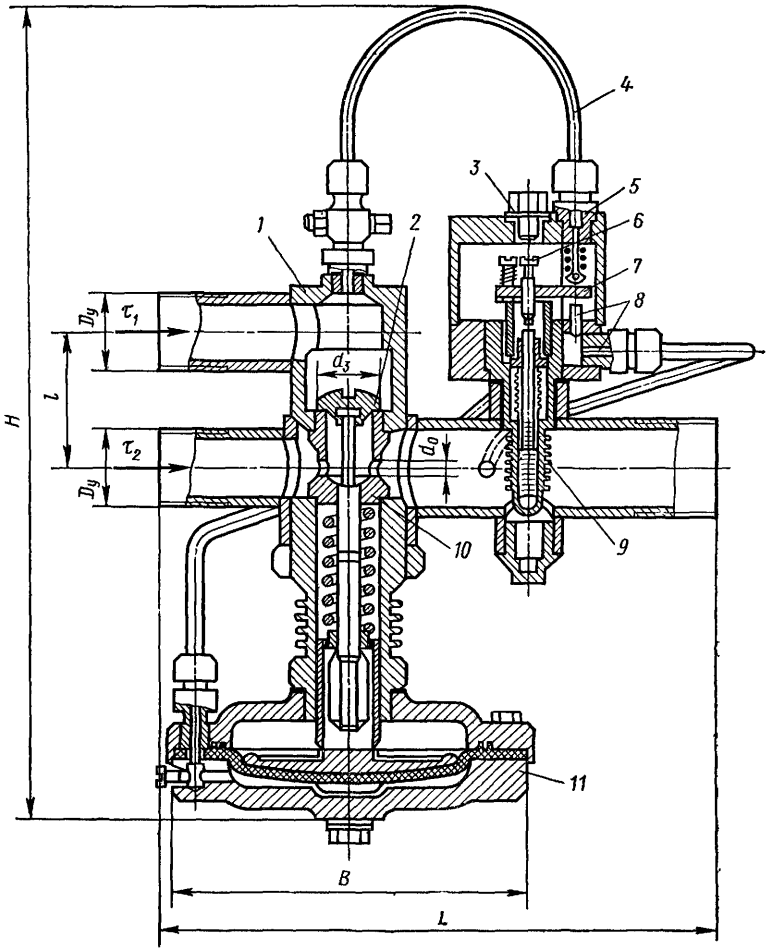


Рис. III.18. Регулятор температуры смешанной воды конструкции ОРГРЭС:

1 — корпус; *2* — золотник; *3* — пробка; *4* — импульсные трубки; *5* — напорное сопло; *6* — винт настройки; *7* — клапанок, *8* — сливное сопло; *9* — термобаллон; *10* — седло; *11* — мембранный сервомотор

корпусном исполнении. Двухходовые подогреватели рассчитаны на перепад температур нагреваемой воды 25°С, что применимо для отопительных систем. Для горячего водоснабжения принимаются четырехходовые подогреватели, дающие более высокий нагрев воды. Поверхность нагрева этих подогревателей выполняется из латунных трубок диаметром 16/14 мм.

Емкие подогреватели (рис. III.17) предназначены для горячего водоснабжения с периодическим водоразбором. Поверхности нагрева подогревателей изготовляются из стальных труб диаметром 33,5×3,25 и 48×2,5 мм в виде двухходовых змеевиков. Подогреватели рассчитаны на применение парового и водяного греющего теплоносителя. Показанные на рис. III.17 направления движения теплоносителей создают лучшие условия теплообмена, удаления газов из объема нагреваемой воды и отвода образующегося конденсата. Конструкция подогревателя не позволяет обеспечить высокие скорости теплоносителей, поэтому коэффициент теплопередачи примерно в 3 раза меньше, чем в скоростных подогревателях. Емкие подогреватели, обогреваемые паром с давлением более 0,07 МПа и водой с температурой выше 115°С, для безопасности обслуживания должны иметь предохранительные клапаны.

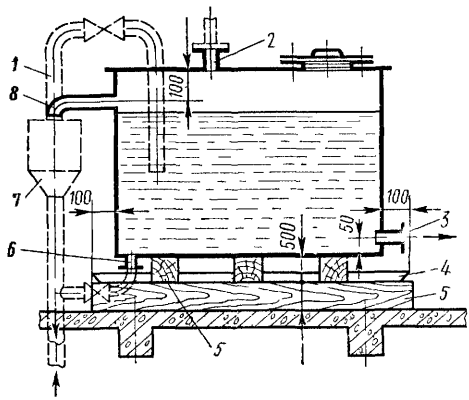


Рис. III 19. Установка прямоугольного аккумулятора на чердаке:

1 — слив горячей воды; *2* — пароотводящий патрубок; *3* — отвод горячей воды; *4* — поддон; *5* — деревянный брус; *6* — дренажный штуцер; *7* — сливная воронка; *8* — переливная труба

Смешивающие пароводяные подогреватели по принципу действия бывают: барботажные, струйные, капельные и пленочные. В барботажных подогревателях пар подается под уровень воды по перфорированным трубам. Этот способ малопроизводителен и применяется для нагревания малых объемов воды. Работа пароструйных подогревателей (см. рис. II.9) сопровождается сильным шумом, поэтому их применяют в установках горячего водоснабжения предприятий. Интенсивное смешение теплоносителей обеспечивает большие коэффициенты теплопередачи (до 20 000 Вт/м²·°С). Несколько меньшие коэффициенты теплопередачи достигаются в капельных и пленочных подогревателях конструкции проф. С. Ф. Копьева (§ XI.4).

Смесители применяют для получения требуемой температуры горячей воды при непосредственном водоразборе из тепловых сетей. На рис. III.18 приведена конструкция регулирующего клапана смешения (РКС) в блоке с жидкостным термореле (ТРЖ). Золотник и седло с ограничительными отверстиями обеспечивают дросселирование и лучшее перемешивание потоков горячей и холодной воды. Эта конструктивная особенность позволяет использовать регулятор при большом перепаде давления воды в подающем и обратном трубопроводах. Заданная температура смешанной воды контролируется термобаллончиком, заполненным трансформаторным маслом. При понижении температуры смешения ниже нормы уменьшение объема масла в баллоне вызывает удлинение силь-

фона, в дно которого упирается стержень и винт настройки. Опускание винта *6*, закрепленного на шарнирном рычаге с клапаном *7*, ведет к закрытию сопла *8* и открытию сопла *5*. В результате такой перестановки клапана нижняя полость мембранного сервомотора *11* сообщается с более высоким давлением воды в подающей трубе. Перемещением мембраны и золотника в верхнее положение будет увеличен расход сетевой воды из подающей линии и восстановлена необходимая температура смешения. С повышением температуры смешанной воды выше нормы действия регулятора протекают в обратном направлении. Чувствительность регулятора составляет 2—4°С.

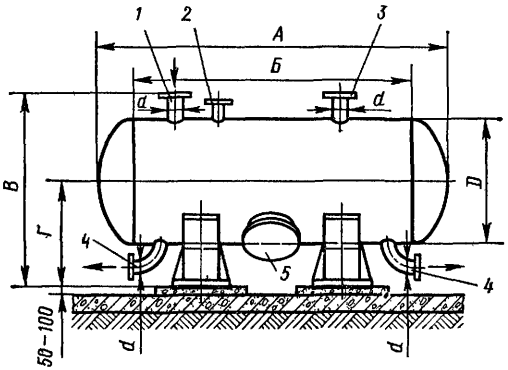


Рис III 20 Установка аккумулятора теплосети Мосэнерго на полу

1 — вход воды; *2* — патрубок для воздушника, *3* — патрубок для предохранительного клапана, *4* — выход воды, *5* — люк ⌀ 500 мм

Основные размеры регулятора, изображенного на рис. III.18, приведены в приложении 14. Регулирующие клапаны смешения с дилатометрическими термореле (ТРД) более совершенны и рассчитаны на большую производительность. Внешне они похожи на регуляторы с ТРЖ, но присоединяются с трубопроводами на фланцах. Выпускаются они трех типоразмеров.

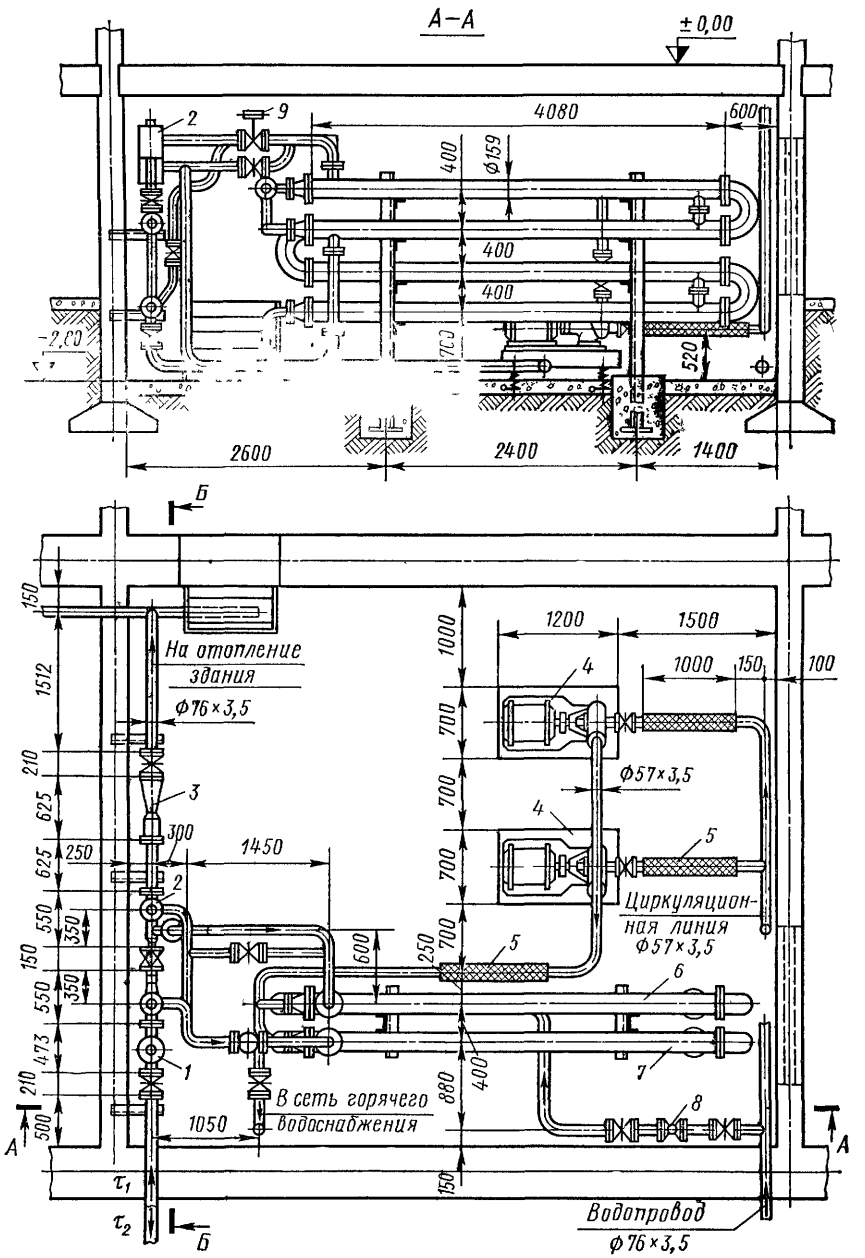
Аккумуляторы бывают прямоугольной и цилиндрической формы (рис. III.19 и III.20). Баки должны иметь лазы с закрывающимися крышками, а при высоте более 1,5 м — и внутренние лестницы. Внутри баки покрываются антикоррозийной защитой, снаружи емкости теплоизолируются и окрашиваются.

Прямоугольные аккумуляторы допускается использовать только при верхнем размещении (на чердаке), потому что они не рассчитаны для работы под избыточным давлением. Баки оборудуются пароотводящим патрубком, сообщенным с атмосферой, и переливным устройством. Конструкция аккумулятора должна предусматривать слив горячей воды на высоте 1 м от днища бака и отвод воды в систему горячего водоснабжения на высоте не менее 50 мм от днища. Этими условиями уменьшается насыщение воды воздухом и вынос шлама из бака.

При нижнем расположении аккумуляторов используют только цилиндрические баки, рассчитанные на рабочее давление не менее 0,6 МПа. В качестве аккумуляторов пригодны также механические фильтры (без внутреннего устройства). Нижние баки-аккумуляторы всегда находятся под давлением, поэтому должны иметь предохранительные клапаны. Количество баков-аккумуляторов принимается не менее двух, каждый по 50% рабочего объема.

Размеры аккумуляторов, изображенных на рис. III.19 и III.20, даны в приложении 12.

Водомеры в тепловых пунктах устанавливают на линиях водопроводной воды с температурой до 30°С. По конструкции разли-



чают водомеры крыльчатые и турбинные. Водомеры подбираются по калибрам, определяемым диаметром проточной части. При выборе водомеров (см. приложение 15) руководствуются характерным расходом ($V_{хар}$), при котором потеря напора в водомере составляет 10 м. Длительная работа водомера на характерном расходе недопустима по соображениям прочности счетного механизма. При минимальных расходах воды показания прибора становятся неустойчивыми. Нормальная работа, характеризуемая устойчивой точностью измерений, соответствует расходу воды 20% (для турбинных) и 30% (для крыльчатых) от характерного расхода. При максимально допустимом расходе воды допустимая потеря напора не должна превышать 2,5 м в крыльчатых и 1,5 м в турбинных водомерах. Для длительной эксплуатации водомера рекомендуется принимать потери напора не более 1 м для крыльчатых и 0,5 м для турбинных водомеров, при этом суточный расход воды ($V_{сут}$) не должен превышать значения $2V_{хар}$.

Насосы в системах горячего водоснабжения применяются в основном на циркуляционных линиях с температурой воды до 60°С. Потери напора в циркуляционных трубопроводах невелики, поэтому используются малонапорные насосы. Зарядочные и подкачивающие насосы работают в условиях, подобных циркуляционным насосам. Таким условиям наиболее соответствуют характеристики насосов типов К, ВК, ВС, ЦНШ, ЦНИНС. Количество насосов, установленных в тепловом пункте, должно быть не менее двух, один из них приним ется резервным.

§. III.7. КОМПОНОВКА ОБОРУДОВАНИЯ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Под компоновкой понимают размещение оборудования, коммуникаций и арматуры с целью определения габаритных размеров помещения, обеспечивающих безопасное обслуживание и ремонт. Размещение оборудования и приборов производится с соблюдением правил и норм проектирования. Компоновку начинают с выбора места для основного крупногабаритного оборудования. Пример компоновки показан на рис. III. 21, аксонометрическая схема приведена на рис. III. 22.

Емкие водонагреватели устанавливают на напольном основании, выполненном из кирпичной кладки, бетона или металлоконструкций. Высота основания выби ется из условия удобства присоединения труб к патрубкам под подогревателем, при этом расстояние между низом подогревателя и полом принимается не менее 0,3 м. Между основанием и корпусом прокладывается асбестовый картон толщиной 3—5 мм, корпус укладывается с уклоном 0,01 в сторону дренажного патрубка.

Секционные подогреватели закрепляют на кронштейнах, заделанных в стене, или на рамной конструкции. Зазор между поверхностью изоляции подогревателя и стеной принимают не менее 0,15 м, а между рядами параллельно установленных секций подо-

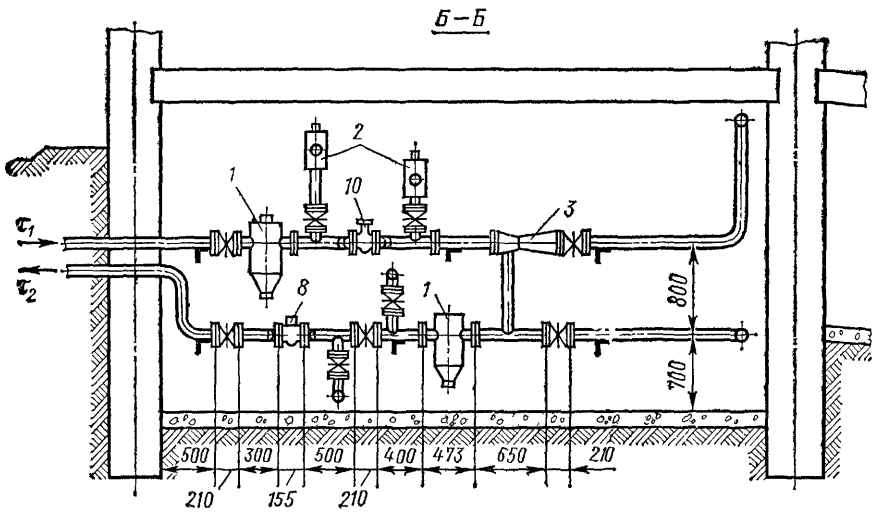


Рис. III.21. Примерная компоновка оборудования в МТП:

1 — грязевик; *2* — воздухосборник; *3* — элеватор; *4* — циркуляционный насос; *5* — гибкая вставка; *6, 7* — первая и вторая ступени подогревателя; *8* — водомер; *9* — регулятор температуры; *10* — регулятор расхода

гревателя — 0,4—0,6 м. Принятое положение емких и секционных подогревателей должно обеспечивать свободное извлечение змеевика или трубного пучка во время ремонта. Если помещение не

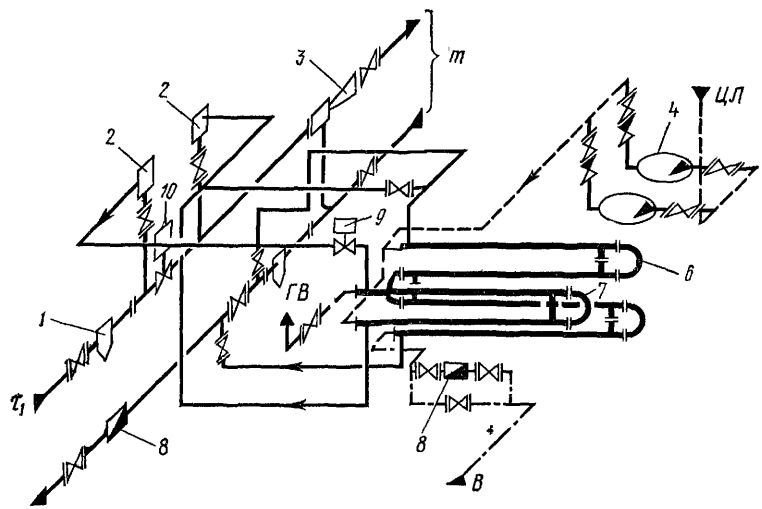


Рис. III.22. Аксонометрическая схема теплового пункта, изображенного на рис. III 21:

От — на отопление; *ЦЛ* — циркуляционная линия; *В* — водопровод; *ГВ* — на горячее водоснабжение

позволяет осуществить такое размещение подогревателей, то стена со стороны вытаскивания поверхностей нагрева выполняется в виде разборной перегородки.

Напорные баки, размещаемые на чердаках (см. рис. III. 19), укладывают на деревянное основание, покрытое поддоном из листового оцинкованного или кровельного железа. Стыки листов пропаиваются во избежание утечки воды и подмачивания чердачного перекрытия. Поддон окрашивается масляной краской. Для удобства осмотра и ремонта аккумулятора зазор между днищем и поддоном принимают не менее 0,5 м.

Водонагреватели и баки в плане размещаются так, чтобы на высоте до 2 м между ними и выступающими конструкциями и трубопроводами оставался свободный проход для обслуживания и ремонта. Водонагреватели и баки с горячей водой теплоизолируются по металлической сетке, затем обертываются мешковиной и окрашиваются масляной краской.

В МТП, размещенных в подвальных помещениях, большие трудности представляет борьба с шумом работающих насосов. Для снижения шума рекомендуется размещать насосы вне жилых зданий, в пристройках подвалов, на виброизолирующих фундаментах и на фундаментах, не связанных со строительными конструкциями здания. Насосы рекомендуется соединять с трубами с помощью гибких вставок *5* (рис. III.21), которые снижают распространение шума и вибраций по разводящей системе трубопроводов. Вставка выполняется из резинотканиевого армированного проволочной спиралью шланга, надеваемого с обоих концов на патрубки с фланцами. Фланцы затем присоединяются к трубам и насосам.

В общественных зданиях насосные тепловых пунктов можно не выносить в пристройки, но не располагать их под классами, палатами и помещениями, в которых возможно длительное пребывание людей.

Водомерные узлы устанавливаются обязательно с обводной линией, необходимой для резервирования подачи воды при снятом для ремонта водомере. Для получения точных замеров водомеры монтируются только на горизонтальных и прямолинейных участках труб на расстоянии от точек возмущения водяного потока (поворот, арматура) не менее 8 диаметров и за водомером по ходу воды не менее 3 диаметров. На паропроводах необходимая длина прямого участка перед паромером по ходу пара составляет 4 диаметра трубы, за измерительной диафрагмой — 10 диаметров.

Все тепловые пункты оборудуются освещением, вентиляцией, а при наличии водоподогревателей и насосов — телефонной или телемеханической связью с диспетчерским пунктом тепловой сети района.

Из теплового пункта трубопроводы разводятся по всему зданию. Трубы с нижней разводкой прокладывают в подпольных каналах или в технических подвалах. При верхней разводке трубы прокладывают на чердаке с трубами отопления и по возможности

в общей изоляции. В банях, прачечных и производственных помещениях допускается прокладка труб под потолком.

Внутри жилых и общественных помещений трубы прокладывают открытым способом в специальных бороздах или углублениях, облегчающих наблюдение за состоянием прокладок и замену труб при ремонте. В зданиях с повышенными требованиями к внутренней отделке помещений применяется скрытая прокладка труб.

Стояки горячего водоснабжения прокладывают в ванных комнатах или санитарных узлах правее стояков холодного водопровода. Расстояние между осями неизолированных стояков с наружными диаметрами до 32 мм принимают 80 мм. Трубы закрепляют на стенах хомутами, при этом оставляют зазор между штукатуркой и поверхностью трубы 30—40 мм.

Отводы от стояков к водоразборным приборам прокладывают на высоте 100 мм от пола для холодной воды и на 200 мм — для горячей. Горизонтальные участки труб прокладывают с уклоном 0,002—0,005 для выпуска воздуха и спуска воды из системы. При верхней разводке труб и отсутствии верхних аккумуляторов в верхних участках труб устанавливаются автоматические воздухоотводчики (см. рис. III. 14) или другие заменяющие их устройства. При нижней разводке воздух из системы выпускается через водоразборные краны верхних этажей здания. В нижних точках горизонтальных участков устанавливаются сливные краны.

Прямые участки труб должны иметь П-образные компенсаторы для компенсации температурных удлинений; их устанавливают между неподвижными опорами. В местах прохода через перекрытия и стены трубы заключаются в металлические гильзы.

Монтаж систем горячего водоснабжения в многоэтажных зданиях требует точного размещения на всех этажах друг под другом всех санитарных приборов. Эти требования выполнить трудно, в результате этого возникает большой объем подгоночных работ по присоединению водоразборных приборов к стоякам и ответвлениям. В целях индустриализации строительства в 1954 г. Институтом строительной техники Академии архитектуры СССР предложено применять в крупнопанельном строительстве санитарно-технические кабины заводского изготовления. Санитарно-техническая кабина представляет собой ванную или туалетную комнату, в которой полностью смонтированы все санитарные приборы, арматура и трубопроводы. Междуэтажные коммуникации прокладываются в специальной шахте, отделенной от помещения кабины перегородкой. Размещение трубопроводов в шахте позволяет легко и быстро производить соединения труб между этажами. Применение санитарно-технических кабин облегчает монтаж и в 7—8 раз сокращает трудозатраты на строительство по сравнению с традиционными методами монтажных работ и значительно повышает качество строительства.

Нормальное функционирование системы горячего водоснабжения обеспечивается соответствующим размещением трубопроводной арматуры. Запорная арматура устанавливается на всех ответ-

влениях к секционным узлам водопроводных стояков, на ответвлениях в каждую квартиру или помещение с водоразборными устройствами, у основания подающих и циркуляционных стояков в зданиях высотой от трех этажей и более. Обратные клапаны устанавливаются на циркуляционных трубах перед врезкой к водонагревателям, а при непосредственном водоразборе из тепловых сетей — перед врезкой к обратному трубопроводу.

Контроль параметров воды ведут по показаниям манометров и термометров. Манометры размещаются на линии до и после циркуляционного насоса и на разводящем трубопроводе. Термометры устанавливаются до и после водонагревателя или смесителя, а также на циркуляционном трубопроводе перед местом его врезки к циркуляционному насосу.

§ III.8. РАСЧЕТНЫЙ РАСХОД ГОРЯЧЕЙ ВОДЫ

Нормы расхода горячей воды на бытовые и производственные нужды установлены в зависимости от степени благоустройства зданий и технологической потребности при нагреве ее от 55 до 65°С. Однако ввиду неодновременности потребления горячей воды ее расход по трубопроводам значительно отличается от нормального, поэтому гидравлический расчет трубопроводов горячего водоснабжения производится по фактическим секундным расходам горячей воды, которые принимаются за расчетные расходы.

Расчетный секундный расход (л/с) горячей воды при водоразборе и на участках трубопроводов определяют по формуле

$$G_{\text{р}}=5g\alpha, \qquad \text{(III.6)}$$

где g — секундный расход горячей воды одним водоразборным прибором, л/с, принимают по таблицам [32]; α — коэффициент, зависящий от общего количества водоразборных приборов на расчетном участке и вероятности их действия в часы наибольшего водопотребления.

Если на расчетном участке трубопровода имеются различные по производительности водоразборные приборы, то в формуле (III.6) принимается расход воды для прибора с наибольшей производительностью.

Вероятность действия водоразборных приборов P в отдельном здании или группе зданий одинакового типа и назначения определяется зависимостью

$$P=\frac{g_{\text{ич}}m}{3600gN}, \qquad \text{(III.7)}$$

где $g_{\text{ич}}$ — норма расхода горячей воды одним потребителем в час наибольшего водопотребления, л/ч, принимают по таблицам [32]; N — общее количество водоразборных приборов в здании или группе зданий; m — количество потребителей горячей воды в здании, чел.

Вероятность действия водоразборных приборов для участков

трубопроводов, обслуживающих группу зданий различного типа и назначения от ЦТП, определяют по формуле

$$P_{\Sigma} = \frac{N_1 P_1 + N_2 P_2 + \ \ldots \ + N_i P_i}{N_1 + N_2 + \ \ldots \ N_i}, \qquad \text{(III.8)}$$

где P_{Σ} — средняя вероятность действия водоразборных приборов группы зданий; P_1, P_2, ..., P_i — вероятность действия водоразборных приборов каждого здания, найденная по величине среднеарифметического расхода горячей воды g одним водоразборным прибором для всех зданий; N_1, N_2, ..., N_i — общее количество водоразборных приборов в каждом здании.

При этом если для всех зданий $P \leqslant 0{,}1$, то вместо определения P_{Σ} необходимо для каждого участка квартального трубопровода найти сумму величин NP.

§ III.9. РАСЧЕТ ПОДАЮЩИХ ТРУБОПРОВОДОВ

Целью гидравлического расчета систем горячего водоснабжения является обеспечение во всех водоразборных приборах здания или группы зданий необходимого расхода горячей воды с температурой не ниже: 50°С — в закрытых системах теплоснабжения и 60°С — в местных системах и в открытых системах теплоснабжения. В школах, лечебно-профилактических и других [32] учреждениях горячая вода, поступающая к смесителям умывальников

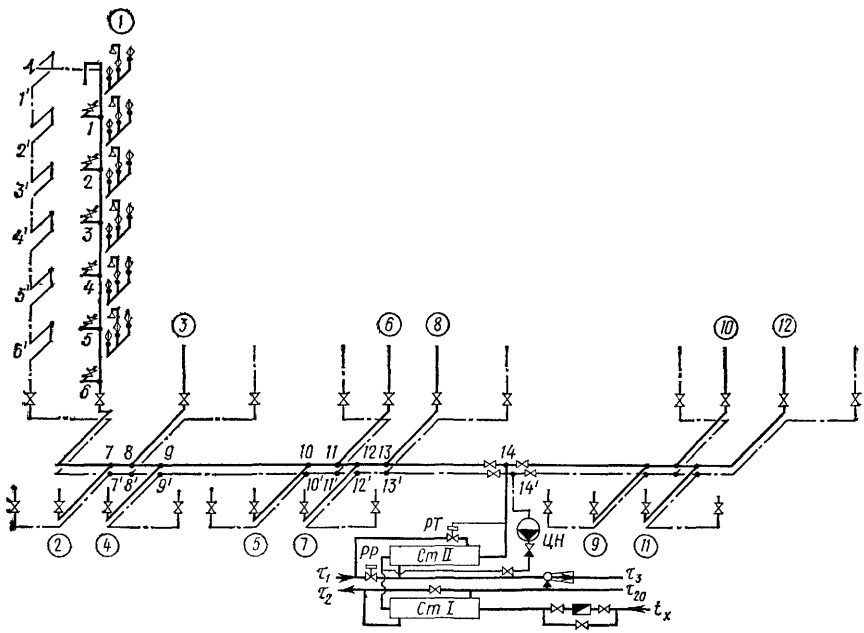


Рис. III.23. Расчетная схема системы горячего водоснабжения:
1, 2, ...; 1′, 2′, ...— номера узловых точек; 1, 2, ...— номера стояков

и душей, должна быть не ниже заданных по проекту, но не выше 37°С. За время перемещения горячей воды от генератора тепла (водонагреватель или смеситель) к водоразборным приборам происходит частичное ее остывание. Допустимое остывание горячей воды до самой удаленной точки водоразбора принимают $[\Delta t] = 5 \div 15$°С, в связи с этим горячая вода на выходе из генератора должна быть перегрета на величину остывания, но иметь температуру не более 75°С.

Диаметры подающих и разводящих трубопроводов должны приниматься с таким расчетом, чтобы при движении горячей воды от ввода до наиболее удаленной и высоко расположенной точки водоразбора располагаемый напор в системе был использован максимально. При этом скорости движения воды с учетом зарастания труб отложениями накипи и шлама в подающих трубопроводах и стояках не должны превышать 1,5 м/с, а на ответвлениях в квартиры и помещения к водоразборным приборам — 2,5 м/с.

Перед гидравлическим расчетом необходимо вычертить в масштабе аксонометрическую схему системы горячего водоснабжения (рис. III.23). На схеме намечают ориентированные по плану здания вводы водопровода, теплоносителя, размещение водомерного узла, аккумулятора, подогревателя и насосов; размещается необходимая трубопроводная и водоразборная арматура. Диаметры труб, подводящих горячую воду к водоразборным приборам, принимают по приложению 9.

Гидравлический расчет удобнее начинать с самой удаленной и высокой точки водоразбора. Поэтому расчетная схема трубопроводов разделяется на участки; участки и стояки нумеруются в направлении от наиболее удаленной точки водоразбора к генератору тепла. Горизонтальные и вертикальные размеры расчетных участков определяются по планам и разрезам здания.

Расчет трубопроводов зависит от наличия или отсутствия в системе горячего водоснабжения циркуляции. Прямоточные системы горячего водоснабжения с тупиковой разводкой (см. рис. III.3, и рис. III.9) рассчитываются по наиболее простой схеме.

В гидравлическом расчете **прямоточных систем** потери напора (м) на расчетных участках подающих трубопроводов определяют по формуле

$$\Delta H_{\text{р п}} = il(1+k)\,10^{-3}, \qquad \text{(III.9)}$$

где i — удельные потери напора на трение при расчетном расходе воды с учетом зарастания труб, мм/м; l — длина расчетного участка трубопровода, м; k — коэффициент местных потерь напора.

Значения коэффициентов местных потерь напора в формуле (III.9) принимают: 0,2 — для подающих трубопроводов; 0,5 — для трубопроводов в пределах тепловых пунктов и водоразборных стояков с полотенцесушителями; 0,1 — для водоразборных стояков без полотенцесушителей.

Зарастание труб в местных и централизованных системах горячего водоснабжения учитывается уменьшением внутреннего диа-

метра труб на величину согласно норм [32]. Поэтому в гидравлических расчетах удельные потери напора необходимо определять по ближайшим меньшим на величину зарастания стандартным диаметрам труб. В приближенных расчетах зарастание труб учитывают увеличением табличных значений удельных потерь напора примерно на 20%. При непосредственном водоразборе из тепловых сетей зарастание труб не учитывают, так как система заполняется сетевой водой, прошедшей на тепловой станции качественную подготовку.

Удельные потери напора на трение определяют с учетом зарастания труб по таблицам справочной литературы [13, 28, 29] или находят по формуле

$$i = AG_{\text{р}}^2, \qquad \text{(III.10)}$$

где A — удельное сопротивление трубы, мм·с²/м·л², принимают при скорости воды более 1,2 м/с (по приложению 10).

Таблица III.1. **Гидравлический расчет подающих трубопроводов при расчетном расходе горячей воды (по схеме на рис. III.23)**

№ участка	Длина участка l, м	Расход воды водоразборным прибором g, л/с	Количество водоразборных приборов на участке N, шт	Вероятность действия водоразборных приборов P	Безразмерная величина α
0—1					
1—2					
2—3					
. . .					
13—14					
14—Г					

Продолжение табл. III.1.

№ участка	Расчетный расход воды $G_{\text{р}}$, л/с	Внутренний диаметр трубы, мм	Скорость воды в трубе, м/с	Коэффициент местных потерь напора k	Потери напора		
					удельные i, мм/м	на участке, м	общие от начала участка м
0—1							
1—2							
2—3							
. . .							
13—14							
14—Г							

Примечание. Г — генератор тепла

Гидравлический расчет трубопроводов для удобства вычислений рекомендуется производить по форме, приведенной в табл. III.1. По мере увеличения числа водоразборных приборов

диаметр стояков будет постепенно увеличиваться. В целях индустриализации монтажных работ в зданиях до 5 этажей включительно подающие стояки допускается выполнять из труб постоянного диаметра по всей высоте здания.

На трубопроводе водопроводной воды (см. рис. III.23) имеются дополнительные сопротивления в виде водомеров, водонагревателей и др.

Потери напора в водомере находят по формуле

$$\Delta H_{в}=SG_{р}^{2}, \qquad (III.11)$$

где S — коэффициент сопротивления водомера, принимаемый из приложения 15.

Потери напора нагреваемой воды в скоростных секционных водонагревателях определяют по формуле

$$\Delta H_{пд}=k_{1}Шw^{2}n\cdot 10^{-3}, \qquad (III.12)$$

где k_1 — коэффициент, учитывающий зарастание и увеличение шероховатости внутри трубок подогревателя между периодами их чистки в процессе эксплуатации, принимают по данным опыта, а при отсутствии таковых можно принимать $k_1 = 4$ при однократной чистке водонагревателя в течение года; $Ш$ — коэффициент сопротивления одной секции, $Ш = 0{,}75$ при длине секции 4 м и 0,4 — при длине секции 2 м; w — скорость воды в трубках подогревателя без учета их зарастания, $w \leqslant 2$ м/с; n — число секций подогревателя.

Потери напора воды в емком водонагревателе определяют по формуле

$$\Delta H_{пд}=0{,}076w^{2}, \qquad (III.13)$$

где w — скорость воды в подающем трубопроводе, м/с.

Общие потери напора от ввода водопровода до наиболее удаленной и высокорасположенной точки водоразбора представляют сумму:

$$\Delta H=\Delta H_{р.п}+\Delta H_{в}+\Delta H_{пд}+H_{г}+H_{св}, \qquad (III.14)$$

где $\Delta H_{р.п}$ — потери напора в подающем трубопроводе прямоточной системы, м; $H_г$ — геодезическая высота подачи воды от оси трубопровода водопроводной воды на вводе до оси наиболее высокорасположенного водоразборного прибора, м; $H_{св}$ — свободный напор в водоразборном приборе, м.

Напор свободного слива воды $H_{св}$ через открытые водоразборные краны у раковин, моек, душевых сеток, умывальников, а также смесители у умывальников принимают не менее 2 м; для смесителей у ванн и душевых сеток в квартирах свободный напор — не менее 3 м, а для душевых сеток в групповых установках — до 4 м. Величина свободного напора необходима для обеспечения нормальной скорости истечения воды из водоразборного прибора.

В правильно запроектированной системе избыточный напор должен быть равен нулю, т. е.

$$\Delta H_{\text{р}} = H_{\text{вод}} - \Delta H = 0, \qquad \text{(III.15)}$$

где $H_{\text{вод}}$ — напор водопроводной воды на вводе, м.

При недостаточном напоре в водопроводной сети $\Delta H_{\text{р}} < 0$ на трубопроводе водопроводной воды между водомером и подогревателем устанавливают повысительный насос с напором не менее $\Delta H_{\text{р}}$. Производительность повысительного насоса принимается по секундному расходу горячей воды в системе, определяемому по формуле (III.6). Количество повысительных насосов принимают не менее двух, из которых один резервный.

При избытке напора на вводе $\Delta H_{\text{р}} \geqslant 5$ м после водомерного узла должна предусматриваться дроссельная диафрагма. Диаметр (мм) отверстия дроссельной диафрагмы для погашения избыточного напора определяют по формуле

$$d = 20 \sqrt{\frac{G_{\text{р}}}{10\sqrt{10\Delta H_{\text{р}}} + 350\dfrac{G_{\text{р}}}{d_{\text{в}}}}}, \qquad \text{(III.16)}$$

где $G_{\text{р}}$ — расход воды, проходящей по трубопроводу, л/с; $\Delta H_{\text{р}}$ — избыточный напор, который необходимо погасить, м; $d_{\text{в}}$ — внутренний диаметр трубопровода, мм.

В схеме на рис. III.3 гидравлическим расчетом проверяется достаточность напора водопроводной воды для заполнения бака-аккумулятора. В системах с непосредственным водоразбором из тепловых сетей (см. рис. III.8) вода подается к водоразборным приборам под напором воды в обратном трубопроводе. Поэтому при определении потерь напора в подающих трубопроводах системы горячего водоснабжения и оценке избыточного напора по формуле (III.15) необходимо исходить из напора в обратном трубопроводе тепловой сети.

Гидравлический расчет подающих трубопроводов в циркуляционных системах производится по той же методике, что и в прямоточных системах.

§ III.10. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РЕЖИМЫ ЦИРКУЛЯЦИИ И РАСЧЕТ ЦИРКУЛЯЦИОННЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

В циркуляционных системах горячего водоснабжения различаются два основных вида гидравлических режимов режим максимального водоразбора и режим циркуляции при полном отсутствии водоразбора. Гидравлические режимы протекают по-разному, в зависимости от наличия или отсутствия в системе аккумулирующих емкостей.

При наличии аккумуляторов режим максимального водоразбора, превышающий среднюю тепловую производительность водонагревателя, сопровождается разрядкой аккумуляторов, восполняющей недостающее количество горячей воды. Максимальный

водоразбор из подающих стояков может прекратить циркуляцию. Чтобы предупредить поступление в циркуляционные трубопроводы холодной воды из водопровода и подмешивание холодной воды в водоразборных приборах, на циркуляционных трубопроводах перед присоединением их к подогревателю (см. рис. III.5) или к аккумулятору (см. рис. III.6) должны быть предусмотрены обратные клапаны. Циркуляционные линии, отключенные от системы обратными клапанами, в этом случае будут находиться под давлением в течение всего периода прекращения циркуляции.

При отсутствии в системе аккумуляторов максимальный водоразбор, превышающий расчетную теплопроизводительность водонагревателя, может вызвать нарушение циркуляции в результате поступления в циркуляционные трубопроводы недостающего количества воды непосредственно из городского водопровода. Для устранения опрокидывания циркуляции на циркуляционном трубопроводе перед присоединением к подогревателям также должны быть предусмотрены обратные клапаны. С прекращением циркуляции к водоразборным приборам может поступать горячая вода со значительным недогревом до нормы на продолжении всего периода максимального водоразбора.

По мере уменьшения водоразбора до прекращения его циркуляционный расход воды увеличивается до расчетного значения. С точки зрения надежности теплоснабжения необходимо, чтобы в циркуляционных трубопроводах вода протекала всегда независимо от величины горячего водоразбора, так как опорожнение циркуляционных линий ведет к подсосам и даже к прекращению выливания воды через открытые водоразборные устройства.

Чтобы не допускать значительных резервов емкостей аккумуляторов и тепловой производительности водонагревателей, необходимых для длительного поддержания режима максимального водоразбора и уменьшения величины недогрева горячей воды, подающие трубопроводы необходимо рассчитывать на пропуск расчетного расхода воды с учетом циркуляционного расхода.

Циркуляция необходима для предотвращения остывания горячей воды в разводящих трубопроводах при незначительном водоразборе или полном его прекращении. Циркуляция может быть непрерывной в течение всего периода пользования горячей водой и кратковременной. Непрерывная циркуляция применяется в системах горячего водоснабжения крупных жилых домов, гостиниц, детских и различных лечебно-профилактических учреждений, где водоразбор возможен в любое время суток. В душевых промышленных предприятий, спортивных комплексов и других периодических потребителей горячая вода используется только в определенное время суток. Поэтому в таких системах после длительного перерыва пользования горячей водой циркуляция должна включаться за 30 мин до возобновления водоразбора, чтобы за это время остывшая вода могла прогреться до необходимой температуры.

Циркуляционный расход воды (л/с), компенсирующий тепло-

вые потери в подающих трубопроводах, определяют из выражения

$$G_{ц}=\frac{1000Q_{т.п}}{c\rho[\Delta t]}, \qquad (III.17)$$

где $Q_{т.п}$ — потери тепла в подающих трубопроводах, кВт; $[\Delta t]=(t_{в}-t_{к})$ — допустимое остывание воды; $t_{в}$ — температура горячей воды после подогревателя, смесителя или на выходе из бака-аккумулятора; $t_{к}$ — температура в самой удаленной точке водоразбора.

Если централизованное горячее водоснабжение производится от ЦТП, то температура горячей воды на выходе из пункта должна приниматься не ниже 65°, но не выше 75°С.

Тепловые потери на расчетном участке подающего трубопровода или стояка определяются по нормативным удельным потерям тепла или расчетом по формуле

$$Q_{т.п.у}=k\pi d_{в}l\left(\frac{t_1+t_2}{2}-t_{о}\right)(1-\eta)\,10^{-3}, \qquad (III\ 18)$$

где k — коэффициент теплопередачи неизолированного трубопровода, $k=11{,}6$ Вт/м$^2\cdot$°С; $d_{в}$ — наружный диаметр трубы, м, t_1, t_2 — температура горячей воды в начале и в конце расчетного участка; $t_{о}$ — температура окружающей среды, °С; η — КПД тепловой изоляции, $\eta=0{,}6\div0{,}8$.

Температуру окружающей среды принимают в зависимости от способа прокладки труб: в бороздах и каналах — 40°С, в жилых помещениях — 18—20°С; в неотапливаемых подвалах — 5°С; на чердаках —10°С.

Тепловые потери стояков с различными типами и числом водоразборных приборов определяют для каждого стояка в отдельности, при этом расчет производят при одной средней температуре горячей воды для всех стояков, принимаемой в соответствии с нормами [32].

Расчет тепловых потерь ведут в направлении от концевой точки водоразбора к генератору тепла. Температура горячей воды в самой удаленной точке водоразбора $t_{к}$ принимается за температуру в начале расчетного участка $t_{к}=t_1$, тогда температура воды в конце расчетного участка будет представлять сумму

$$t_2=t_1+\Delta tl, \qquad (III.19)$$

где Δt — изменение температуры горячей воды на единицу длины подающего трубопровода, °С/м,

$$\Delta t=[\Delta t]/\Sigma l, \qquad (III.20)$$

где Σl — общая длина трубопровода от генератора тепла до самой удаленной точки водоразбора, м.

При установке полотенцесушителей на подающих трубопроводах тепловые потери увеличиваются на 30%. Общие тепловые потери трубопроводами здания составляют

$$Q_{т.п}=a\,\Sigma\,Q_{т.п.у}, \qquad (III.21)$$

где a — коэффициент, учитывающий тепловые потери в полотенцесушителях, $a = 1{,}3$; $\Sigma Q_{т.п.у}$ — сумма тепловых потерь в подающих трубопроводах и стояках, кВт.

Расчет тепловых потерь выполняют по форме, приведенной в табл. III.2.

Таблица III.2. **Расчет тепловых потерь в трубопроводах горячего водоснабжения (по схеме рис. III.23)**

№ участка	Длина участка l, м	Диаметр подающей трубы $d_н$, м	Температура, °С			Потери тепла в трубах, кВт		
			$t_г$	$t_з$	$t_о$	подающих $Q_{т.п.у}$	разводящих $Q_{т.п.у}$	всего $Q_{т.п}$
0—1								
⋮								
5—6								
Итого по стояку I								Q_1
Итого по всем стоякам							n_1	n_1Q_1
6—14								
5—14								
4—Г								

Общие потери тепла в трубопроводах $Q_{т.п} = a\Sigma Q_{т.п.у} = n_1Q_1$.
Потери тепла, приходящиеся на один стояк, $Q_с = Q_{т.п}/n_1 = Q_1$.

При централизованном приготовлении горячей воды в ЦТП потери тепла в подающих трубопроводах квартальных сетей определяют аналогичным образом. Тепловые потери в трубопроводах зданий в этом случае ориентировочно могут быть приняты равными $0{,}05Q_{ср.г}$.

Циркуляционный расход воды по отдельным стоякам распределяется пропорционально тепловым потерям в них

$$G_{ц.с} = G_ц \frac{Q_с}{Q_{т.п}}, \qquad \text{(III.22)}$$

где $G_{ц.с}$ — расход циркуляционной воды в стояке, л/с; $Q_с$ — тепловые потери, приходящиеся на стояк, кВт.

Гидравлический расчет циркуляционной системы при циркуляционном расходе воды проводят по форме, приведенной в табл. III.3. Потери напора в подающих ($\Delta H_{ц.п}$) и циркуляционных ($\Delta H_{ц.п}$) трубопроводах и стояках определяют по формуле (III.9), в которой удельные потери напора на трение принимают при значениях циркуляционных расходов воды. Для предупреждения излишней циркуляции воды в системах с принудительной циркуляцией рекомендуется принимать диаметры циркуляционных трубопроводов на один-два стандартных размера меньше диаметров соответствующих участков подающих трубопроводов.

Таблица III.3. Гидравлический расчет подающих и циркуляционных трубопроводов при циркуляционном расходе воды (по схеме на рис. III.23)

№ стояков или участков	Длина стояка или участка l, м	Диаметр трубы, м	Расход воды $G_ц$, л/с	Коэффициент местных потерь напора k	Потери напора	
					удельные i, мм/м	в стояке или на участке, м
Стояк I						
Участки 6—7						
...						
Участки 14—Г						
Общие потери напора в подающем трубопроводе и стояке I $\Delta H_{ц.п1}$						
Стояк I						
Участки 6—7						
...						
Участки 14—Г						
Общие потери напора в циркуляционном трубопроводе со стояком I $\Delta H_{ц.ц1}$						

При гидравлическом расчете циркуляционных систем по циркуляционному расходу воды необходимо производить увязку потерь напоров в подающих и циркуляционных трубопроводах всех ветвей на участках от водонагревателя до самого удаленного водоразборного прибора. Невязка напоров в ветвях более 10% не допускается. Увязка потерь напоров производится подбором диаметров циркуляционных стояков или подбором на циркуляционных стояках диафрагм по формуле (III.16).

Циркуляционные насосы подбирают по напору и расходу горячей воды в режиме частичного водоразбора:

$$H_{ц\,н}=(\Delta H_{ц.п}+\Delta H_{ц.пд})\frac{G^2}{G_ц^2}+\Delta H_{ц.ц}, \qquad (III.23)$$

где $H_{цн}$ — напор циркуляционного насоса, м; $\Delta H_{ц.пд}$ — потери напора в водонагревателе при циркуляционном расходе воды, G — расход горячей воды в циркуляционной системе при частичном водоразборе, принимаемом в количестве 15% от расчетного расхода горячей воды, $G=G_ц+0{,}15G_р$.

При недостаточном напоре воды в городском водопроводе циркуляционный насос одновременно может быть использован для подкачки водопроводной воды. Тогда повысительно-циркуляционный насос необходимо установить на линии водопроводной воды между подогревателем и водомерным узлом, а циркуляционная труба должна быть врезана между насосом и водомером. Производительность повысительно-циркуляционного насоса подбирают по сумме расчетного и циркуляционного расходов горячей воды.

В схеме горячего водоснабжения на рис. III.6 производительность ($м^3/ч$) зарядочного насоса определяют из условия подачи воды к водоразборным приборам и продолжительности зарядки аккумулятора:

$$G_{з.н}=G_и/n, \qquad (III.24)$$

где $G_и$ — расход горячей воды за сутки наибольшего водопотребления, определяемый по формуле (III.3), $м^3/сут$; n — продолжительность зарядки аккумулятора, ч, принимают по интегральному графику (см. рис. III.13) или приложению 11.

Для нормального протекания процесса зарядки аккумулятора диаметры труб на участке *a*, *b*, *c*, *d*, *e* должны быть подобраны таким образом, чтобы потери напора в этом полукольце в 8—10 раз превышали потери напора в полукольце *a*, *n*, *m*, *e* при одинаковом расходе воды.

Если зарядочный насос выполняет одновременно функции циркуляционного насоса, то его производительность подбирают по сумме расходов $G_{з.н}+G_ц$, а напор $H_{н.з}$ рассчитывают по формуле

$$H_{з.н}=\Delta H_{р.пд}\left(\frac{G_{з.н}+G_ц}{G_{з.н}}\right)^2+\Delta H_{ц.п}\left(\frac{G}{G_ц}\right)^2+\Delta H_к+\Delta H_{ц.ц}, \qquad (III.25)$$

где $\Delta H_{р\,пд}$ — потери напора в подогревателе при расчетном расходе воды, м; $\Delta H_к$ — потери напора на участке *a*, *b*, *c*, *d*, *e* при зарядочном расходе воды.

В системах с непосредственным водоразбором из тепловых сетей (см. рис. III.8) циркуляция воды создается под напором воды в обратном трубопроводе с помощью «летних» и «зимних» шайб. Диаметр отверстия каждой шайбы рассчитывают по формуле (III.16). При этом расход воды через зимнюю шайбу принимают равным расчетному расходу воды в системе отопления ($G_р=G'_о$), а потребное дросселирование напора $\Delta H_р$ — равным величине $H_{ц\,н}$, определяемой по формуле (III.23) при $\Delta H_{ц\,пд}=0$. Расчет отверстия летней шайбы производят по циркуляционному расходу воды $G_ц$ и дросселируемому напору

$$\Delta H_р=\Delta H_{аб}-\Delta H, \qquad (III.26)$$

где $\Delta H_{аб}$ — разность напоров в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети на абонентском вводе, м; ΔH — потеря напора в циркуляционной системе горячего водоснабжения, определяемая по формуле (III.23) при $\Delta H_{ц\,пд}=0$.

Расчет потерь напоров, расчетных и циркуляционных расходов воды в схемах с естественной циркуляцией (см. рис. III.4) производят по методике, принятой в расчетах систем горячего водоснабжения с принудительной циркуляцией.

Для увеличения естественной циркуляции рекомендуется принимать циркуляционные и подающие трубы одинаковых диаметров и несколько больших размеров, чем это требуется по расчету на пропускную способность. Для обеспечения большей разности температур воды в подающих и циркуляционных трубах необходимо

применять усиленную тепловую изоляцию главных подающих трубопроводов и стояков.

Потери напора в циркуляционных трубопроводах должны быть меньше гравитационного напора, возникающего за счет различной плотности горячей и холодной воды. Расчетный гравитационный напор (м) в системе определяют по формулам А. В. Хлудова: для верхней разводки

$$H_{\text{р}}=400\,(h_1+0{,}08l)\,(t_{\text{н}}-t_{\text{к}}); \qquad \text{(III.27)}$$

для нижней разводки

$$H_{\text{р}}=250\,(h_2+0{,}03l)\,(t_{\text{н}}-t_{\text{к}}), \qquad \text{(III.28)}$$

где h_1, h_2 — расстояние по вертикали от центра водонагревателя соответственно до горизонтальной разводки и наивысшей точки водоразбора, м; l — расстояние по горизонтали от центра водонагревателя до наиболее удаленной точки водоразбора, м.

При наличии верхнего бака-аккумулятора располагаемый гравитационный напор (м) равен

$$H_{\text{р}}=1000h_3\,(\rho_1-\rho_2), \qquad \text{(III.29)}$$

где h_3 — расстояние по вертикали от центра водонагревателя до уровня слива воды в аккумулятор, м; ρ_1, ρ_2 — плотности воды при максимальных температурах в аккумуляторе и в подъемной трубе, выходящей из водонагревателя, кг/м^3.

Нормальная естественная циркуляция возникает при соблюдении условия

$$\frac{H_{\text{р}}}{\Delta H_{\text{ц.п}}+\Delta H_{\text{ц.и}}}\geqslant 0{,}1, \qquad \text{(III.30)}$$

в противном случае расчет следует повторить при других, увеличенных диаметрах. В разветвленных разводках разность потерь напора в циркуляционных контурах не должна превышать 10 %.

ГЛАВА IV

РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ

§ IV.1. ЗАДАЧИ И ВИДЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Системы теплоснабжения представляют собой взаимосвязанный комплекс потребителей тепла, отличающихся как характером, так и величиной теплопотребления. Режимы расходов тепла многочисленными абонентами неодинаковы. Тепловая нагрузка отопительных установок изменяется в зависимости от температуры наружного воздуха, оставаясь практически стабильной в течение суток. Расход тепла на горячее водоснабжение и для ряда технологических процессов не зависит от температуры наружного воздуха, но изменяется как по часам суток, так и по дням недели.

В этих условиях необходимо искусственное изменение параметров и расхода теплоносителя в соответствии с фактической потребностью абонентов. Регулирование повышает качество теплоснабжения, сокращает перерасход тепловой энергии и топлива.

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

Центральное регулирование выполняют на *ТЭЦ* или в котельной по преобладающей нагрузке, характерной для большинства абонентов. В городских тепловых сетях такой нагрузкой может быть отопление или совместная нагрузка отопления и горячего водоснабжения. На ряде технологических предприятий преобладающим является технологическое теплопотребление.

Групповое регулирование производится в центральных тепловых пунктах для группы однородных потребителей. В *ЦТП* поддерживаются требуемые расход и температура теплоносителя, поступающего в распределительные или во внутриквартальные сети.

Местное регулирование предусматривается на абонентском вводе для дополнительной корректировки параметров теплоносителя с учетом местных факторов.

Индивидуальное регулирование осуществляется непосредственно у теплопотребляющих приборов, например у нагревательных приборов систем отопления, и дополняет другие виды регулирования.

Тепловая нагрузка многочисленных абонентов современных систем теплоснабжения неоднородна не только по характеру теплопотребления, но и по параметрам теплоносителя. Поэтому центральное регулирование отпуска тепла дополняется групповым, местным и индивидуальным, т. е. осуществляется комбинированное регулирование.

Комбинированное регулирование, состоящее из нескольких

ступеней, взаимно дополняющих друг друга, создает наиболее полное соответствие между отпуском тепла и фактическим теплопотреблением.

По способу осуществления регулирование может быть автоматическим и ручным.

Сущность методов регулирования вытекает из уравнения теплового баланса

$$Q=\frac{Gc(\tau_1-\tau_2)}{3600}n=kF\Delta tn, \qquad \text{(IV.1)}$$

где Q — количество тепла, полученное прибором от теплоносителя и отданное нагреваемой среде, кВт·ч; G — расход теплоносителя, кг/ч; c — теплоемкость теплоносителя, кДж/кг·°С; τ_1, τ_2 — температура теплоносителя на входе и выходе из теплообменника, °С; n — время, ч; k — коэффициент теплопередачи, кВт/м²·°С; F — поверхность нагрева теплообменника, м²; Δt — температурный напор между греющей и нагреваемой средой, °С.

Из уравнения (IV.1) следует, что регулирование тепловой нагрузки возможно несколькими методами: изменением температуры теплоносителя — качественный метод; изменением расхода теплоносителя — количественный метод; периодическим отключением систем — прерывистое регулирование; изменением поверхности нагрева теплообменника. Сложность осуществления последнего метода ограничивает возможность его широкого применения.

Качественное регулирование осуществляется изменением температуры при постоянном расходе теплоносителя. Качественный метод является наиболее распространенным видом центрального регулирования водяных тепловых сетей.

Количественное регулирование отпуска тепла производится изменением расхода теплоносителя при постоянной его температуре в подающем трубопроводе.

Качественно-количественное регулирование выполняется путем совместного изменения температуры и расхода теплоносителя.

Прерывистое регулирование достигается периодическим отключением систем, т. е. пропусками подачи теплоносителя, в связи с чем этот метод называется регулированием пропусками.

Центральные пропуски возможны лишь в тепловых сетях с однородным теплопотреблением, допускающим одновременные перерывы в подаче тепла. В современных системах теплоснабжения с разнородной тепловой нагрузкой регулирование пропусками используется для местного регулирования.

В паровых системах теплоснабжения качественное регулирование неприемлемо ввиду того, что изменение температур в необходимом диапазоне требует большого изменения давления. Центральное регулирование паровых систем производится в основном количественным методом или путем пропусков. Однако периодическое отключение приводит к неравномерному прогреву отдельных приборов и к заполнению системы воздухом. Более эффективно местное или индивидуальное количественное регулирование.

IV.2. ОБЩЕЕ УРАВНЕНИЕ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Расчет режимов регулирования основан на уравнениях теплового баланса, составленных для любого вида нагрузки при нерасчетных и расчетных условиях

$$Q = G_{\text{п}} c (\tau_1 - \tau_2) = G_{\text{в}} c (t_1 - t_2) = kF\,\Delta t; \qquad \text{(IV.2)}$$

$$Q' = G'_{\text{п}} c (\tau'_1 - \tau'_2) = G'_{\text{в}} c (t'_1 - t'_2) = k'F\,\Delta t, \qquad \text{(IV.3)}$$

где Q — текущая тепловая нагрузка; $G_{\text{п}}$ — расход первичного (греющего) теплоносителя; $G_{\text{в}}$ — расход вторичной (нагреваемой) среды; τ_1, τ_2 — температура первичного теплоносителя на входе и выходе из теплообменника; t_2, t_1 — соответственно, температура нагреваемой среды на входе в теплообменник и на выходе из него. Индексом штрих обозначены все величины, относящиеся к расчетным условиям.

Из отношения равенств (IV.2) и (IV.3) получим общее уравнение регулирования

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{G_{\text{п}} (\tau_1 - \tau_2)}{G'_{\text{п}} (\tau'_1 - \tau'_2)} = \frac{G_{\text{в}} (t_1 - t_2)}{G'_{\text{в}} (t'_1 - t_2)} = \frac{k \Delta t}{k' \Delta t'}. \qquad \text{(IV 4)}$$

Уравнение теплового баланса может быть представлено в виде

$$Q = W_{\text{б}} \delta t_{\text{м}} = W_{\text{м}} \delta t_{\text{б}} = kF\,\Delta t, \qquad \text{(IV.5)}$$

где $W_{\text{б}}$, $W_{\text{м}}$ — большее и меньшее значения водяных эквивалентов теплообменивающихся сред; $W = Gc$ — эквивалент расхода воды, представляющий собой произведение массового расхода теплоносителя на его удельную теплоемкость; $\delta t_{\text{м}}$, $\delta t_{\text{б}}$ — соответственно меньший и больший перепады температур теплоносителей.

Для первичного теплоносителя в данном случае $\delta\tau = \tau_1 - \tau_2$, для вторичной среды $\delta t = t_1 - t_2$.

С учетом выражения (IV.5) уравнение регулирования (IV.4) может быть записано в общем виде

$$\overline{Q} = \overline{W}_{\text{б}} \overline{\delta t}_{\text{м}} = \overline{W}_{\text{м}} \overline{\delta t}_{\text{б}} = \overline{k}\,\overline{\Delta t}, \qquad \text{(IV.6)}$$

где $\overline{Q} = Q/Q'$, $\overline{W} = W/W'$, $\overline{\delta t} = \delta t/\delta t'$, $\overline{k} = k/k'$, $\overline{\Delta t} = \Delta t/\Delta t'$ — относительные величины соответственно тепловой нагрузки, водяных эквивалентов, перепадов температур греющей и нагреваемой среды, коэффициента теплопередачи, температурного напора, представляющие собой долю от расчетного их значения.

Зависимость расхода или эквивалента расхода сетевой воды от тепловой нагрузки описывается эмпирическим уравнением

$$\overline{W} = \overline{Q}^m, \qquad \text{(IV.7)}$$

где m — показатель степени, зависящий от метода регулирования.

При качественном методе $m = 0$, $\overline{W} = 1$, при качественно-количественном $0 < m < 1$.

Регулирование тепловой нагрузки приводит к изменению расхода и температуры теплоносителя в теплообменных аппаратах. Расчет режимов регулирования на основании общего уравнения (IV.4) или (IV.6) в ряде случаев затруднителен. Неизвестные значения температуры воды приходится определять методом последовательных приближений.

Расчеты упрощаются при использовании тепловых характеристик теплообменных аппаратов, предложенных проф. Е. Я. Соколовым.

Уравнение характеристики теплообменного аппарата выводится из общего уравнения регулирования при замене среднелогарифмической разности температур линейной зависимостью вида

$$\Delta t = \nu - a\delta t_{м} - b\delta t_{б}, \qquad \text{(IV.8)}$$

где $\nu = \tau_1 - t_2$ — максимальная разность температур греющей и нагреваемой среды на входе в теплообменник; a и b — постоянные коэффициенты, зависящие от схемы движения теплоносителя в теплообменном аппарате (при прямотоке принимается $a = b = 0{,}65$, при противоточном движении $a = 0{,}35$, $b = 0{,}65$), $\delta t_{м}$, $\delta t_{б}$ — наименьший и наибольший перепады температур греющей и нагреваемой среды (рис. IV.1)

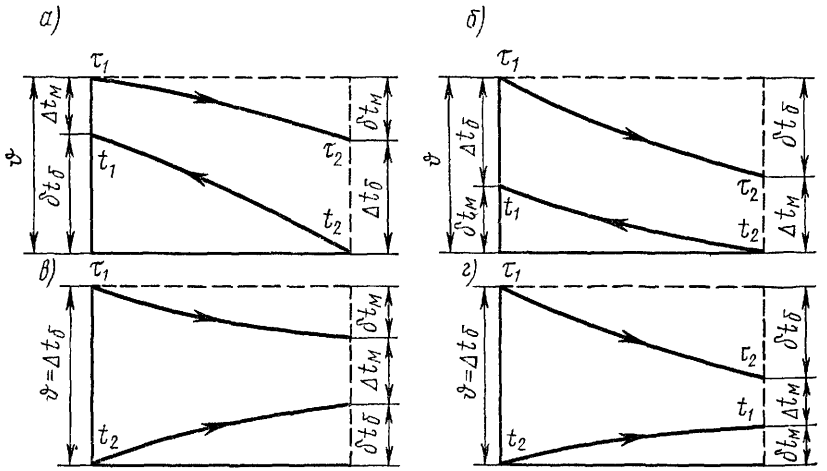


Рис. IV.1. Изменение температур теплоносителей в противоточных и прямоточных аппаратах:

а — при соотношении $W_п / W_в > 1$; *б* — то же, $W_п / W_в < 1$; $W_п$ — водяной эквивалент первичного (греющего) теплоносителя; $W_в$ — водяной эквивалент вторичного (нагреваемого) теплоносителя

Как показывают исследования, замена среднелогарифмической разности температур линейной зависимостью (IV.8) дает расхождение в результатах расчетов не более 4—6%, что не выходит за допустимые пределы точности инженерных расчетов

Если теплопроизводительность теплообменника Q отнести к максимальной разности температур ν, то уравнение характеристики может быть представлено в виде

$$q=Q/\nu, \qquad \text{(IV.9)}$$

где q — тепловая производительность аппарата на 1° максимальной разности температур греющей и нагреваемой среды на входе в теплообменник, кВт/°С.

Из уравнений (IV.9), (IV.8) и (IV.5) получим

$$q=\frac{Q}{\nu}=\frac{Q}{a\delta t_{м}+b\delta t_{б}+\Delta t}=\frac{1}{\frac{a}{W_{б}}+\frac{b}{W_{м}}+\frac{1}{kF}}. \qquad \text{(IV.10)}$$

Для противотока уравнение (IV.10) действительно при $q\leqslant W_{м}$ или $\delta t_{б}<\nu$, так как перепад температур теплоносителя не может быть больше максимальной разности температур между греющей и нагреваемой средой.

Для прямотока уравнение (IV.10) действительно в диапазоне

$$q\leqslant\frac{1}{1/W_{б}+1/W_{м}} \quad \text{или} \quad (\delta t_{б}+\delta t_{м})\leqslant\nu.$$

Уравнение характеристики легко приводится к безразмерному виду, что значительно упрощает расчеты.

Обозначим через ε безразмерную удельную тепловую производительность теплообменника

$$\varepsilon=q/W_{м}. \qquad \text{(IV.11)}$$

Выражение для расчета ε получают из уравнений (IV.10) и (IV.11)

$$\varepsilon=\frac{1}{a\frac{W_{м}}{W_{б}}+b+\frac{1}{\omega}}\leqslant\varepsilon_{*}, \qquad \text{(IV.12)}$$

где $\omega=kF/W_{м}$; ε_{*} — безразмерная удельная теплопроизводительность теплообменника с бесконечно большой поверхностью нагрева.

Для противотока $\varepsilon_{*}=1$, для прямотока $\varepsilon_{*}=\frac{1}{1+W_{м}/W_{б}}$.

По физическому смыслу ε представляет собой отношение теплопроизводительности данного подогревателя к тепловой производительности подогревателя с бесконечно большой поверхностью нагрева, работающего при тех же параметрах теплоносителя на входе в аппарат.

Знак неравенства в выражении (IV.12) указывает на то, что величина ε не может превысить ε_{*}, так как температура нагреваемой среды не может превысить температуру греющей среды. Поэтому, когда расчетное значение ε получается больше ε_{*}, для дальнейших расчетов принимают $\varepsilon=\varepsilon_{*}$.

Уравнение характеристики отопительной системы выводится из общего уравнения регулирования (IV.6). При этом учитывают нали-

чие смешения на вводе и высокое значение эквивалента расхода воздуха по сравнению с эквивалентом расхода воды, что позволяет принимать $W_м/W_б=0$.

Безразмерная удельная теплопроизводительность отопительной системы равна:

$$\varepsilon_o=\frac{Q_o}{\nu W}=\frac{1}{\dfrac{0{,}5+u}{1+u}+\dfrac{W}{kF}}\leqslant 1, \qquad (IV.13)$$

где $\nu=\tau_1-t_в$ — разность температур воды в подающей линии тепловой сеги и воздуха в помещении; W — эквивалент расхода сетевой воды, поступающей в смесительное устройство узла ввода; u — коэффициент смешения.

Для облегчения расчетов зависимости (IV.12) и (IV.13) могут быть преобразованы путем замены произведения kF равнозначным выражением, учитывающим с достаточной для практических расчетов точностью все факторы, влияющие на условия теплообмена.

Для водоводяных подогревателей

$$kF=\Phi\sqrt{W_м W_б}; \qquad (IV.14)$$

для калориферов с водяным обогревом

$$kF=\Phi W_м^{m_1} W_б^{m_2}, \qquad (IV.15)$$

где Φ — параметр теплообменника, величина практически постоянная для данного подогревателя; m_1, m_2 — показатели степени; для калориферов при турбулентном движении воды и воздуха принимают $m_1=0{,}12\div 0{,}3$; $m_2=0{,}33\div 0{,}5$.

Параметр Φ определяют из формул (IV.14) или (IV.15) по данным расчетного режима.

Изменение коэффициента теплопередачи отопительных приборов описывается выражением

$$k=A\,(\Delta t_0)^n=A\,(\tau_{ср}-t_в)^n, \qquad (IV.16)$$

где Δt_0 — температурный напор; $\tau_{ср}$ — средняя температура теплоносителя в приборе; $t_в$ — температура воздуха в помещении; A и n — константы, зависящие от типа прибора и схемы его установки; принимают $n=0{,}25$.

Из уравнения теплового баланса отопительной системы с учетом зависимости (IV.16) следует:

$$kF=\Phi_o\bar{Q}_o^{0,2}, \qquad (IV.17)$$

где $\bar{Q}_o=Q_o/Q_o'$ — относительный расход тепла на отопление; $\Phi_o=k'F$ — параметр отопительной системы, кВт/°С.

Подставив в уравнение (IV.12) значения постоянных коэффициентов a и b для противотока и заменив произведение kF выражением (IV.14), получим следующую зависимость для определения безразмерной удельной теплопроизводительности секционного водоподогревателя

$$\varepsilon=\frac{1}{0{,}35\,\frac{W_м}{W_б}+0{,}65+\frac{1}{\Phi}\sqrt{\frac{W_м}{W_б}}}\leqslant 1. \qquad \text{(IV.18)}$$

Безразмерная теплопроизводительность отопительной системы V.13) с учетом выражения (IV.17) имеет вид

$$\varepsilon_о=\frac{1}{\frac{0{,}5+u}{1+u}+\frac{1}{\omega}}\leqslant 1, \qquad \text{(IV.19)}$$

где $\omega=\Phi_о\bar{Q}_о^{0,2}/W=\frac{Q_о^{\cdot}}{\Delta t_0'}\frac{\bar{Q}_о^{0,2}}{W}$.

С помощью полученных зависимостей тепловую производительность теплообменников определяют по формуле

$$Q=\varepsilon W\nu. \qquad \text{(IV.20)}$$

Уравнения (IV.18)—(IV.20) универсальны. На их основе могут быть решены все задачи, связанные с работой теплообменников в нерасчетных условиях.

§ IV.4. ЦЕНТРАЛЬНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ОДНОРОДНОЙ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ

Режим регулирования водяных систем теплоснабжения зависит от многочисленных факторов, но основным является вид тепловой нагрузки и схемы узлов вводов абонентов. Регулирование отпуска тепла значительно упрощается при однородной тепловой нагрузке. В этих случаях можно ограничиться только центральным регулированием.

Центральное регулирование отопительной нагрузки применяют в системах теплоснабжения с децентрализованным горячим водоснабжением. В таких системах отопление является основной тепловой нагрузкой. Центральное регулирование осуществляется в соответствии с потребностью тепла для отопления зданий при различных наружных температурах воздуха.

При **качественном регулировании** задача расчета состоит в определении температуры воды в зависимости от тепловой нагрузки. Расход воды остается постоянным в течение всего отопительного сезона.

Общее уравнение (IV.4) для регулирования отопительной нагрузки при *зависимых схемах* присоединения отопительных установок к тепловой сети может быть представлено в виде

$$\bar{Q}_о=\frac{Q_о}{Q_о'}=\frac{t_в-t_н}{t_в-t_{р.о}}=\frac{\tau_1-\tau_{2,о}}{\tau_1'-\tau_{2,о}'}=\frac{k\,\Delta t_0}{k'\,\Delta t_0'}, \qquad \text{(IV.21)}$$

где $Q_о$ — расход тепла на отопление при текущей температуре наружного воздуха $t_н$; τ_1, $\tau_{2,о}$ — соответственно температура сетевой воды в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети; k — коэффициент теплопередачи; Δt_0 — температурный напор в нагрева-

тельном приборе при тех же условиях; Q'_o, τ'_1, $\tau'_{2,o}$, k', $\Delta t'_0$ — те же величины при расчетной температуре наружного воздуха $t_{р.о}$.

Заменив в уравнении (IV.21) отношение коэффициентов теплопередачи зависимостью (IV.16), получим

$$\bar{Q}_o = \frac{\tau_1 - \tau_{2,o}}{\tau'_1 - \tau'_{2,o}} = \left(\frac{\Delta t_0}{\Delta t'_0}\right)^{1+n}. \qquad (IV.22)$$

Температурный напор при смешении воды в узле ввода определяют по формуле

$$\Delta t_0 = 0{,}5\,(\tau_з + \tau_{2,o}) - t_в, \qquad (IV.23)$$

$$\tau_з = \frac{\tau_1 + u\tau_{2,o}}{1+u}, \qquad (IV.24)$$

где $\tau_з$ — температура воды в подающем трубопроводе отопительной системы после смесительного устройства; u — коэффициент смешения, равный отношению расхода воды из обратного трубопровода G_2 к расходу воды из подающей линии теплотрассы G_1.

Уравнение (IV.22) с учетом зависимостей (IV.23) и (IV.24) запишется в виде

$$\bar{Q}_o = \frac{\tau_1 + \tau_{2,o}}{\tau'_1 - \tau'_{2,o}} - t_в = \left[\frac{\tau_1 + \tau_{2,o}(1+2u) - 2t_в(1+u)}{\tau'_1 + \tau'_{2,o}(1+2u) - 2t_в(1+u)}\right]^{1+n}. \qquad (IV.25)$$

Коэффициент смешения u определяют из уравнения теплового баланса смесительного устройства $G_1\tau'_1 + G_2\tau'_{2,o} = (G_1+G_2)\,\tau'_з$:

$$u = \frac{\tau'_1 - \tau'_з}{\tau'_з - \tau'_{2,o}} = \frac{\delta\tau'_o}{\Theta'} - 1, \qquad (IV.26)$$

где $\delta\tau'_o$ — расчетная разность температур сетевой воды; Θ' — расчетный перепад температур в отопительной системе.

Подставив значение коэффициента смешения u в уравнение (IV.25) при $n=0{,}25$, после преобразований получим выражение для определения температуры в подающем трубопроводе

$$\tau_1 = t_в + \Delta t'_0 \bar{Q}^{0,8} + (\delta\tau'_o - 0{,}5\Theta')\,\bar{Q}_o. \qquad (IV.27)$$

Температура воды после отопительной установки равна:

$$\tau_{2,o} = \tau_1 - \delta\tau'_o\bar{Q}_o = t_в + \Delta t'_o\bar{Q}_o^{0,8} - 0{,}5\Theta'\bar{Q}_o. \qquad (IV.28)$$

Температура воды после смесительного устройства на вводе составит

$$\tau_з = \tau_{2,o} + \Theta'\bar{Q}_o = t_в + \Delta t'_o\bar{Q}_o^{0,8} + 0{,}5\Theta'\bar{Q}_o. \qquad (IV.29)$$

Аналогичные зависимости можно получить из уравнения регулирования (IV.20) с помощью характеристики отопительной системы.

Как следует из формул (IV.27)—(IV.29), температура воды является однозначной функцией относительной нагрузки. Принимая $\bar{Q}_o = 0 \div 1$, можно найти соответствующие значения температуры воды. Общий вид температурного графика при исходных данных $\tau'_1 = 150°C$, $\tau'_{2,o} = 70°C$, $\tau'_з = 95°C$, $t_в = 18°C$ показан на рис. IV.2. Приведенный график называют отопительным.

Зависимость относительного расхода тепла на отопление от температуры наружного воздуха можно представить графически рис. (IV.2) с помощью отношения

$$\bar{Q}_o = \frac{t_в - t_н}{t_в - t_{р.о}}. \qquad (IV.30)$$

Значения температур сетевой воды в подающем и обратном трубопроводах, соответствующие различным относительным расходам тепла на отопление, приведены в справочной литературе.

Расчетный расход воды на отопление определяют по формуле

$$G'_o = \frac{Q'_o}{c(\tau'_1 - \tau'_{2,o})} 3600. \qquad (IV.31)$$

Пример 1. Определить температуры сетевой воды в подающем и обратном трубопроводах при температуре наружного воздуха $t_н = -15$°С. Расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления $t_{р.о} = -26$°С. Расчетные температуры принять: $t_в = +18$°С; $\tau'_1 = 150$°С; $\tau'_{2,o} = 70$°С; $\tau'_3 = 95$°С.

Решение. Определяем расчетные значения температурного напора в нагревательных приборах отопительной системы, перепада температур сетевой воды и перепада температур воды в отопительной системе:

$$\Delta t'_0 = \frac{\tau'_3 + \tau'_{2,o}}{2} - t_в = \frac{95+70}{2} - 18 = 64{,}5\text{°С};$$

$$\delta\tau'_o = \tau'_1 - \tau'_{2,o} = 150 - 70 = 80\text{°С};$$

$$\Theta' = \tau'_3 - \tau'_{2,o} = 95 - 70 = 25\text{°С}.$$

Относительный расход тепла на отопление при текущей наружной температуре $t_н = -15$°С находим по формуле (IV.30)

$$\bar{Q}_o = \frac{18 - (-15)}{18 - (-26)} = 0{,}75.$$

Подставляем найденные величины в формулы (IV.27) и (IV.28):

$$\tau_1 = 18 + 64{,}5 \cdot 0{,}75^{0{,}8} + (80 - 0{,}5 \cdot 25)\, 0{,}75 = 120\text{°С};$$

$$\tau_{2,o} = 18 + 64{,}5 \cdot 0{,}75^{0{,}8} - 0{,}5 \cdot 25 \cdot 0{,}75 = 60\text{°С}.$$

Результаты расчетов указаны на рис. IV.2.

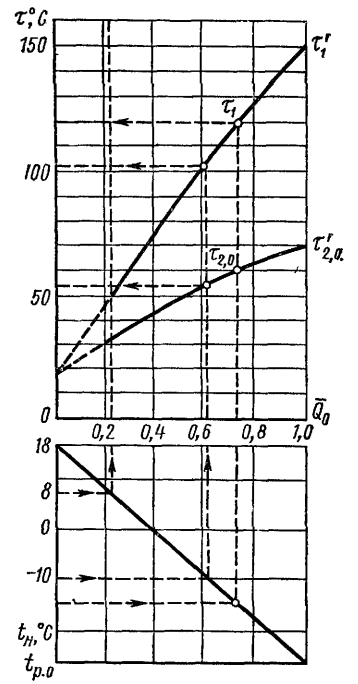


Рис IV 2. График температур качественного регулирования отопительной нагрузки (зависимые схемы присоединения отопительных установок)

При *независимых схемах* присоединения абонентов к тепловой сети (рис. IV.3) в приборы отопительной системы поступает вода, нагреваемая в отопительном теплообменнике за счет тепла сетевой воды. Расчетные значения нагреваемой воды $\tau'_{1,o}$ принимают 95—140°С, расчетная температура обратной воды $\tau'_{2,o}$ равна 70°С.

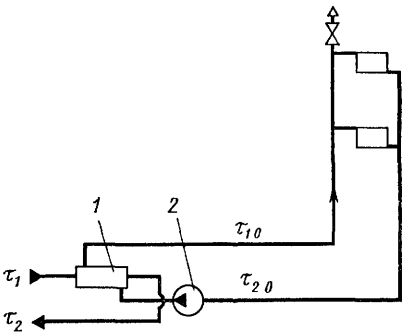


Рис IV 3. Схема независимого присоединения отопительной установки:
1 — теплообменник системы отопления;
2 — циркуляционный насос

Параметры сетевой воды на входе (τ_1) и выходе (τ_2) из отопительного подогревателя находят из уравнения регулирования (IV.20):

$$Q_п = \varepsilon_п W_м (\tau_1 - \tau_{2,о}), \qquad \text{(IV 32)}$$

где $\varepsilon_п$ — безразмерная удельная теплопроизводительность подогревателя, определяемая по формуле (IV.18); $W_м$ — меньшее значение эквивалента расхода воды через подогреватель.

При качественном регулировании эквиваленты расхода сетевой и нагреваемой воды неизменны, поэтому величина $\varepsilon_п$ будет также постоянной.

Из равенства (IV.20) следует

$$\bar{\tau}_1 = \tau_{2,о} + \frac{Q_о}{\varepsilon_п W_м} = \tau_{2,о} + \frac{W_о}{\varepsilon_п W_м}\,\delta\tau'_о \bar{Q}_о, \qquad \text{(IV 33)}$$

где $W_о$ — эквивалент расхода нагреваемой воды; $\delta\tau'_о$ — расчетная разность температур нагреваемой воды, $\delta\tau'_о = \tau'_{1,о} - \tau'_{2,о}$. Заменив в равенстве (IV.33) $\tau_{2,о}$ выражением (IV.28), получим:

$$\tau_1 = \tau_{1,о} + \left(\frac{W_о}{\varepsilon_п W_м} - 1\right)\delta\tau'_о \bar{Q}_о = \tau_{1,о} + \left(\frac{W_о}{\varepsilon_п W_м} - 1\right)\frac{Q_о}{W_о}. \qquad \text{(IV 34)}$$

Температура обратной воды на выходе из теплообменника равна

$$\tau_2 = \tau_{2\ о} + \frac{Q_о}{W_о}\left(\frac{W_о}{W_м}\frac{1}{\varepsilon_п} - 1\right). \qquad \text{(IV.35)}$$

Постоянный расход воды при центральном качественном регулировании упрощает эксплуатацию системы, поэтому этот метод регулирования нашел применение в существующих системах теплоснабжения от районных котельных.

При **количественном регулировании** температура сетевой воды в подающем трубопроводе постоянна. Регулирование тепловой нагрузки осуществляется изменением расхода воды Задачей расчета является определение расхода и температуры обратной воды в зависимости от величины отопительной нагрузки. Расчетные выражения выводятся из общего уравнения регулирования (IV 4) при условии $\tau'_1 = \text{const}$.

Относительный расход сетевой воды и температуру обратной воды определяют из выражений:

$$\bar{G}_о = \frac{G_о}{G'_о} = \frac{\bar{Q}_о}{1 + \dfrac{\Delta t'_о}{\delta\tau'_о - 0{,}5\Theta'}\left(1 - \bar{Q}_о^{0,8}\right)}; \qquad \text{(IV.36)}$$

$$\tau_{2,o}=\tau_1' - \delta\tau_o' \frac{\bar{Q}_o}{\bar{G}_o}. \qquad \text{(IV.37)}$$

График регулирования, построенный по формулам (IV.36) и (IV.37), показан на рис. IV.4. При уменьшении тепловой нагрузки и снижении расхода воды температура обратной воды достигает температуры воздуха помещения. Дальнейшее снижение теплоотдачи приборов происходит за счет частичного заполнения нагревательных приборов водой с температурой $t_в$.

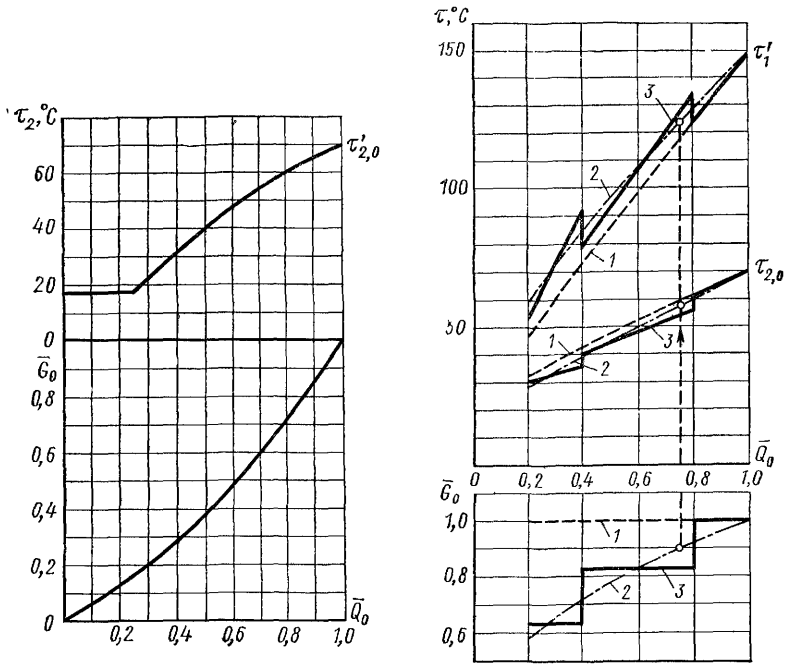


Рис. IV.4. График количественного регулирования отопительной нагрузки при $\tau_1'=150°$; $\theta'=25°C$; $t_в=18°C$

Рис. IV 5. График качественно-количественного регулирования отопительной нагрузки:

1 — отопительный график; *2* — качественно-количественное регулирование при плавном изменении расхода воды; *3* — качественно-количественное регулирование при ступенчатом изменении расхода воды

Основным достоинством количественного регулирования является сокращение расхода электроэнергии на перекачку теплоносителя. Это преимущество может быть использовано в магистральных трубопроводах двухступенчатых сетей (рис. II.7), к которым абоненты присоединены по независимым схемам или с помощью смесительных насосных подстанций. При снижении расхода сетевой воды в магистральных сетях смесительные насосы, работающие с переменным коэффициентом смешения, увеличи-

вают подачу воды из обратной магистрали. Благодаря этому в системах отопления сохраняется необходимый расход воды и тем самым устраняется основной недостаток количественного регулирования — разрегулировка отопительных систем.

При **качественно-количественном регулировании** осуществляется изменение расхода и температуры сетевой воды в зависимости от величины отопительной нагрузки. Исследованиями показано, что для устранения переменного влияния естественного давления, вызывающего разрегулировку систем отопления, изменение расхода воды должно происходить по зависимости $\overline{W}_o=\overline{G}_o=(\overline{Q}_o)^m$. Для двухтрубных систем отопления $m=0{,}33$, для однотрубных $m=0{,}2\div0{,}25$.

Температура воды в подающем и обратном трубопроводах определяется из общего уравнения регулирования (IV.4) с учетом изменения расхода воды по зависимости (IV.7):

$$\tau_1=t_в+\Delta t'_o\overline{Q}_0^{0,8}+(\delta\tau'_0-0{,}5\Theta')\frac{\overline{Q}_o}{\overline{G}_o}; \qquad \text{(IV.38)}$$

$$\tau_{2,o}=t_в+\Delta t'_0\overline{Q}_o^{0,8}-0{,}5\Theta'\frac{\overline{Q}_o}{\overline{G}_o}. \qquad \text{(IV.39)}$$

Плавное изменение расхода воды практически осуществить сложно, поэтому оно заменяется ступенчатым регулированием (рис. IV.5). В результате отопительный сезон делится на несколько диапазонов, в каждом из которых поддерживается постоянный расход воды. В холодный период система теплоснабжения работает с расчетным расходом воды. При повышении температуры наружного воздуха расход воды снижается. Переменный расход обеспечивается работой нескольких насосов с различной производительностью.

Ступенчатое изменение расхода сетевой воды приводит к ступенчатому изменению температуры (рис. IV.5). При уменьшении расхода воды температура в подающем трубопроводе должна быть выше, а в обратной линии несколько ниже, чем при отопительном графике. Применение качественно-количественного регулирования снижает расход электроэнергии на перекачку теплоносителя.

Пример 2. Определить температуры сетевой воды для условий примера 1 при качественно-количественном регулировании отопительной нагрузки и плавном изменении расхода воды.

Решение. Относительный расход тепла на отопление при наружной температуре $t_н=-15°$ С составляет $\overline{Q}_o=0{,}75$. Относительный расход сетевой воды по формуле (IV.7)

$$\overline{G}_o=\sqrt[3]{\overline{Q}_o}=\sqrt[3]{0{,}75}=0{,}909.$$

Температура сетевой воды в подающем и обратном трубопроводах:

$$\tau_1=18+64{,}5\cdot0{,}75^{0,8}+(80-0{,}5\cdot25)\frac{0{,}75}{0{,}909}=125°\text{C};$$

$$\tau_{2,o}=18+64{,}5\cdot0{,}75^{0,8}-0{,}5\cdot25\frac{0{,}75}{0{,}909}=59°\text{C}.$$

Следует отметить, что центральное регулирование даже при однородной отопительной нагрузке не может обеспечить во всех помещениях расчетной температуры воздуха. Это объясняется тем, что при расчете графиков регулирования не учитывается влияние ветра, солнечной радиации, а также различие расчетных температур воздуха в помещениях разного назначения. Поэтому в разветвленных тепловых сетях центральное регулирование дополняется местным и индивидуальным регулированием, учитывающим особенности теплопотребления отдельных абонентов.

Графики регулирования однородной вентиляционной и круглогодовой нагрузок строятся на основании уравнений (IV.6) или (IV.20) аналогично графикам отопительной нагрузки.

§ IV.5. ЦЕНТРАЛЬНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ЗАКРЫТЫХ СИСТЕМ ПО ОТОПИТЕЛЬНОЙ НАГРУЗКЕ

Современные системы теплоснабжения характеризуются наличием разнородных потребителей, отличающихся как видом теплопотребления, так и параметрами теплоносителя. Наряду с отопительными установками значительное количество тепла расходуется на горячее водоснабжение, возрастает вентиляционная нагрузка. При одновременной подаче тепла по двухтрубным тепловым сетям для разнородных потребителей центральное регулирование, выполняемое по преобладающей нагрузке, должно быть дополнено групповым и местным регулированием.

При этом температура сетевой воды в подающем трубопроводе закрытых систем не должна быть ниже 70°С, так как при более низких температурах нагрев водопроводной воды в теплообменнике до 60—65°С будет невозможен. В результате такого ограничения график температур имеет вид ломаной линии с точкой излома при минимально допустимой температуре воды (рис. IV.6). Температура наружного воздуха, соответствующая точке «излома» или «срезки» графика, обозначается $t'''_н$. При температурах наружного воздуха выше $t'''_н$ центральное регулирование сезонной нагрузки во избежание перегрева помещений дополняется местным регулированием.

В зависимости от соотношения нагрузок горячего водоснабжения и отопления центральное регулирование разнородной нагрузки производится по отопительной нагрузке или по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения.

Центральное качественное регулирование по отопительной нагрузке принимается в системах теплоснабжения со среднечасовой нагрузкой горячего водоснабжения, не превышающей 15%, от расчетного расхода тепла на отопление. Температура воды в подающем трубопроводе определяется по формуле (IV.27). Точка излома температурного графика делит отопительный период на два диапазона (рис. IV.6): *I* — в интервале наружных температур $t_н = 8°С \div t'''_н$; *II* — в интервале температур $t'''_н - t_{р.о}$. Граница между

диапазонами находится графически в точке пересечения кривой $\tau_1 = f(t_н)$ с горизонтальной линией, соответствующей $\tau_1'' = 70°C$. График температур, приведенный на рис. IV.6, носит название *отопительно-бытового.*

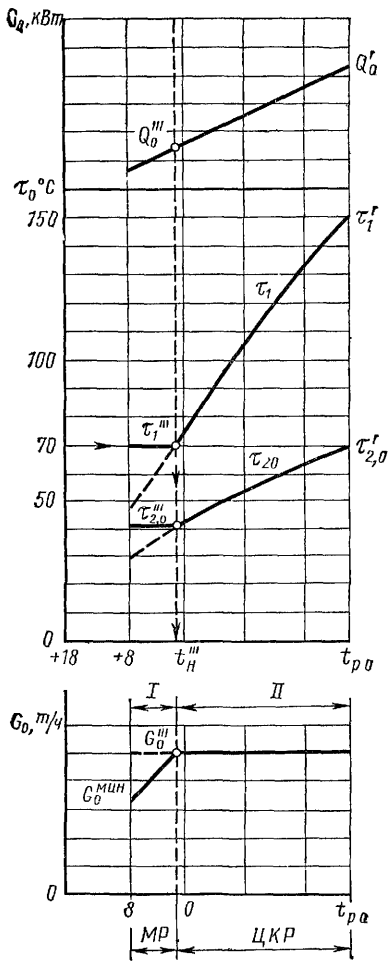


Рис IV 6 График температур, расходов тепла и сетевой воды при комбинированном регулировании отопительной нагрузки

МР — местное регулирование *ЦКР* — центральное качественное регулирование

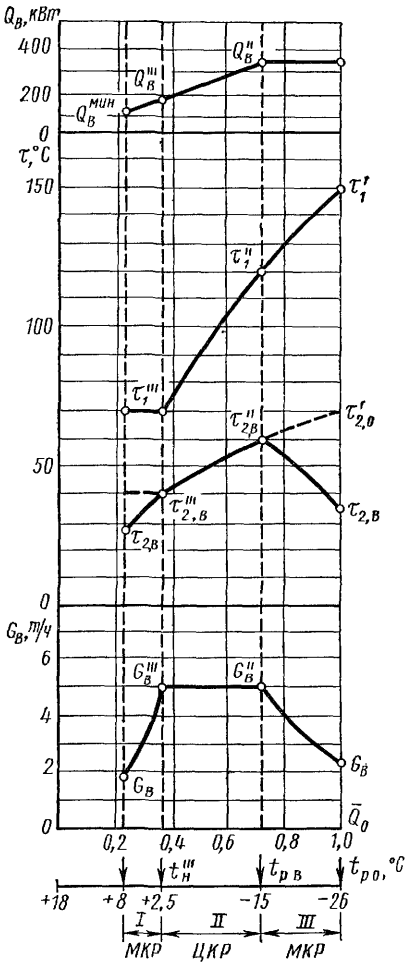


Рис IV 7 Графики температур, расходов тепла и сетевой воды при регулировании вентиляционной нагрузки расходом сетевой воды

МКР — местное количественное регулирование, *ЦКР* — центральное качественное регулирование

При центральном качественном регулировании по отопительной нагрузке расход воды в отопительных системах остается постоянным в течение всего отопительного сезона. Требуемый расход

сетевой воды на горячее водоснабжение и вентиляцию устанавливается соответствующими местными регуляторами. В этих условиях присоединение абонентских установок к тепловой сети выполняется обычно по параллельной или двухступенчатой смешанной схеме.

Расчет и построение графиков регулирования рассмотрим отдельно для каждого вида нагрузки.

Графики температур, расходов тепла и воды на отопление. Температура воды в подающем и обратном трубопроводах определяется по формулам (IV.27) и (IV.28) с точкой излома температурного графика при минимально допустимой температуре воды в подающей линии $\tau_1''' = 70°C$.

В *диапазоне I* (рис. IV.6) при постоянной температуре воды в подающем трубопроводе регулирование отопительной нагрузки осуществляется обычно местными пропусками. Периодическое отключение систем отопления предотвращает перегрев помещений.

Число часов ежесуточной работы системы определяют из уравнения

$$n = 24 \frac{t_в - t_н}{t_в - t_н'''}. \qquad \text{(IV.40)}$$

В связи с периодическим отключением отдельных отопительных установок общий расход воды в сети сокращается по мере повышения температуры наружного воздуха. Температуру обратной воды для этого диапазона принимают постоянной и равной $\tau_{2,o}'''$.

Регулирование местными пропусками, осуществляемое вручную, приводит к значительным колебаниям температуры воздуха в помещениях и к перерасходу тепла. Более целесообразным является групповое или местное количественное регулирование, выполняемое автоматически. По мере повышения температуры наружного воздуха расход сетевой воды на отопление сокращается. Смесительные насосы, установленные в ЦТП после подогревателей горячего водоснабжения, увеличивают расход подмешиваемой воды из обратной линии для поддерживания гидравлического и теплового режима системы отопления.

В *диапазоне II* при $t_н < t_н'''$ осуществляется центральное качественное регулирование. Расчетный расход воды на отопление определяется по формуле (IV.31).

Графики температур и расходов тепла и воды на вентиляцию. При центральном качественном регулировании по отопительной нагрузке температура воды в подающем трубопроводе в диапазоне от $t_{р\,о}$ до $t_н'''$ изменяется в зависимости от температуры наружного воздуха. По характеру изменения температуры воды и расхода тепла на вентиляцию отопительный период делится на три диапазона (рис. IV.7).

В *диапазоне I* (от $t_н = 8°C$ до $t_н'''$) при переменной вентиляционной нагрузке температура в подающей линии постоянна.

В *диапазоне II* (от $t''_{н}$ до $t_{р\,в}$) по мере увеличения вентиляционной нагрузки возрастает и температура воды.

В *диапазоне III* (от $t_{р.в}$ до $t_{р\,о}$) при постоянном расходе тепла на вентиляцию температура воды в подающей линии переменна.

Как следует из графиков, центральное качественное регулирование вентиляционной нагрузки возможно лишь в диапазоне *II*, где характер изменения температуры воды соответствует изменению нагрузки. В диапазонах *I* и *III* осуществляется местное количественное регулирование изменением расхода сетевой воды или расхода нагреваемого воздуха.

Задачей расчета является определение температуры воды после калориферов и расхода сетевой воды.

Расчет графиков производится отдельно для каждого диапазона с учетом принятого способа регулирования.

1. Регулирование расходом сетевой воды. Общее уравнение регулирования (IV.4) применительно к вентиляционной нагрузке запишется в виде

$$\frac{Q_{в}}{Q''_{в}}=\frac{G_{в}(\tau_{1}-\tau_{2в})}{G''_{в}(\tau''_{1}-\tau''_{2в})}=\frac{k\,\Delta t}{k''\,\Delta t''}, \qquad \text{(IV.41)}$$

где $Q_{в}$ — расход тепла на вентиляцию при текущей температуре наружного воздуха; $G_{в}$ — расход сетевой воды на вентиляцию; $\tau_{2в}$ — температура воды после калориферов; k — коэффициент теплопередачи; Δt — температурный напор в калорифере, $\Delta t=0{,}5\,(\tau_{1}+\tau_{2в})-0{,}5\,(t_{н}+t_{в})$. (Двумя штрихами обозначены величины, относящиеся к расчетной температуре наружного воздуха для проектирования вентиляции $t_{р\,в}$.)

Изменение коэффициента теплопередачи калорифера описывается зависимостью (IV.15), преобразованной при постоянном расходе воздуха к виду

$$kF=\Phi_{к}(W_{м})^{0,15}=\Phi_{к}(G_{в}c)^{0,15}, \qquad \text{(IV 42)}$$

где $\Phi_{к}$ — параметр калорифера; $W_{м}=G_{в}c$ — эквивалент расхода сетевой воды на вентиляцию.

Уравнение (IV 41) с учетом зависимости (IV.42) запишется в виде

$$\frac{Q_{в}}{Q''_{в}}=\frac{G_{в}(\tau_{1}-\tau_{2,в})}{G''_{в}(\tau''_{1}-\tau''_{2,в})}=\left(\frac{G_{в}}{G''_{в}}\right)^{0,15}\frac{\Delta t}{\Delta t''} \qquad \text{(IV.43)}$$

Заменив отношение расходов воды отношением расходов тепла по зависимости (IV.41), после преобразований получим

$$\left(\frac{Q_{в}}{Q''_{в}}\right)^{0,85}=\left(\frac{\tau''_{1}-\tau''_{2,в}}{\tau_{1}-\tau_{2,в}}\right)^{0,15}\frac{\Delta t}{\Delta t''} \qquad \text{(IV.44)}$$

Неизвестное значение температуры обратной воды $\tau_{2в}$ определяется решением уравнения (IV.44) методом последовательных приближений.

Расход воды находят по формуле

$$G_в = \frac{Q_в}{c(\tau_1 - \tau_{2,в})} 3600. \qquad \text{(IV.45)}$$

В диапазоне *I* (рис. IV.7) с увеличением вентиляционной нагрузки возрастает расход воды, что приводит к сокращению времени пребывания воды в калорифере и к росту температуры обратной воды. Регулирование расхода воды осуществляется с помощью регулировочного клапана *РК* по импульсу от температуры воздуха за калорифером (рис. IV.8).

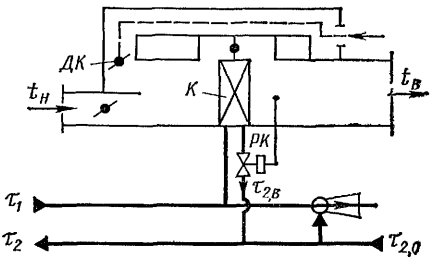


Рис. IV.8. Принципиальная схема присоединения калорифера к тепловым сетям:
К — калорифер; *ДК* — дроссель-клапан; *РК* — регулирующий клапан

Расчет графиков производится по формулам (IV.44) и (IV.45).

Для диапазона *II* при постоянном расходе воды уравнение (IV.44) упрощается:

$$\bar{Q}_в = \frac{\tau_1 - \tau_{2,в}}{\tau_1'' - \tau_{2,в}''}, \qquad \text{(IV.46)}$$

отсюда температура воды после калориферов определится из выражения

$$\tau_{2,в} = \tau_1 - (\tau_1'' - \tau_{2,в}'')\bar{Q}_в, \qquad \text{(IV.47)}$$

где $\tau_{2,в}''$ — расчетная температура воды на выходе из калорифера, принимаемая равной 60 °С.

Расчетный расход сетевой воды определяют по формуле (IV.45) при расчетных значениях тепловой нагрузки $Q_в''$ и температурах воды τ_1'' и $\tau_{2,в}''$.

В диапазоне *III* постоянный расход тепла на вентиляцию при переменной температуре сетевой воды обеспечивается местным количественным регулированием. Уравнение (IV.44) для этого диапазона запишется так:

$$1 = \left(\frac{\tau_1'' - \tau_{2,в}''}{\tau_1 - \tau_{2,в}}\right)^{0,15} \frac{\Delta t}{\Delta t''}. \qquad \text{(IV.48)}$$

Температуру обратной воды определяют методом подбора. Расчет графиков регулирования целесообразно начинать с расчетных условий, соответствующих $t_{р.в}$.

Пример 3. Построить графики регулирования систем вентиляции при следующих данных: $t_{р.в} = -15$ °С; $t_{р.о} = -26$ °С; $t_в = +18$ °С; $Q_в'' = 350$ кВт. Центральное регулирование осуществляется по отопительной нагрузке с температурным графиком $\tau_1' = 150$ °С, $\tau_{2,о}' = 70$ °С.

Решение 1. Построим график изменения расхода тепла на вентиляцию (см. рис. IV.7).

Минимальный расход тепла при $t_н = +8$ °С (см. рис. IV.7)

$$Q_в = Q_в'' \frac{t_в - t_н}{t_в - t_{р.в}} = 350 \frac{18 - 8}{18 - (-15)} = 106 \text{ кВт}.$$

2. С помощью уравнений (IV.27) и (IV.28) построим отопительный график температур (рис. IV.7).

3. Раздельно по каждому диапазону найдем расход сетевой воды и температуру воды после калорифера.

Диапазон III. Температуру обратной воды $\tau_{2,в}$ определим из уравнения (IV.48). При $t_{р.в}$ температура воды в подающей линии равна 120°С, значение $\tau''_{2,в}$ принимаем, как отмечалось ранее, равным 60°С.

Найдем $\tau_{2,в}$ при $t_{р.о}=-26$°С:

$$1=\left(\frac{120-60}{150-\tau_{2,в}}\right)^{0,15}\frac{(150+\tau_{2,в})-[18+(-26)]}{(120+60)-[18+(-15)]}.$$

Методом подбора находим $\tau_{2,в}=36{,}7$°С.

Расход сетевой воды при $t_{р.о}$ определяем по формуле (IV.45):

$$G_в=\frac{350\cdot 3600}{4{,}19\,(150-36{,}7)}=2660 \text{ кг/ч}.$$

Диапазон II. Температуру воды после калорифера определяем по формуле (IV.47). При $t'''_н=+2{,}5$°С температура обратной воды

$$\tau'''_{2,в}=70-(120-60)\frac{18-2{,}5}{18-(-15)}=41{,}7\text{°С}.$$

Отметим, что график температур воды после калорифера на этом диапазоне совпадает с графиком обратной воды после отопления.

Расчетный расход сетевой воды на вентиляцию

$$G''_в=\frac{350\cdot 3600}{4{,}19\,(120-60)}=5050 \text{ кг/ч}.$$

Диапазон I. Температуру обратной воды $\tau_{2,в}$ найдем из уравнения (IV.44). Определим $\tau_{2,в}$ при $t_н=+8$°С:

$$\tau_{2,в}=\left[\frac{18-8}{18-(-15)}\right]^{0,85}=\left(\frac{120-60}{70-\tau_{2,в}}\right)^{0,15}\frac{(70+\tau_{2,в})-(18+8)}{(120+60)-[18+(-15)]},$$

отсюда $\tau_{2,в}=22$°С.

Расход сетевой воды при $t_н=8$°С

$$G_в=\frac{106\cdot 3600}{4{,}19\,(70-22)}=1890 \text{ кг/ч}.$$

2. Регулирование расходом воздуха. Местное количественное регулирование осуществляется изменением расхода наружного воздуха, проходящего через калорифер при постоянном расходе сетевой воды. Общее уравнение регулирования в данном частном случае запишется в виде формулы (IV.46).

Расчетный расход воды определится по формуле (IV.45) при расчетном расходе тепла $Q''_в$ и температуре воды, соответствующей расчетным значениям τ''_1 и $\tau''_{2,в}$. В диапазоне *I* (рис. IV.9) рост вентиляционной нагрузки при постоянной температуре в подающем трубопроводе и постоянном расходе воды приводит к увеличению перепада температур сетевой воды.

Из уравнения (IV.46) при $G_в=1$ имеем

$$\tau_{2,в}=\tau''_1-(\tau''_1-\tau''_{2,в})\bar{Q}_в. \qquad \text{(IV.49)}$$

В диапазоне *II* осуществляется центральное качественное регулирование.

В диапазоне *III* по мере понижения наружной температуры уменьшается количество наружного воздуха, поступающего в калорифер. Система работает с рециркуляцией.

Из уравнения (IV.46) при $\bar{Q}_в = 1$ и $\bar{G}_в = 1$

$$\tau_{2,в} = \tau_1 - (\tau_1'' - \tau_{2,в}''). \qquad \text{(IV.50)}$$

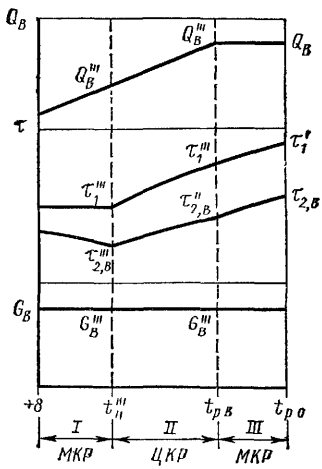


Рис. IV.9. Графики температур, расходов тепла и сетевой воды при регулировании вентиляционной нагрузки расходом воздуха

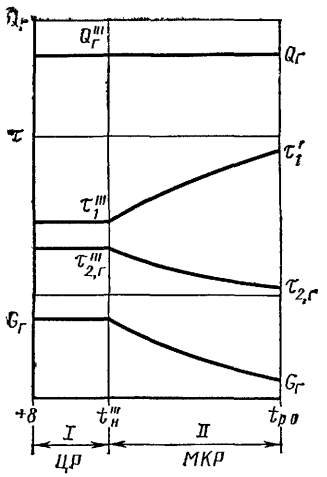


Рис. IV.10. Графики температур, расходов тепла и сетевой воды на горячее водоснабжение при параллельной схеме включения подогревателей:
ЦР — центральное регулирование

Графики температур, расходов тепла и сетевой воды на горячее водоснабжение. Тепловая нагрузка горячего водоснабжения отличается большой суточной неравномерностью. В случае установки аккумуляторов горячей воды расчет графиков регулирования производится по среднечасовой нагрузке горячего водоснабжения. При отсутствии аккумуляторов графики рассчитывают исходя из максимального часового расхода тепла.

По характеру изменения температуры воды в подающем трубопроводе и при условно принятом для расчета графиков регулирования постоянном расходе тепла на горячее водоснабжение отопительный период делится на два диапазона (рис. IV.10).

В *диапазоне I* при постоянной на-

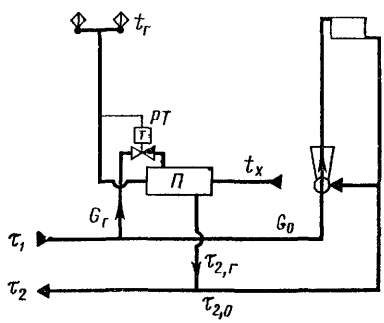


Рис. IV.11. Присоединение подогревателя горячего водоснабжения по параллельной схеме:
П — подогреватель горячего водоснабжения

грузке горячего водоснабжения и постоянной температуре воды расход сетевой воды тоже остается неизменным.

В *диапазоне II* постоянный расход тепла на горячее водоснабжение при переменной температуре сетевой воды обеспечивается местным количественным регулированием. С увеличением температуры сетевой воды регулятор *РТ* прикрывается, уменьшая поступление греющей воды в подогреватель (рис. IV.11). Расчет регулирования сводится к определению температуры обратной воды и эквивалента расхода сетевой воды на горячее водоснабжение. Методика расчета зависит от схемы присоединения подогревателей.

1. Параллельное присоединение подогревателей горячего водоснабжения (рис. IV.11). В диапазоне *I* при постоянном расходе сетевой воды температура воды после водоподогревателей также постоянна (см. рис. IV.10). Расчетная разность температур сетевой воды принимается равной $\delta\tau_{\text{р}}''=\tau_1''-\tau_{2,\text{р}}''=35\div40°\text{C}$.

Эквивалент расчетного расхода сетевой воды определяют из выражения

$$W_{\text{г}}''=Q_{\text{г}}/\delta\tau_{\text{р}}''. \qquad \text{(IV.51)}$$

Расход сетевой воды равен

$$G_{\text{г}}''=3600W_{\text{р}}''/c. \qquad \text{(IV.52)}$$

В диапазоне *II* эквивалент расхода сетевой воды находят на основании решения уравнения регулирования (IV.20).

Предварительно определяют эквивалент расхода вторичной (водопроводной) воды $W_{\text{в.в}}$:

$$W_{\text{в.в}}=Q_{\text{г}}/(t_{\text{г}}-t_{\text{х}}). \qquad \text{(IV.53)}$$

Параметр подогревателя Φ находят по данным расчетного режима

$$\Phi=\frac{k''F}{\sqrt{W_{\text{р}}''W_{\text{в.в}}}}. \qquad \text{(IV.54)}$$

Произведение расчетного коэффициента теплопередачи k'' на поверхность нагрева находят из выражения

$$k''F=\frac{\ln\dfrac{\nu-Q_{\text{г}}/W_{\text{б}}}{\nu-Q_{\text{г}}/W_{\text{м}}}}{\dfrac{1}{W_{\text{м}}}-\dfrac{1}{W_{\text{б}}}}, \qquad \text{(IV.55)}$$

где $W_{\text{б}}=W_{\text{г}}''$; $W_{\text{м}}=W_{\text{в.в}}$; $\nu=\tau_1-t_{\text{х}}$.

С понижением температуры наружного воздуха расход сетевой воды уменьшается. Сложность дальнейшего решения задачи состоит в том, что заранее неизвестно соотношение между $W_{\text{г}}$ и $W_{\text{в.в}}$ ($W_{\text{г}}\gtrless W_{\text{в.в}}$). Поэтому вначале находят тепловую производительность подогревателя Q^* для условия равенства эквивалентов сетевой и водопроводной воды, т. е. при $W_{\text{г}}=W_{\text{в.в}}$

$$Q^* = \nu W_{в.в} \frac{\Phi}{1+\Phi}. \qquad (IV.56)$$

В том случае, когда $Q_г > Q^*$, значение $W_г$ определяют по формуле

$$W_г = W_{в.в} \frac{4a^2\Phi^2}{\left[-1+\sqrt{1+4a\Phi^2(\nu W_{в.в}/Q_г - b)}\right]^2}. \qquad (IV.57)$$

При $Q_г < Q^*$ значение $W_г$ находят по формуле

$$W_г = W_{в.в} \frac{4b^2\Phi^2}{\left[-1+\sqrt{1+4b\Phi^2(\nu W_{в.в}/Q_г - a)}\right]^2}, \qquad (IV.58)$$

где $\nu = \tau_1 - t_х$; $a = 0{,}35$; $b = 0{,}65$.

Температуру обратной воды после водоподогревателя определяют из выражения

$$\tau_{2,р} = \tau_1 - \frac{Q_г}{W_г}. \qquad (IV.59)$$

2. Смешанная схема включения подогревателей. В двухступенчатой смешанной схеме (рис. IV.12) предварительный подогрев водопроводной воды в подогревателе нижней ступени за счет использования тепла обратной воды снижает расход сетевой воды на горячее водоснабжение.

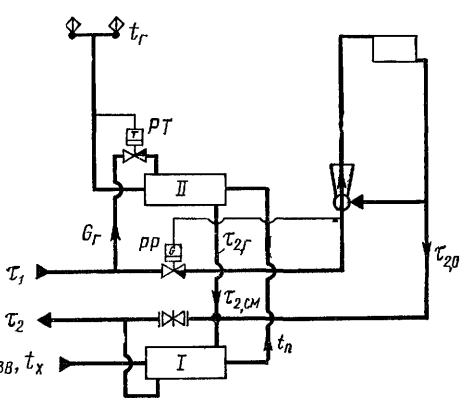


Рис. IV.12. Присоединение подогревателей горячего водоснабжения по двухступенчатой смешанной схеме:
I — подогреватель нижней ступени;
II — подогреватель верхней ступени

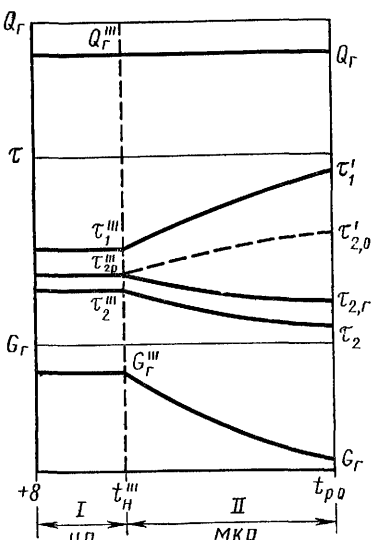


Рис. IV.13 Графики температур, расходов тепла и сетевой воды на горячее водоснабжение при смешанной схеме присоединения подогревателей

В *диапазоне I* (рис. IV.13) температура сетевой воды на выходе из подогревателя верхней ступени принимается равной температуре обратной воды после системы отопления ($\tau_{2г}''' = \tau_{2о}''' = \tau_{см}'''$). Как показывают расчеты, этому условию соответствует минимальная суммарная поверхность нагрева подогревателей.

Температура водопроводной воды на выходе из подогревателя нижней ступени $t'''_{п}$ определяется из условия недогрева ее до температуры греющей среды $\tau'''_{см}$ на величину $\Delta t'''$:

$$t'''_{п} = \tau'''_{см} - \Delta t''', \tag{IV.60}$$

где $\Delta t''' = 5 \div 10°C$.

В диапазоне *I* тепловая нагрузка делится между подогревателями верхней (*II*) и нижней (*I*) ступени пропорционально степени подогрева водопроводной воды в каждом из них.

Теплопроизводительность подогревателей верхней (*II*) и нижней (*I*) ступени определится зависимостями:

$$Q_{II} = Q_{г} \frac{t_{г} - t'''_{п}}{t_{г} - t_{х}}; \tag{IV.61}$$

$$Q_{I} = Q_{г} \frac{t'''_{п} - t_{х}}{t_{г} - t_{х}}. \tag{IV.62}$$

Эквивалент расчетного расхода сетевой воды на горячее водоснабжение с учетом выражения (IV.61) равен

$$W'''_{г} = \frac{Q_{II}}{\tau'''_{1} - \tau'''_{2,г}} = Q_{г} \frac{t_{г} - t'''_{п}}{t_{г} - t_{х}} \frac{1}{\tau'''_{1} - \tau'''_{2,г}}. \tag{IV.63}$$

Температура сетевой воды на выходе из подогревателя нижней ступени определяется из равенств:

$$Q_{I} = (W'_{0} + W'''_{г})(\tau'''_{см} - \tau'''_{2}); \tag{IV.64}$$

$$\tau'''_{2} = \tau'''_{см} - \frac{Q_{I}}{W'_{0} + W'''_{г}}. \tag{IV.65}$$

Отсюда с учетом выражения (IV.61) получим

$$\tau'''_{2} = \tau'''_{см} - Q_{г} \frac{t'''_{п} - t_{х}}{t_{г} - t_{х}} \frac{1}{W'_{0} + W'''_{г}}, \tag{IV.66}$$

где W'_{0} — эквивалент расчетного расхода воды на отопление.

В *диапазоне II* вследствие повышения температуры воды после отопления подогрев водопроводной воды в подогревателе ступени *I* увеличивается. При этом тепловая нагрузка подогревателя ступени *II* соответственно снижается. Регулятор температуры *РТ* (см. рис. IV.12) уменьшает поступление сетевой воды в подогреватель верхней ступени.

Эквивалент расхода сетевой воды на горячее водоснабжение определяют на основе решения уравнений:

$$Q_{I} = \varepsilon_{I} W_{I,\,м} (\tau_{см} - t_{х}) = W_{в.в} (t_{п} - t_{х}); \tag{IV.67}$$

$$Q_{II} = \varepsilon_{II} W_{II,\,м} (\tau_{1} - t_{п}) = W_{в.в} (t_{г} - t_{п}) = W_{г} (\tau_{1} - \tau_{2,г}); \tag{IV.68}$$

$$W_{г} \tau_{2,г} + W_{0} \tau_{2,о} = (W_{г} + W_{0}) \tau_{см}, \tag{IV.69}$$

где ε_I, ε_{II} — безразмерная удельная теплопроизводительность подогревателей ступеней *I* и *II*; $W_{I,м}$, $W_{II,м}$ — водяные эквиваленты, соответствующие меньшим значениям расходов воды в ступенях *I* и *II*; $W_{в.в}=G_в c$, $W_г=G_г c$ — эквиваленты расходов водопроводной и сетевой воды на горячее водоснабжение; $W'_0=G_0 c$ — эквивалент расхода сетевой воды на отопление.

Решение уравнений производят методом подбора. Задавшись эквивалентом расхода сетевой воды $W_г$, проверяют величину $t_г$. Если $t_г \neq 60°C$, расчет повторяют.

Из рис. IV.10 и IV.13 видно, что максимальный расход сетевой воды на горячее водоснабжение наблюдается при температуре наружного воздуха $t'''_н$ в точке излома температурного графика.

§ IV.6. ЦЕНТРАЛЬНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ЗАКРЫТЫХ СИСТЕМ ПО СОВМЕСТНОЙ НАГРУЗКЕ ОТОПЛЕНИЯ И ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Наличие нагрузки горячего водоснабжения увеличивает расход сетевой воды, что приводит к увеличению диаметров труб, а следовательно, и стоимости тепловой сети. Значительное сокращение расчетных расходов воды достигается при центральном качественном регулировании по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения. При этом методе регулирования в системе поддерживается постоянный расход сетевой воды, равный расчетному расходу на отопление G'_0. Для удовлетворения нагрузки горячего водоснабжения температура воды в подающем трубопроводе должна быть выше, чем требуется по отопительному графику.

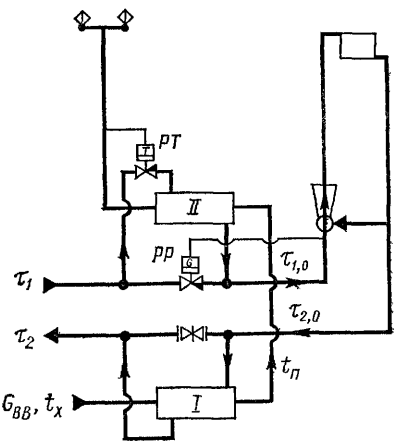


Рис. IV.14. Присоединение подогревателей горячего водоснабжения по двухступенчатой последовательной схеме:
I — подогреватель нижней ступени; *II* — подогреватель верхней ступени

Центральное качественное регулирование по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения принимается при суммарном среднечасовом расходе тепла на горячее водоснабжение более 15% от суммарного максимального часового расхода на отопление, $Q_{ср.г}/Q'_0 > 15$. Присоединение подогревателей горячего водоснабжения не менее чем у 75% абонентов должно быть выполнено по двухступенчатой последовательной схеме (рис. IV.14). Сетевая вода перед поступлением в систему отопления проходит через подогреватель верхней ступени, где температура ее снижается от τ_1 до $\tau_{1,0}$. Расход воды на горячее водоснабжение изменяется регулятором температуры *РТ*. Обратная вода

после системы отопления поступает в подогреватель нижней ступени, где остывает от $\tau_{2,o}$ до τ_2. Постоянный расход сетевой воды на вводе поддерживается регулятором *PP*. Последовательное включение подогревателя верхней ступени дает возможность использовать в качестве теплового аккумулятора строительные конструкции здания. В часы максимального водопотребления снижается температура воды, поступающей в систему отопления, что приводит к уменьшению отдачи тепла. Этот небаланс компенсируется в часы минимального водопотребления, когда в систему отопления поступает вода с температурой более высокой, чем требуется по отопительному графику. Суточный баланс тепла на отопление обеспечивается при расчете температурного графика по «балансовой» нагрузке горячего водоснабжения $Q_г^б$, несколько превышающей среднечасовой расход тепла на горячее водоснабжение

$$Q_г^б = \chi^б Q_{ср.г}, \tag{IV.70}$$

где $\chi^б$ — балансовый коэффициент, учитывающий неравномерность суточного графика горячего водоснабжения, обычно $\chi^б = 1{,}2$.

Задачей расчета является определение перепадов температур сетевой воды в подогревателе верхней ступени $\delta_1 = \tau_1 - \tau_{1,o}$ и нижней ступени $\delta_2 = \tau_{2,o} - \tau_2$.

При постоянном расходе сетевой воды и при «балансовой» нагрузке горячего водоснабжения $Q_г^б$ суммарный перепад температур сетевой воды в подогревателях верхней и нижней ступени δ — величина постоянная:

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 = \frac{Q_г^б}{cG_o'} = \frac{Q_г^б}{Q_o'}\delta\tau_o' = \text{const}, \tag{IV.71}$$

где $\delta\tau_o'$ — расчетная разность температур сетевой воды по отопительному графику.

Перепады температур сетевой воды в подогревателях верхней и нижней ступени определяют для каждого диапазона отдельно.

Диапазон I. Предварительно определяют температуру водопроводной воды на выходе из подогревателя нижней ступени *I* $t_п'''$ при температуре наружного воздуха $t_н'''$ и $Q_г^б$, задавшись величиной недогрева $\Delta t_п''' = 5 \div 10°C$:

$$t_п''' = \tau_{2,o}''' - \Delta t_п'''. \tag{IV.72}$$

Перепад температур сетевой воды в подогревателе нижней *I* ступени $\delta_2''' = \tau_{2,o}''' - \tau_2'''$ находят из уравнения

$$Q_I^б = Q_г^б \frac{t_п''' - t_х}{t_г - t_х} = G_o' c \delta_2''', \tag{IV.73}$$

откуда

$$\delta_2''' = \frac{Q_г^б}{cG_o'} \frac{t_п''' - t_х}{t_г - t_х} = \frac{Q_г^б}{Q_o'} \frac{t_п''' - t_х}{t_г - t_х} \delta\tau_o'. \tag{IV.74}$$

При известном суммарном перепаде температур δ значение δ_1''' определяют из выражения

$$\delta_1'''=\delta-\delta_2'''. \qquad \text{(IV.75)}$$

Диапазон II. Перепад температур сетевой воды в подогревателе нижней ступени находят по формуле

$$\delta_2=\delta_2'''\frac{\tau_2-t_x}{\tau_2''-t_x}. \qquad \text{(IV.76)}$$

По найденным значениям δ_1 и δ_2 и известным температурам воды отопительно-бытового графика ($\tau_{1,o}$, $\tau_{2,o}$) находят температуры в подающем и обратном трубопроводах при регулировании по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения:

$$\tau_1=\tau_{1,o}+\delta_1, \qquad \text{(IV.77)}$$

$$\tau_2=\tau_{2,o}-\delta_2. \qquad \text{(IV.78)}$$

Графики температур, построенные с помощью равенств (IV.77), (IV.78), называют повышенными (рис. IV.15).

По мере понижения температуры наружного воздуха и роста температуры воды после отопления соответственно возрастает нагрузка подогревателя нижней ступени и увеличивается значе-

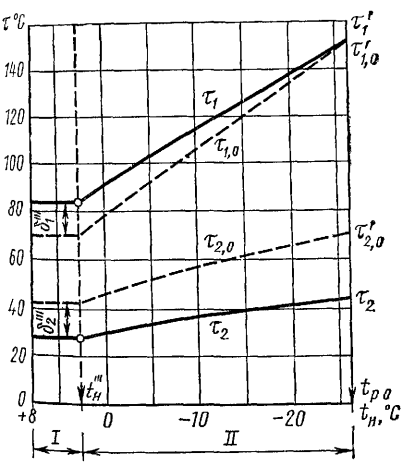


Рис. IV.15. График температур при центральном регулировании по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения в закрытой системе теплоснабжения («повышенный» температурный график):

$\tau_{1,o}$, $\tau_{2,o}$ — отопительно-бытовой график регулирования; τ_1, τ_2 — повышенный график

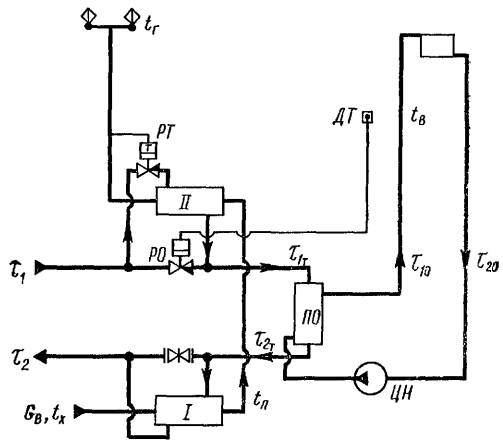


Рис. IV.16. Независимая схема присоединения отопительной системы при двухступенчатом последовательном присоединении подогревателей горячего водоснабжения:

ПО — подогреватель отопления; *ЦН* — циркуляционный насос; *РО* — регулятор отопления; *ДТ* — датчик температуры воздуха в помещении (или моделирующее устройство)

ние δ_2. Перепад температур сетевой воды в подогревателе верхней ступени пропорционально уменьшается.

При независимом присоединении отопительных установок (рис. IV.16) для расчета повышенного графика необходимо предварительно определить по формулам (IV.34) и (IV.35) температуры сетевой воды перед отопительным подогревателем $\tau_{1,т}$ и после него $\tau_{2,т}$. Расчет перепадов температур в ступенях *I* и *II* подогревателя горячего водоснабжения производится по формулам (IV.70)—(IV.78), при этом принимают вместо $\tau_{1,о}$ и $\tau_{2,о}$ соответственно $\tau_{1,т}$ и $\tau_{2,т}$.

Расчет графиков центрального регулирования производят по режиму теплопотребления «типового» абонента, для которого отношение средней часовой нагрузки горячего водоснабжения к расчетной отопительной такое же, как в целом по району. Для абонентов, режим теплопотребления которых отличается от типового, предусматривается групповое или местное регулирование.

При разнородной тепловой нагрузке абонентов целесообразно сочетание центрального качественного регулирования по совместной нагрузке с местным количественным регулированием. Это становится возможным при замене регуляторов расхода *РР* регуляторами отопления *РО*, осуществляющими местное регулирование отопительных систем по импульсу от температуры воздуха в отапливаемом помещении (рис. IV.16) или от устройства, моделирующего внутренний тепловой режим помещения.

Пример 4. Построить температурный график центрального качественного регулирования по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения для следующих исходных данных: $Q_{ср.г}/Q_о=0{,}3$; $\tau'_{1,о}=150°С$; $\tau'_{2,о}=70°С$; $t_г=60°С$; $t_х=5°С$; $t_в=18°С$; $Q^б_г=1{,}2Q_{ср.г}$. Отопительная система присоединена по зависимой схеме.

Решение. Предварительно построим отопительно-бытовой график регулирования (см. рис. IV.15) и установим: $\tau'''_1=70°С$; $\tau'''_{2,о}=41{,}7°С$; $t'''_в=2{,}5°С$.

Суммарный перепад температур сетевой воды в ступенях *I* и *II* подогревателя горячего водоснабжения по формуле (IV.71)

$$\delta=1{,}2\cdot0{,}3\,(150-70)=28{,}8°С.$$

Перепад температур сетевой воды в нижней ступени при $t'''_н$ по формуле (IV.74)

$$\delta'''_2=1{,}2\cdot0{,}3\,\frac{33{,}7-5}{60-5}\,(150-70)=15°С,$$

где $t'''_п=\tau'''_{2,0}-8=41{,}7-8=33{,}7°С$.

Перепад температур сетевой воды в верхней ступени при $t'''_в$ по формуле (IV.75)

$$\delta'''_1=\delta-\delta'''_2=28{,}8-15=13{,}8°С.$$

По формулам (IV.77) и (IV.78) температуры сетевой воды в подающем и обратном трубопроводах

$$\tau'''_1=70+13{,}8=83{,}8°С;\quad \tau'''_2=41{,}7-15=26{,}7°С.$$

Полученные данные нанесем на график рис. IV.15.

В диапазоне II максимальный перепад температур воды в нижней ступени *I* подогревателя будет при $t_{р.о}$. Найдем его по формуле (IV.76)

$$\delta_2=15\,\frac{70-5}{41{,}7-5}=26{,}6°С,$$

где $\tau_{2,o}$ при $t_{р.о}$ принимают по отопительному графику равным 70°С.

Соответственно найдем: $\delta_1 = 28{,}8 - 26{,}6 = 2{,}2°$ С; $\tau_1' = 150 + 2{,}2 = 152{,}2°$С; $\tau_2' = 70 - 26{,}6 = 43{,}4°$С.

Повышенный температурный график, построенный по этим данным, приведен на рис. IV. 15.

§ IV.7. РЕГУЛИРОВАНИЕ ОТКРЫТЫХ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

В открытых системах теплоснабжения разбор воды на горячее водоснабжение осуществляется в зависимости от температуры воды в сети. При температуре воды в подающем трубопроводе, равной 60°С, водоразбор ведется только из подающей линии. С повышением температуры сетевой воды ($\tau_1 > 60$°С) водоразбор осуществляется одновременно из обоих трубопроводов в таком соотношении, чтобы температура воды, поступающей на горячее водоснабжение, была равна 60°С. В холодный период отопительного сезона при $\tau_{2.o} \geqslant 60$°С разбор воды происходит только из обратной магистрали. Для смешения воды в абонентских узлах ввода предусматривается установка

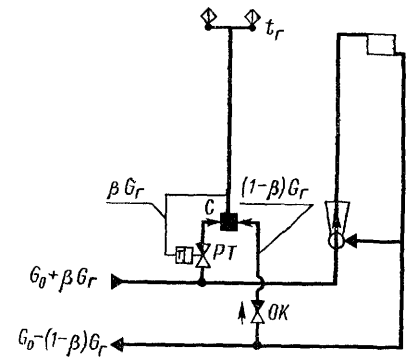


Рис. IV.17. Схема абонентского ввода в открытых системах теплоснабжения при центральном качественном регулировании по отопительной нагрузке: С — смеситель; ОК — обратный клапан

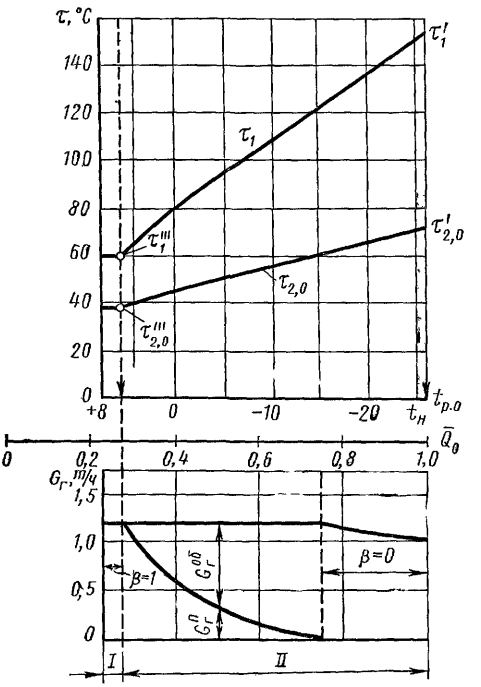


Рис. IV.18. Графики температур и расхода воды на горячее водоснабжение при центральном качественном регулировании открытых систем по отопительной нагрузке

терморегуляторов (рис. IV.17). Изменение места и величины водоразбора существенно влияет на гидравлический и тепловой режимы системы теплоснабжения.

Выбор метода центрального регулирования производится в зависимости от соотношения тепловых нагрузок горячего водоснабжения и отопления, а также схемы абонентского узла ввода. Центральное качественное регулирование по отопительной нагруз-

ке применяется при отношении $Q_{ср\,г}/Q_o' < 0{,}15$ и присоединении систем отопления и горячего водоснабжения к тепловой сети по принципу несвязанного регулирования (рис. IV.17). В этом случае расход воды на отопление поддерживается регулятором расхода PP и не зависит от нагрузки горячего водоснабжения.

Температура сетевой воды в подающем и обратном трубопроводах изменяется по графику качественного регулирования отопительной нагрузки при минимально допустимой температуре воды в подающей магистрали $\tau_1'' = 60°C$ (рис. IV.18).

Расчетный расход воды на горячее водоснабжение определяется по формуле

$$G_г = 3600 \frac{Q_г}{c(t_г - t_х)}. \qquad (IV.79)$$

Величина водоразбора из подающей линии $G_г^п$ и из обратной $G_г^{об}$ равна:

$$G_г^п = \beta G_г; \qquad (IV.80)$$

$$G_г^{об} = (1 - \beta) G_г, \qquad (IV.81)$$

где β — доля водоразбора из подающего трубопровода.

Из уравнения теплового баланса узла смешения горячего водоснабжения $G_г t_г = G_г^п \tau_1 + G_г^{об} \tau_{2,o}$ и равенств (IV.80), (IV.81) получим

$$\beta = \frac{t_г - \tau_{2,o}}{\tau_1 - \tau_{2,o}}. \qquad (IV\ 82)$$

В течение отопительного сезона доля водоразбора из подающей магистрали изменяется в пределах $0 \leqslant \beta \leqslant 1$ (рис. IV.18). В холодный период отопительного сезона при температуре обратной воды $\tau_{2,o} > 60°C$ расход воды на горячее водоснабжение снижается пропорционально отношению $(t_г - t_х)/(\tau_{2,o} - t_х)$.

В этом диапазоне расход сетевой воды на горячее водоснабжение равен:

$$G_г = 3600 \frac{Q_г}{c(\tau_{2,o} - t_х)}. \qquad (IV.83)$$

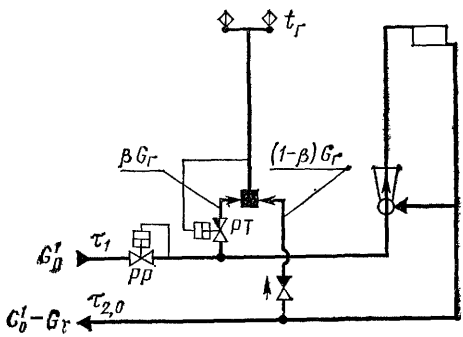


Рис. IV.19. Схема абонентского ввода в открытых системах теплоснабжения при центральном качественном регулировании по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения

При суммарном среднечасовом расходе тепла на горячее водоснабжение более 15% расчетного часового расхода тепла на отопление $(Q_{ср.г}/Q_o' > 0{,}15)$ регулирование открытых систем производится по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения качественным или качественно-количественным методом.

Центральное качественное регулирование по совместной нагрузке (скорректированный температурный график) применяют при соотношении тепло-

вых нагрузок у большинства потребителей в пределах $0{,}15 \leqslant Q_{ср.г}/Q_o' \leqslant 0{,}3$. Регуляторы расхода в абонентских узлах ввода устанавливают перед ответвлением на горячее водоснабжение (рис. IV.19); они поддерживают постоянный расход воды, равный расчетному на отопление. Водоразбор из подающей линии уменьшает поступление сетевой воды в систему отопления. Небаланс тепла на отопление компенсируется некоторым повышением температуры в подающем трубопроводе по сравнению с отопительным графиком. При этом методе регулирования строительные конструкции здания могут быть использованы в качестве аккумулятора тепла, выравнивающего неравномерности суточного графика теплопотребления.

Для сохранения суточного баланса тепла на отопление основной расчет проводится по балансовой нагрузке горячего водоснабжения $Q_г^б = \chi^б Q_{ср.г}$ с балансовым коэффициентом, равным $\chi^б = 1{,}1$.

Расход воды на отопление при любой температуре наружного воздуха и балансовой нагрузке горячего водоснабжения определяют из уравнения теплового баланса системы отопления с учетом водоразбора на горячее водоснабжение:

$$Q_o = (G_o' - \beta G_г)\, c\, (\tau_1 - \tau_{2,o}), \qquad \text{(IV.84)}$$

где G_o' — расчетный расход воды на отопление, кг/с.

Подставив значение β из выражения (IV.82) и разделив равенство (IV.84) на величину расчетного расхода на отопление G_o', найдем относительный расход воды по

$$\overline{G}_o = 1 - \frac{t_г - \tau_{2,o}}{\tau_1 - \tau_{2,o}} \frac{G_г}{G_o'}. \qquad \text{(IV 85)}$$

Заменив в равенстве (IV.85) величину $\tau_{2,o}$ ее значением по формуле (IV.39), после алгебраических преобразований получим

$$\overline{G}_o = \frac{1 - 0{,}5\rho^б \dfrac{\Theta'}{t_г - t_х}}{1 + \dfrac{t_г - t_в}{t_г - t_х} \dfrac{\rho^б}{\overline{Q}_o} - \dfrac{\Delta t_o'}{t_г - t_х} \dfrac{\rho^б}{\overline{Q}_o^{0,2}}}, \qquad \text{(IV.86)}$$

где $\rho^б = Q_г^б / Q_o'$.

Температуру воды в подающем и обратном трубопроводах определяют по формулам

$$\tau_1 = t_в + \frac{\overline{Q}_o}{\overline{G}_o}\left(\delta\tau_o' + \Delta t_o' \frac{\overline{G}_o}{\overline{Q}_o^{0,2}} - 0{,}5\Theta'\right); \qquad \text{(IV.87)}$$

$$\tau_{2,o} = t_в + \frac{\overline{Q}_o}{\overline{G}_o}\left(\Delta t_o' \frac{\overline{G}_o}{\overline{Q}_o^{0,2}} - 0{,}5\Theta'\right). \qquad \text{(IV.88)}$$

На рис. IV.20 показан скорректированный график температур воды и изменение расхода воды на отопление. При температуре

обратной воды $\tau_{2,o} \geqslant 60°C$ водоразбор осуществляется только из обратной магистрали. На этом диапазоне в систему отопления поступает расчетный расход воды $\bar{G}_o = 1$, вследствие чего скорректированный график соответствует отопительному.

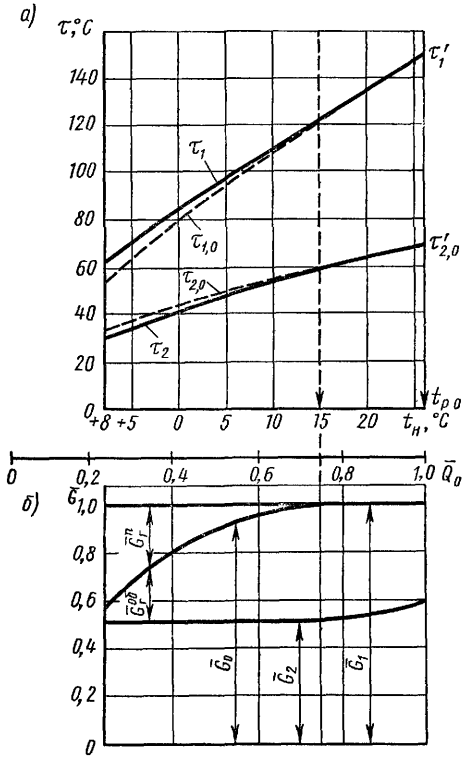


Рис. IV.20. Графики центрального качественного регулирования открытых систем теплоснабжения по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения:

а — скорректированный график температур; *б* — распределение относительного расхода воды между системами отопления и горячего водоснабжения; $\bar{G}_1 = G_1/G'$ — относительный расход сетевой воды в подающем трубопроводе; $\bar{G}_2 = G_2/G_o'$ — то же, в обратном трубопроводе; $\bar{G}_г^{п} = G_г^{п}/G_o'$ — относительный расход сетевой воды на горячее водоснабжение из подающего трубопровода; $\bar{G}_г^{об} = G_г^{o}/G_o'$ — относительный расход горячей воды из обратной линии

Пример 5. Построить скорректированный температурный график для открытой системы теплоснабжения и определить распределение расхода воды на вводе между отоплением и горячим водоснабжением для типового абонента с соотношением нагрузок $Q_{ср.г}/Q_o' = 0,3$.

Исходные данные: $t_{р.о} = -26°C$; $t_в = 18°C$; $t_г = 60°C$; $t_х = 5°C$; $\tau'_{1,o} = 150°$; $\tau'_{2,o} = 70°C$; $\tau'_3 = 95°C$; $\chi^б = 1,1$. Расчетные расходы тепла на отопление $Q_o' = 185$ кВт; на горячее водоснабжение $Q_{ср.г} = 55,5$ кВт.

Решение. Предварительно построим отопительный график, который на рис. IV.20 показан пунктирными линиями. Как видно из графика, при $t_н = -15°C$ температура обратной воды достигает $\tau_{2,o} = 60°C$.

В диапазоне температур от $t_н = -15°C$ до $t_{р.о} = -26°C$ водоразбор ведется только из обратного трубопровода ($\bar{Q}_o = 1$), а температуры сетевой воды соответствуют отопительному графику; $\bar{G}_o = 1$.

В диапазоне температур наружного воздуха от $t_н = 8°C$ до $t_н = -15°C$ изменение относительного расхода воды на отопление определяется по формуле (IV.86). Предварительно найдем ряд величин, входящих в уравнение (IV.86)—(IV.88):

$$\rho^б = \frac{Q_г^б}{Q_o'} = \chi^б \frac{Q_{ср.г}}{Q_o'} = 1,1 \frac{55,5}{185} = 0,33;$$

$$\Theta' = \tau'_3 - \tau'_{2,o} = 95 - 70 = 25°C;$$

$$\Delta t_o' = \frac{\tau'_3 + \tau'_{2,o}}{2} - t_в = \frac{95+70}{2} - 18 = 64,5°C;$$

$$\delta\tau_o' = \tau'_{1,o} - \tau'_{2,o} = 150 - 70 = 80°C.$$

Определим относительный расход воды на отопление при $t_н = +8°C$ ($\bar{Q}_o = 0,228$):

$$\overline{G}_o=\frac{1-0{,}5\cdot0{,}33\dfrac{25}{60-5}}{1+\dfrac{60-18}{60-5}\dfrac{0{,}33}{0{,}228}-\dfrac{64{,}5}{60-5}\dfrac{0{,}33}{0{,}228^{0,2}}}=0{,}585.$$

Температуру воды в подающем и обратном трубопроводах находим по формулам (IV.87) и (IV.88):

$$\tau_1=18+\frac{0{,}228}{0{,}585}\left(80+64{,}5\frac{0{,}585}{0{,}228^{0,2}}-0{,}5\cdot25\right)=63{,}8°C;$$

$$\tau_{2,o}=18+\frac{0{,}228}{0{,}585}\left(64{,}5\frac{0{,}585}{0{,}228^{0,2}}-0{,}5\cdot25\right)=32{,}9°C.$$

Данные аналогичных расчетов при других температурах наружного воздуха сведены в табл. IV.1.

По полученным данным построены графики на рис. IV.20.

Таблица IV.1. **Расчет скорректированного графика (к примеру 5)**

Температура воздуха $t_н$, °С	Относительный расход: тепла $\overline{Q}_o$	Относительный расход: воды $\overline{G}_o$	Температура воды, °С: τ_1	Температура воды, °С: $\tau_{2,o}$	Доля водоразбора из подающей линии β	Расход воды, т/ч: на отопление G_o	на горячее водоснабжение: общий расход $G_г$	на горячее водоснабжение: из подающего трубопровода $\beta G_г$	на горячее водоснабжение: из обратного трубопровода $(1-\beta)G_г$	на вводе: в подающем G_1	на вводе: в обратном G_2
+8	0,228	0,585	63,8	32,9	0,875	1,16	0,95	0,83	0,12	1,99	1,04
−4	0,5	0,88	90,1	47,9	0,286	1,72	0,95	0,27	0,68	1,99	1,04
−15	0,75	1,0	120	60	0	1,99	0,95	0	0,95	1,99	1,04
−17,2	0,8	1,0	126	62	0	1,99	0,9	0	0,9	1,99	1,1
−26	1,0	1,0	150	70	0	1,99	0,81	0	0,81	1,99	1,18

Найдем распределение расхода воды на вводе между отоплением и горячим водоснабжением.

Расчетный расход сетевой воды на отопление по формуле (IV.31)

$$G'_o=\frac{185\cdot3600}{4{,}19(150-70)}=1990 \text{ кг/ч}.$$

Расходы сетевой воды на горячее водоснабжение при $\tau_{2,o}\leqslant60°C$ и $Q_р^б$

$$G_г=\frac{1{,}1\cdot55{,}5\cdot3600}{4{,}19(60-5)}=950 \text{ кг/ч},$$

при $t_{р.о}=-26°C$ и $\tau_{2,o}=70°C$

$$G_г=\frac{1{,}1\cdot55{,}5\cdot3600}{4{,}19(70-5)}=810 \text{ кг/ч}.$$

Долю водоразбора сетевой воды на горячее водоснабжение из подающей линии определяем по формуле (IV.82).

При $t_н=+8°C$

$$\beta=\frac{60-32{,}9}{63{,}8-32{,}9}=0{,}875.$$

Расход сетевой воды на горячее водоснабжение из подающей линии при этой наружной температуре воздуха найдем по формуле (IV.80)

$$G_г^п = 0{,}875 \cdot 950 = 830 \text{ кг/ч} \quad \text{или} \quad \bar{G}_г^п = G_г^п / G_o' = 830/1990 = 0{,}417,$$

а из обратной — по формуле (IV.81):

$$G_г^{об} = 950\,(1 - 0{,}875) = 120 \text{ кг/ч} \quad \text{или} \quad \bar{G}_г^{об} = G_г^{об} / G_o' = 120/1990 = 0{,}06.$$

Расход сетевой воды в обратном трубопроводе на выходе из теплового пункта абонентского ввода в интервале температур +8—(—15)°С составляет:

$$G_2 = G_o' - G_г = 1990 - 950 = 1040 \text{ кг/ч} \quad \text{или} \quad \bar{G}_2 = G_2 / G_o' = 1040/1990 = 0{,}525.$$

Расчет расходов сетевой воды при других наружных температурах воздуха проводится аналогично.

Расход сетевой воды в обратном трубопроводе на выходе из теплового пункта абонентского ввода при наружной температуре воздуха $t_{р.о} = -26$°С

$$G_2 = G_o - G_г = 1990 - 810 = 1180 \text{ кг/ч} \quad \text{или} \quad \bar{G}_2 = G_г / G_o' = 1180/1990 = 0{,}595.$$

Данные расчетов приведены на рис. IV.20.

Качественно-количественное регулирование по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения осуществляется двумя методами: искусственным изменением давления и при свободном располагаемом давлении на коллекторах ТЭЦ.

Регулирование изменением давления в открытых системах применяется относительно редко, так как область использования этого метода ограничена небольшой нагрузкой горячего водоснабжения $Q_г/Q_o' \leqslant 0{,}1$.

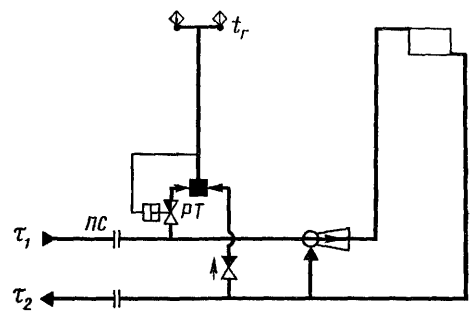


Рис IV 21 Схема абонентского ввода при открытой системе теплоснабжения и центральном качественно-количественном регулировании по суммарной нагрузке отопления и горячего водоснабжения

ПС — постоянное гидравлическое сопротивление

Качественно - количественное регулирование при свободном располагаемом давлении на коллекторах станции применяется при отношении тепловых нагрузок у типового абонента в пределах $0{,}3 > Q_{ср\,г}/Q_o' > 0{,}1$

Принципиальная схема узла ввода показана на рис. IV.21. Диафрагмы на подающем и обратном трубопроводах устанавливаются при начальной регулировке сети Это осуществляется при выключенной нагрузке горячего водоснабжения. Подбором соответствующих диаметров диафрагм обеспечиваются одинаковые давления в подающей и обратной линиях во всех абонентских вводах. В этих условиях расход воды у однотипных абонентов изменяется по одному закону.

Расчет графиков производится по методике Соколова. Относительный эквивалент расхода сетевой воды на отопление в зависимости от расхода тепла на отопление и горячее водоснабжение рассчитывают по формуле

$$\overline{W}_0=\overline{G}_0=\frac{1}{\sqrt{\overline{S}_1(1+\psi_1)^2+\overline{S}_э+\overline{S}_2(1-\psi_2)^2}}, \qquad \text{(IV.89)}$$

где $\overline{S}_1$, $\overline{S}_э$, $\overline{S}_2$ — относительные гидравлические характеристики соответственно подающей линии, элеватора и обратной линии;

$$\psi_1=\frac{Q_г}{Q_0'(t_г-t_х)}\left(\frac{t_г-t_в}{\overline{Q}_0}-\frac{\Delta t_0'}{\overline{Q}_0^{0,2}}+\frac{0,5}{1+u}\frac{\delta\tau_0'}{\overline{W}_0}\right);$$

$$\psi_2=\frac{Q_г}{Q_0'(t_г-t_х)}\left(\frac{\Delta t_0'}{\overline{Q}_0^{0,2}}+\frac{0,5+u}{1+u}\frac{\delta\tau_0'}{\overline{W}_0}-\frac{t_г-t_в}{\overline{Q}_0}\right).$$

Температуры сетевой воды в подающем и обратном трубопроводах рассчитывают по формулам

$$\tau_1=t_в+\delta\tau_0'\left(\frac{0,5+u}{1+u}+\frac{\Delta t_0'}{\delta\tau_0'}\frac{\overline{W}_0}{\overline{Q}_0^{0,2}}\right)\frac{\overline{Q}_0}{\overline{W}_0}; \qquad \text{(IV.90)}$$

$$\tau_{2,0}=t_в+\delta\tau_0'\left(\frac{\Delta t_0'}{\delta\tau_0'}\frac{\overline{W}_0}{\overline{Q}_0^{0,2}}-\frac{0,5}{1+u}\right)\frac{\overline{Q}_0}{\overline{W}_0}. \qquad \text{(IV.91)}$$

Относительные эквиваленты расхода воды в подающей и обратной линиях определяют по формулам

$$\overline{W}_1=\overline{W}_0+\beta\frac{W_г}{W_0'}=\overline{W}_0+\beta\frac{Q_г}{Q_0'}\frac{\delta\tau_0'}{t_г-t_х}; \qquad \text{(IV.92)}$$

$$\overline{W}_2=\overline{W}_0-(1-\beta)\frac{W_г}{W_0'}, \qquad \text{(IV.93)}$$

где $W_г$ — эквивалент расхода воды на горячее водоснабжение. Графики регулирования показаны на рис. IV.22.

При водоразборе из обратной магистрали расход воды на отопление превышает расчетную величину ($\overline{W}_0>1$). Для сохранения баланса тепла на отопление температура сетевой воды в подающем трубопроводе на этом диапазоне регулирования несколько ниже отопительного графика. Водоразбор из подающей магистрали сокращает поступление воды в отопительную установку ($\overline{W}_0<1$), в связи с чем температура в подающем трубопроводе должна быть выше, чем при регулировании по отопительному графику.

§ IV.8. ГРАФИКИ СУММАРНОГО РАСХОДА ВОДЫ

Расход воды в тепловых сетях зависит от величины и характера тепловой нагрузки, схем абонентских узлов ввода и принятого метода регулирования.

В **закрытых системах** расходы воды в подающем и обратном трубопроводах одинаковы. При регулировании по отопительной на-

грузке общий расход сетевой воды определяется суммой расходов для всех видов теплопотребления.

На рис. IV.23 приведен график суммарного расхода воды при параллельной схеме включения подогревателей горячего водоснабжения. Максимальный расчетный расход имеет место при температуре наружного воздуха $t_н''$ в точке излома температурного графика

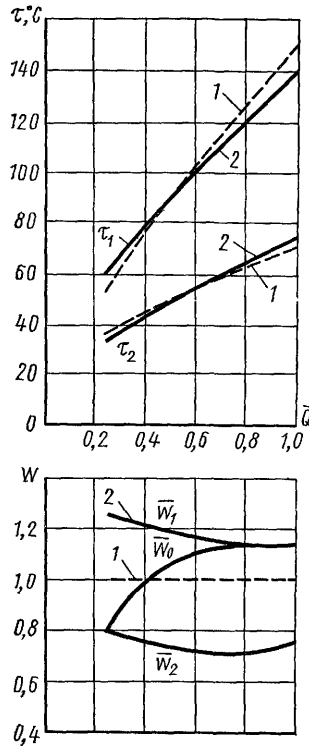


Рис IV 22 Графики центрального качественно-количественного регулирования открытых систем теплоснабжения по суммарной нагрузке отопления и горячего водоснабжения при свободном располагаемом давлении на коллекторах станции

1 — качественное регулирование, *2* — качественно - количественное регулирование

$$G_р = G_о' + G_в'' + G_г''', \qquad (IV.94)$$

где $G_о'$, $G_в''$, $G_г'''$ — расчетные расходы сетевой воды соответственно на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение.

В течение отопительного сезона суммарный расход воды уменьшается из-за местного количественного регулирования систем вентиляции и горячего водоснабжения. Изменение расхода воды приводит к изменениям давления в узловых точках сети и к изменению гидравлического режима системы.

Применение двухступенчатых схем включения водоподогревателей позволяет снизить расчетный расход воды благодаря более полному использованию тепла обратной воды. Дальнейшее снижение расхода воды достигается при регулировании по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения. При этом методе регулирования не предусматривается подача дополнительного расхода сетевой воды на горячее водоснабжение. Расчетный расход воды определяется по формуле

$$G_р = G_о' + G_в''. \qquad (IV\ 95)$$

График суммарного расхода воды в **открытой системе** теплоснабжения показан на рис. IV.24.

Общий расход в подающем трубопроводе равен сумме расходов воды для всех видов теплоснабжения

$$\Sigma G_п = G_о + G_в + \beta G_г. \qquad (IV.96)$$

Расход в обратной магистрали меньше расхода в подающей линии на величину водоразбора

$$\Sigma G_{об} = G_о + G_в - (1-\beta) G_г. \qquad (IV.97)$$

Максимальный расход, как и в закрытой системе, имеет место при температуре наружного воздуха, соответствующей точке изло-

ма температурного графика $t''_н$. С понижением температуры наружного воздуха расход воды уменьшается за счет роста водоразбора из обратной магистрали и местного количественного регулирования вентиляционной нагрузки.

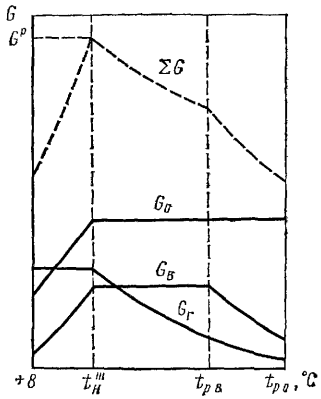


Рис. IV.23. График суммарного расхода сетевой воды в закрытых водяных системах

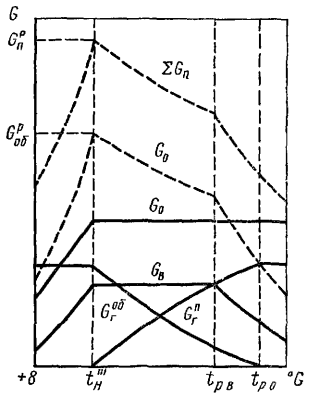


Рис. IV 24. График суммарного расхода сетевой воды в открытых водяных системах

Водоразбор из подающей магистрали увеличивает расход воды в трубопроводах, в то время как при водоразборе из обратной линии расход в сети уменьшается. Расчетный расход воды для выбора диаметров магистральных и распределительных трубопроводов при регулировании по отопительной нагрузке определяется по формуле

$$G_п = G_{об} = G'_о + G''_в + 0{,}6G_{ср.г}. \qquad (IV.98)$$

При регулировании по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения расчетный расход сетевой воды определяют без учета нагрузки горячего водоснабжения по формуле (IV.95).

ГЛАВА V

ТЕПЛОВЫЕ ПУНКТЫ

Тепловые пункты представляют собой узлы подключения потребителей тепловой энергии к тепловым сетям и предназначены для подготовки теплоносителя, регулирования его параметров перед подачей в местные системы, а также для учета потребления тепла. От слаженной работы многочисленных тепловых пунктов зависят нормальное функционирование и технико-экономические показатели всей системы централизованного теплоснабжения.

Из-за неправильной наладки и работы тепловых пунктов возможно нарушение подачи тепла и даже ее прекращение, особенно к концевым потребителям. В связи с этим выбор схемы и оборудования тепловых пунктов в зависимости от вида, параметров теплоносителя и назначения местных установок является важнейшим этапом проектирования. Тепловые пункты подразделяются на местные и центральные.

§ V.1. МЕСТНЫЕ ТЕПЛОВЫЕ ПУНКТЫ

Местные тепловые пункты (МТП) сооружаются для отдельных зданий. Схема МТП зависит от присоединенной тепловой нагрузки (например, только отопление, или отопление с вентиляцией, или отопление, вентиляция и горячее водоснабжение). Пример МТП с одной отопительной нагрузкой приведен на рис. V.1. Две пары задвижек *1* и *7* служат для отключения теплового пункта от тепловых сетей и местной системы отопления от теплового пункта для независимых гидравлических испытаний сети, теплового пункта и отопительной системы. Наличие водосчетчика позволяет производить учет расхода сетевой воды. Грязевики предназначены для защиты отопительной системы и водомера от зашламления. При недостаточных давлениях воды в обратной линии, вызывающих опорожнение отопительных приборов, может быть предусмотрена установка регулятора *10* давления «до себя». Для контроля за давлением и температурой воды устанавливают манометры и термометры.

Типовая схема МТП имеет несколько разновидностей в зависимости от частных условий. Например, при недостаточном располагаемом напоре на вводе применяют насосы на перемычке или на подающей линии. Такие тепловые пункты используют в жилых и общественных зданиях без централизованного горячего водоснабжения.

Типовые схемы МТП с централизованным горячим водоснабжением (рис. V.2) имеют дополнительные элементы — подогреватели горячего водоснабжения и циркуляционные насосы. Соответ-

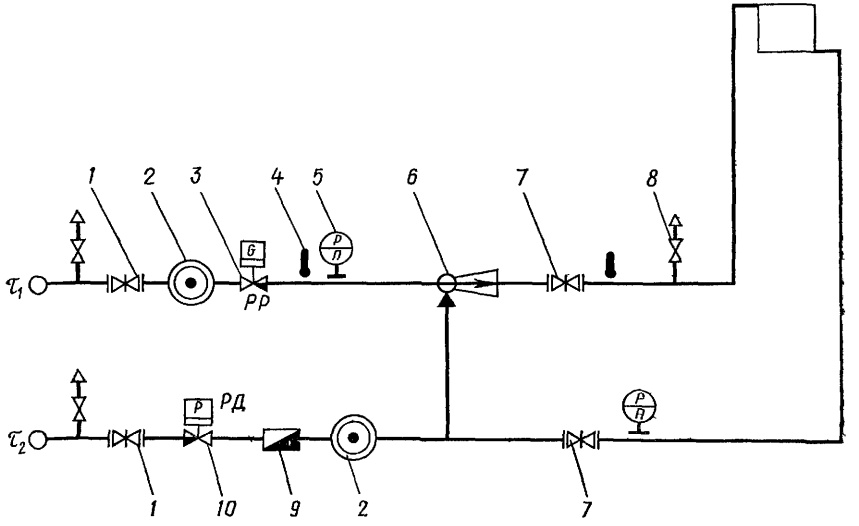


Рис. V.1. Схема местного теплового пункта с зависимым присоединением отопительной системы:

1 — задвижки, отделяющие тепловой пункт от наружной тепловой сети; *2* — грязевик; *3* — регулятор расхода; *4* — термометр; *5* — манометр; *6* — элеватор, *7* — задвижки отделяющие тепловой пункт от отопительной системы; *8* — продувочный вентиль, *9* — водомер; *10* — регулятор давления «до себя»

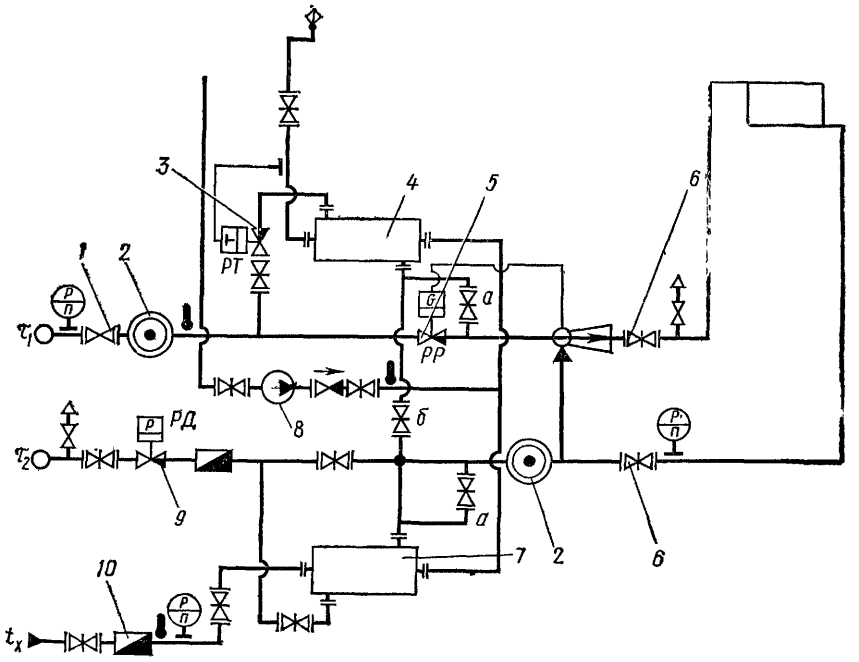


Рис. V 2. Схема местного теплового пункта с двухступенчатым подогревателем горячего водоснабжения и зависимым присоединением отопительной системы:

1 — задвижки, отделяющие тепловой пункт от сети; *2* — грязевик; *3* — регулятор температуры; *4* — подогреватель ступени *II*; *5* — регулятор расхода; *6* — задвижки, отделяющие тепловой пункт от отопительной системы; *7* — подогреватель ступени *I*; *8* — циркуляционный насос; *9* — регулятор подпора; *10* — водомер

ствующие переключения запорной арматуры *а* и *б* обеспечивают работу подогревателей по последовательной и смешанной схемам.

Типовая схема МТП при открытой системе теплоснабжения показана на рис. V.3. В смеситель *1* подается сетевая вода из подающей и обратной линий.

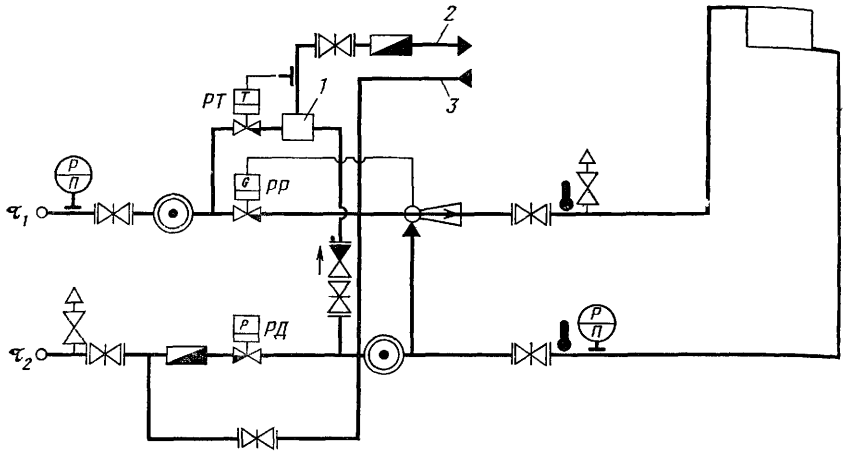


Рис. V 3 Схема местного теплового пункта при открытой системе теплоснабжения·

1 — смеситель горячего водоснабжения; *2* — разводящая линия, *3* — циркуляционная линия

МТП сооружают в подвальных помещениях теплофицируемых зданий. Если в МТП предусматривается установка циркуляционных или других насосов, то они должны проектироваться в выносных помещениях, например в пристройке к техническому подполью здания, что значительно удорожает строительную часть.

§ V.2. ЦЕНТРАЛЬНЫЕ ТЕПЛОВЫЕ ПУНКТЫ

Сооружение центральных тепловых пунктов (ЦТП) позволило объединить установки горячего водоснабжения, что дало такие преимущества перед МТП, как возможность снижения давления в тепловых сетях после ЦТП, освобождения значительного числа обслуживающего персонала и улучшения качества обслуживания, сокращения количества автоматических регуляторов, применения антикоррозионных установок. ЦТП устраивают для нескольких зданий, квартала или микрорайона, что позволяет вынести циркуляционные насосы систем горячего водоснабжения и весь узел приготовления горячей воды из подвалов домов в отдельно стоящее здание. Отопительные системы в каждом здании присоединяют к квартальной сети через элеваторы или через групповые водонагреватели.

Для закрытых систем теплоснабжения кварталов города Мос-

проектом разработаны типовые схемы ЦТП, одна из них приведена на рис. V.4. В ЦТП устанавливают насосы, обеспечивающие циркуляцию воды в местных системах отопления и горячего водоснабжения. Подогреватели горячего водоснабжения могут работать по двухступенчатой последовательной схеме (задвижка *а* закрыта, задвижка *б* открыта) или по двухступенчатой смешанной схеме (при открытой задвижке *а* и закрытой задвижке *б* сетевая вода из подогревателей II ступени поступает в обратную линию после отопительной системы квартала). Для защиты трубопроводов и оборудования от коррозии устанавливают доломитовые (магномассовые) фильтры.

ЦТП открытых систем теплоснабжения (рис. V.5) при высокой (более 105°С) температуре воды в подающем трубопроводе должны оборудоваться подмешивающими насосами, которые применяются также для регулирования гидравлического режима в квартале. Учет водоразбора в квартале производят по расходомерным диафрагмам на ЦТП. На обратных линиях квартальных теплопроводов устанавливают термометры для контроля за температурой возвращаемой воды. Расчетный гидравлический режим обеспечивается настройкой регулятора давления и клапана *2*. По одной трубе из ЦТП подается вода на отопление, по другой — на горячее водоснабжение.

В крупных тепловых сетях насчитывается несколько ЦТП. С увеличением их числа регулирование режимов отпуска тепла усложняется, при этом возрастают эксплуатационные расходы. Экономически выгодная мощность ЦТП окончательно не установлена, но ориентировочно считают, что тепловая мощность ЦТП менее 7—11 МВт малоэффективна. ЦТП сооружаются в отдельных зданиях или пристройках к теплофицируемым зданиям. Размеры помещений определяются габаритами и количеством установленного оборудования.

Для выбора схемы ЦТП необходимо выполнить технико-экономические расчеты, сопоставив их с соответствующими расчетами схемы МТП. Такой детальный расчет был произведен институтами «Моспроект-1» и МИСИ на примере застройки новых микрорайонов. По капиталовложениям на сооружение помещений, оборудование, монтаж и прокладку сетей вариант с ЦТП получился экономичнее, причем основную часть дополнительных капиталовложений в варианте с МТП составляет сооружение помещений насосных. Размещение подогревательных установок местного горячего водоснабжения в технических подпольях или в существующих подвалах зданий дает практически равные капиталовложения по вариантам. Принципиально отличными факторами при сравнении вариантов по капиталовложениям являются: дополнительный расход оцинкованных труб для горячего водоснабжения от ЦТП и увеличение числа секций подогревателей горячей воды в МТП.

При подсчете эксплуатационных затрат преимущества в обслуживании систем с ЦТП бесспорны, так как сокращается коли-

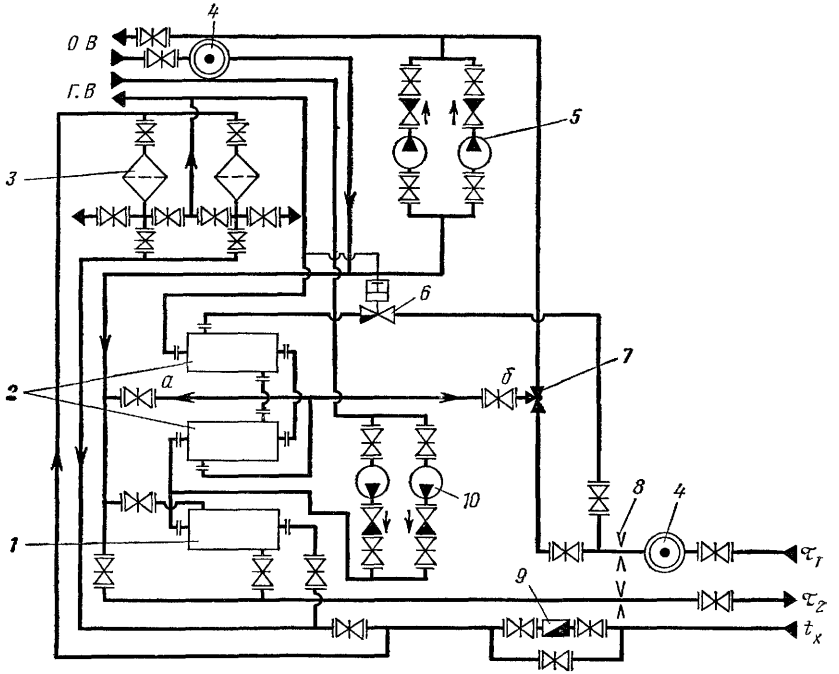


Рис. V.4. Схема ЦТП квартала города при закрытой системе теплоснабжения:

1 — подогреватель ступени *I*; *2* — подогреватели ступени *II*; *3* — доломитовые фильтры; *4* — грязевик; *5* — подмешивающие насосы; *6* — регулятор температуры; *7* — трехходовый клапан; *8* — расходомерные диафрагмы; *9* — водомер; *10* — циркуляционные насосы горячего водоснабжения

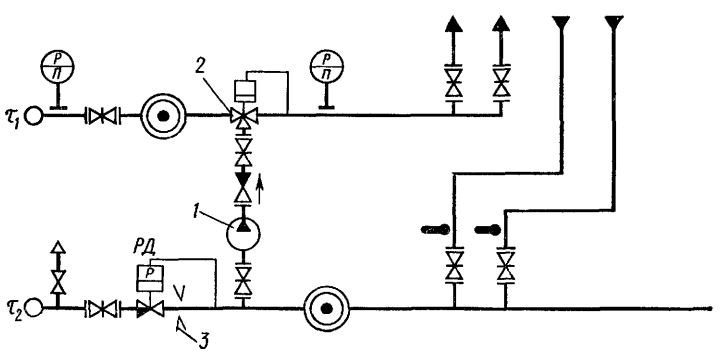


Рис. V 5. Схема ЦТП квартала города при открытой системе теплоснабжения:

1 — подмешивающий насос; *2* — двухходовый клапан; *3* — расходомерная диафрагма

чество обслуживаемого оборудования, хотя несколько и возрастают затраты на ремонт распределительных сетей.

ЦТП промышленных предприятий (рис. V.6) сооружаются на вводе магистральных тепловых сетей на промышленную площадку. Схемы присоединения ЦТП зависят от количества потребляе-

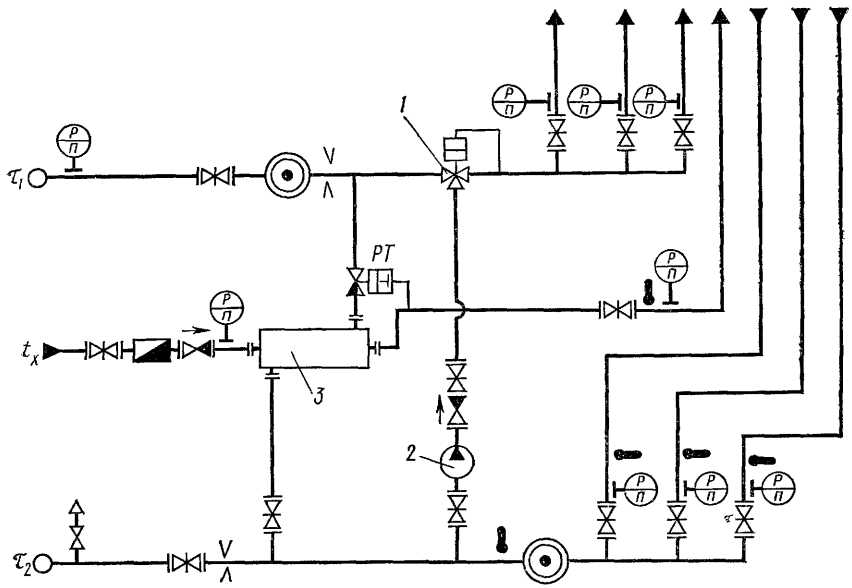


Рис. V.6. Схема ЦТП промышленного предприятия с водяным теплоносителем:

1 — трехходовый клапан; *2* — подмешивающий насос; *3* — подогреватель горячего водоснабжения

мой тепловой энергии, числа и параметров теплоносителей и режимов потребления тепловой энергии. ЦТП небольших предприятий, потребляющих тепловую энергию для целей отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, могут отличаться от ЦТП жилищно-коммунального сектора лишь установкой баков-аккумуляторов горячей воды при 10 и более душевых сетках.

От ЦТП промышленного предприятия тепловая энергия поступает по внутриплощадочным сетям в здания, цехи и сооружения, имеющие, как правило, свои подогревательные установки (вторичные тепловые пункты). При многочисленности цехов, расположенных на территории предприятия, не всегда удается организовать централизованный нагрев воды для горячего водоснабжения в одном пункте. Значительное число крупных предприятий имеют несколько вторичных ТП. В ЦТП рекомендуется устанавливать подмешивающие насосы, позволяющие создать автономный температурный режим для промышленного предприятия.

Под центральные тепловые пункты отводятся отдельные поме-

щения или самостоятельные здания. Вторичные тепловые пункты могут размещаться в производственных помещениях.

Часто теплоснабжение зданий в рабочих поселках, расположенных вблизи предприятий производится от одного источника тепловой энергии. Практика показала, что теплоснабжение поселков необходимо отделять от теплоснабжения предприятий, сооружая для них самостоятельные тепловые пункты.

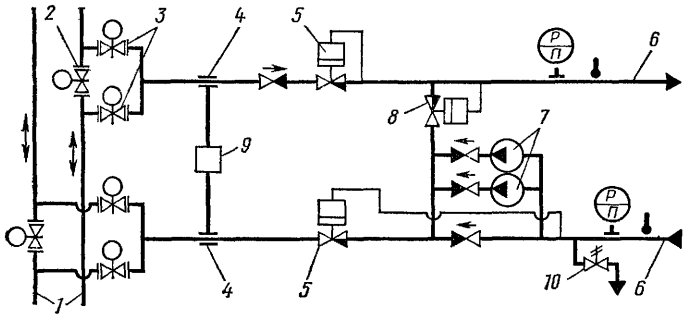


Рис V.7 Схема контрольно-распределительного пункта:

1 — тепловая магистраль; *2* — секционные задвижки, *3* — переключающие задвижки, *4* — индукционные расходомеры, *5* — регуляторы давления, *6* — распределительная тепловая сеть, *7* — центробежные насосы; *8* — регуляторы температуры с дистанционным задатчиком, *9* — реле утечки с телемеханизацией, *10* — сбросной предохранительный клапан

Контрольно-распределительные пункты (КРП). Усложнение схем и условий эксплуатации тепловых сетей потребовало повышения гибкости, маневренности и надежности теплоснабжения. Н. К. Громовым предложено отделять магистральные тепловые сети от распределительных с помощью КРП. На КРП возлагается управление гидравлическим и температурным режимами в распределительных сетях и перевод их на специальный режим в аварийных ситуациях. Тепловая нагрузка КРП может составлять 35—55 МВт, что соответствует присоединению 5—8 тыс. квартир с радиусом действия распределительных сетей до 1 км. В зависимости от количества присоединяемых зданий КРП можно разделить на три группы: индивидуальные (на 1 здание), групповые (на 5—10 зданий), районные (на 50—100 зданий). В КРП (рис. V.7) устанавливаются приборы контроля, автоматики и телемеханики. Необходимый режим давлений в распределительных сетях поддерживается насосами и регуляторами.

Автоматизация КРП позволяет: поддерживать постоянными давление в обратной магистрали и заданный перепад давлений в распределительной сети; отключать КРП от тепловой сети в случае небаланса расходов воды в подающей и обратной линиях закрытых систем; снижать температуру воды в распределительной сети; подавать сигнал в диспетчерский пункт о работе КРП. В крупных КРП арматура *2*, *3*, насосные установки и контроль-

но-измерительные приборы оборудуются дистанционным управлением и в некоторых случаях средствами оповещательного и исполнительного телеуправления с центрального или районного диспетчерского пульта.

§ V.3. ОБОРУДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПУНКТОВ

Перечень оборудования, установленного в тепловом пункте, зависит от схем подключения систем отопления и горячего водоснабжения, параметров теплоносителя, режимов потребления тепла и других факторов. Для присоединения систем отопления с расчетной температурой воды ниже температуры в подающем трубопроводе теплосети по зависимой схеме устанавливают элеваторы. Они просты и надежны в эксплуатации и обеспечивают постоянство коэффициента смешения при изменениях теплового и гидравлического режимов магистральных сетей.

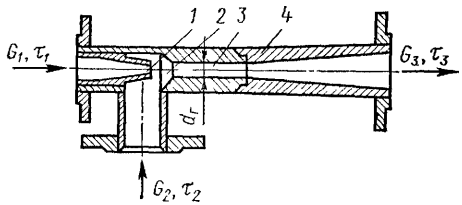


Рис. V.8. Элеватор стальной конструкции ВТИ Мосэнерго:
1 — сопло; *2* — предкамера; *3* — камера смешения; *4* — диффузор

Элеваторы выпускаются стандартных размеров. Водоструйные элеваторы Госсантехстроя и Центроэнергостроя имеют номера от 1 до 6. В настоящее время широкое распространение получили элеваторы типа ВТИ Мосэнерго (рис. V.8). Их выпускают стандартных размеров номерами от 1 до 7. Нумерация элеваторов производится по диаметру камеры смешения $d_г$ от 15 до 59 мм.

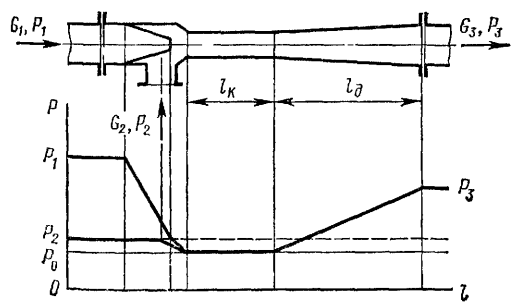


Рис. V.9. График давлений струйного элеватора

Принцип работы водоструйного элеватора заключается в использовании энергии воды подающей магистрали (рис. V.9). Рабочая вода с давлением P_1 на выходе из сопла приобретает значительную скорость, статическое давление ее становится меньше, чем давление в обратной магистрали P_2, в результате чего обратная вода подсасывается струей рабочей воды. В камере смешения скорость воды выравнивается, давление постоянно; в диффузоре скорость смешанного потока уменьшается по мере увеличения его сечения, а статическое давление увеличивается до $P_3 > P_2$.

Основной расчетной характеристикой для элеваторов является

коэффициент смешения (см. гл. IV). При подборе элеваторов коэффициент смешения принимается на 15% выше его расчетного значения с учетом возможности наладки присоединенной системы, т. е. $u=1{,}15\,u'$.

Диаметр горловины элеватора рассчитывают по формуле

$$d_г=0{,}874\sqrt{G_{пр}}, \tag{V.1}$$

где $G_{пр}$ — приведенный расход воды в системе отопления, кг/ч;

$$G_{пр}=\frac{G_3'}{\sqrt{h}}=\frac{3600\,Q_o'}{c\,(\tau_3'-\tau_{2,o}')\sqrt{h}}, \tag{V.2}$$

где h — расчетная потеря напора в местной отопительной системе, м; G_3' — расчетный расход смешанной воды, кг/ч.

Диаметр (мм) выходного отверстия сопла элеватора рассчитывают по формуле

$$d_c=\frac{10\,d_г}{\sqrt{\dfrac{0{,}78}{G_{пр}^2}(1+u)^2d_г^4+0{,}6\,(1+u)^2-0{,}4u^2}}. \tag{V.3}$$

Минимальный диаметр отверстия сопла во избежание его засорения принимают 4 мм, максимальный из условия сохранения толщины стенок сопла — не менее 1 мм. При подборе ближайший меньший диаметр сопла принимают с точностью до 0,5 мм. Подбор элеваторов можно производить по номограммам.

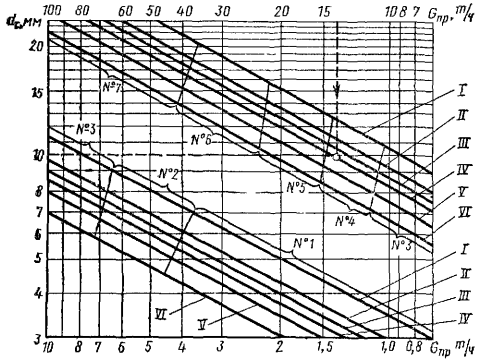


Рис. V.10. Номограмма для подбора элеватора:

№ 1—7 — номера элеваторов; диаметры горловины для: № 1 — $d_г$ =15 мм; № 2 — $d_г$ =20 мм; № 3 — $d_г$ =25 мм; № 4 — $d_г$ =30 мм; № 5 — $d_г$ =35 мм; № 6 — $d_г$ =47 мм; № 7 — $d_г$ =59 мм; *I* — для u=1,61; *II* — для u=2,07; *III* — для u=2,3; *IV* — для u=2,53; *V* — для u=2,875; *VI* — для u=3,45

Пример 1. Подобрать элеватор для условий $G_{пр}$=14 000 кг/ч, температуры воды τ_1'=150 °С; τ_3'= =95 °С; $\tau_{2,o}'$=70 °С.

Р е ш е н и е. Коэффициент смешения

$$u=1{,}15\,\frac{150-95}{95-70}=2{,}53.$$

Дальнейший ход решения показан пунктирными линиями на рис. V.10; выбираем элеватор №4 с диаметром сопла 10 мм и диаметром горловины 30 мм.

По расходу воды из подающего трубопровода G_1 и диаметру сопла определяют располагаемый напор, обеспечивающий нормальную работу элеватора:

$$H=0{,}64G_1^2/d_c^4. \tag{V.4}$$

Если располагаемый напор на абонентском вводе задан, то по этой формуле можно определить также диаметр сопла. Работа элеватора связана с большими потерями напора, объясняемыми его низким коэффициентом полезного действия. Действительно,

$$\eta_э = \frac{hG_3'}{HG_1'} = \frac{h}{H}(1+u'),$$

откуда

$$H = \frac{h}{\eta_э}(1+u'), \qquad (V.5)$$

где $\eta_э$ — КПД элеватора, $\eta_э = 0{,}2 \div 0{,}3$; G_1' — расчетный расход воды из подающего трубопровода, кг/ч.

Из условия бесшумной работы потери напора в соплах элеваторов не должны превышать 30 м; избыточные напоры перед элеваторами рекомендуется дросселировать шайбами.

Для предупреждения перерасходов тепла в отапливаемых помещениях в диапазоне наружных температур воздуха 8°С — $t_н'''$ необходима работа элеватора с переменным коэффициентом смешения. Этим целям отвечают элеваторы с регулируемым соплом, регулирующий орган которых выполнен в виде иглы переменного сечения, входящий в сопло. Увеличение коэффициента смешения обеспечивают и низконапорные бесшумные центробежные насосы, установленные на трубопроводах подмешиваемой воды.

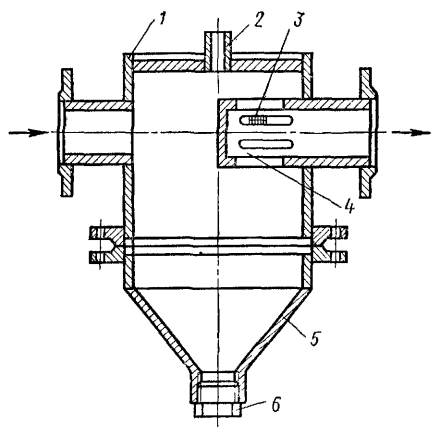


Рис. V 11. Грязевик:
1 — корпус; *2* — штуцер для манометра; *3* — сетка; *4* — фильтр; *5* — разъемное днище; *6* — болт

Подогреватели поверхностного типа устанавливают в тепловых пунктах систем теплоснабжения как для горячего водоснабжения, так и для систем отопления при присоединении их по независимой схеме. Конструкции таких подогревателей, а также другого оборудования для приготовления горячей воды рассмотрены ранее в гл. III.

Грязевики (рис. V.11) изготовляют из стальных труб диаметром в 2,5—3 раза больше диаметра входного патрубка. Большая разность сечений способствует резкому снижению скорости воды и выпадению из нее взвешенных частиц. В выходном патрубке вырезаны отверстия сечением примерно в 3—4 раза большим сечения патрубка, закрывающиеся сеткой с ячейками 1—2 мм. При значительном засорении сопротивление грязевика увеличивается в несколько раз. Для облегчения чистки днище делается разъемным. В период чистки грязевик должен отключаться от сети. На шту-

цере *2* может устанавливаться манометр для контроля давления в системе или вентиль для выпуска воздуха.

Насосы в тепловых пунктах применяют вместо элеваторов для повышения давления в подающем или снижении давления в обратном трубопроводах, а также для циркуляции воды в системах горячего водоснабжения или повышения давления водопроводной воды, используемой на горячее водоснабжение и для откачки конденсата.

Смесительные насосы подбирают по количеству подмешиваемой воды и гидравлическому сопротивлению отопительной системы. Насосы на подающем и обратном трубопроводах ввода подбираются по величине недостаточного или избыточного напора в местной установке. Производительность этих насосов принимается по расходу воды в системе. Конденсатные насосы рассчитывают на предполагаемый возврат конденсата. Потребный напор насоса выбирается по графику давления в конденсатопроводе.

§ V.4. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ВОДОВОДЯНЫХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

Целью теплового расчета подогревателя является определение расчетной поверхности нагрева, выбор номера и количества подогревателей.

Водоводяные подогреватели отопительных установок. В двухтрубных открытых и закрытых системах теплоснабжения подогреватели устанавливают при независимых схемах присоединения систем отопления к тепловым сетям (см. рис. IV.16), в однотрубных системах дальнего теплоснабжения — в тепловых пунктах для подогрева воды в разводящих сетях до необходимой температуры.

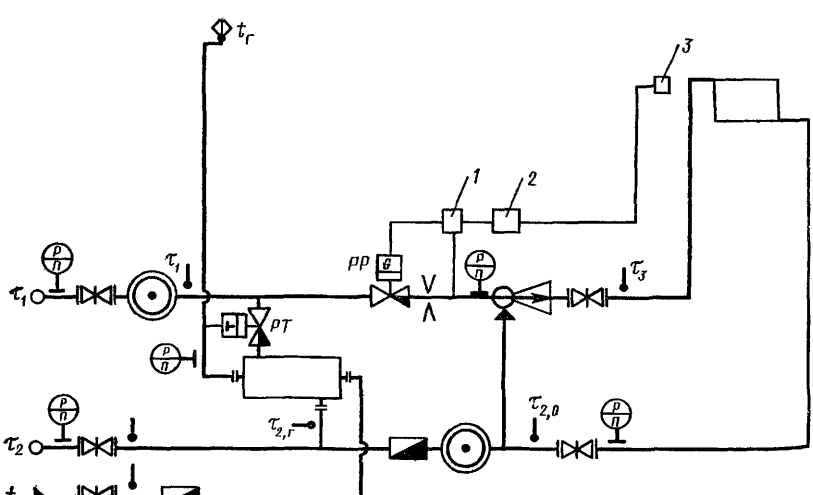


Рис. V.12. Схема теплового пункта с параллельным подключением подогревателя горячего водоснабжения:

1 — электрогидравлические реле; *2* — щиток; *3* — термореле местных пропусков

Поскольку центральное регулирование отпуска тепла осуществляется по преобладающей отопительной нагрузке, расчет подогревателей не вызывает затруднений.

Поверхность нагрева всех типов поверхностных подогревателей ($м^2$) определяется по формуле

$$F=Q_р \cdot 10^3/(k\,\Delta t_{ср}\mu), \qquad (V.6)$$

где $Q_р$ — расчетная тепловая нагрузка, кВт; k — коэффициент теплопередачи, $Вт/м^2 \cdot °С$; $\Delta t_{ср}$ — среднелогарифмическая разность температур в подогревателе, °С; μ — коэффициент, учитывающий накипь и загрязнение трубок, принимают по приложению 13.

Для отопительных подогревателей в качестве расчетной теплопроизводительности $Q_р$ принимают теплопроизводительность $Q_о'$, соответствующую температуре наружного воздуха $t_{р.о}$. Расчетные значения коэффициента теплопередачи определяют по формуле

$$k=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1}+\frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}}+\frac{1}{\alpha_2}}, \qquad (V.7)$$

где α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи между первичным и вторичным теплоносителями и стенкой трубы, $Вт/м^2 \cdot °С$; $\lambda_{ст}$ — коэффициент теплопроводности трубы, $Вт/м \cdot °С$; $\delta_{ст}$ — толщина стенки трубы, м.

Коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к стенке при турбулентном движении воды вдоль трубок (снаружи или внутри) определяют по формуле

$$\alpha=(1630+21t-0{,}041t^2)\frac{w^{0,8}}{d^{0,2}}, \qquad (V.8)$$

где t — средняя температура теплоносителя, °С; w — скорость теплоносителя, м/с; d — внутренний или наружный диаметр трубки или эквивалентный гидравлический диаметр межтрубного пространства, м.

Эквивалентный гидравлический диаметр (м) межтрубного пространства

$$d_э=\frac{D_в^2-nd_н^2}{D_в-nd_н}, \qquad (V.9)$$

где $D_в$ — внутренний диаметр корпуса водонагревателя, м; $d_н$ — наружный диаметр трубок, м; n — число трубок.

Так как коэффициенты теплоотдачи зависят от скоростей теплоносителей, то для определения коэффициента теплопередачи по формуле (V.8) необходимо вначале установить расходы греющей и нагреваемой воды (см. гл. IV).

Водоводяные подогреватели горячего водоснабжения. Подогреватели должны обеспечивать заданную теплопроизводительность при любых температурных режимах сетевой воды. Наиболее неблагоприятный режим соответствует точке излома температурного графика регулирования. Поэтому расчет подогревателей горячего водоснабжения при всех схемах подключения их к тепло-

вым сетям производится по параметрам сетевой воды при температуре $t'''_н$.

Тепловой пункт с параллельным подключением подогревателей. Для абонентских вводов с параллельно включенными подогревателями горячего водоснабжения (рис. V.12) характерен повышенный расход сетевой воды, равный сумме расчетных расходов воды на отопление и горячее водоснабжение

$$G = G_{р.\,о} + G_{р.\,г}. \qquad (V.10)$$

Расчетную теплопроизводительность подогревателя горячего водоснабжения принимают $Q_{р.\,г} = Q_г^{макс}$ — при отсутствии аккумуляторов горячей воды; $Q_{р.\,г} = Q_{ср.\,г}$ — при наличии аккумуляторов.

Расчетный расход сетевой воды на горячее водоснабжение определяют по формуле

$$G_{р.\,г} = \frac{3600 Q_{р.\,г}}{c\left(\tau'''_1 - \tau'''_{2,\,г}\right)}. \qquad (V.11)$$

Температуру сетевой воды после подогревателя $\tau'''_{2,\,г}$ принимают по графикам регулирования.

Расчетный расход водопроводной воды составляет

$$G_{р.\,в.\,в} = \frac{3600 Q_{р.\,г}}{c\,(t_г - t_х)}. \qquad (V.12)$$

Необходимые поверхности нагрева определяют аналогично отопительным подогревателям, имея в виду, что нагреваемая вода проходит по трубкам, а греющая — в межтрубном пространстве. Скорость водопроводной воды в трубках подогревателя принимают в пределах от 1 до 2,5 м/с.

В зимний период суммарный расход сетевой воды на вводе значительно меньше, чем в начале отопительного сезона. Снижение расхода воды объясняется увеличением перепада температуры сетевой воды в подогревателе. Резкие колебания расходов воды существенным образом нарушают гидравлическую устойчивость сети.

Пример 2. Подобрать поверхности нагрева подогревателя горячего водоснабжения, подключенного по схеме, указанной на рис. V.12, для $Q_г^{макс} = 300$ кВт и расчетных температур сетевой воды: $\tau'_1 = 150$ °С, $\tau'_{2,\,о} = 70$ °С. В точке излома температурного графика $t_н = 2{,}5$ °С, значения температур сетевой воды равны: $\tau'''_1 = 70$ °С, $\tau'''_{2,\,о} = 41{,}7$ °С; $\tau'''_3 = 50{,}5$ °С. Температуры холодной и горячей водопроводной воды принять $t_х = 5$ °С, $t_г = 60$ °С, а температуру воздуха в помещении $t_в = 18$ °С.

Решение. Расчетный расход сетевой воды по формуле (V.11) при $\tau'_{2,\,г} = 30$ °С составляет

$$G_{р.\,г} = \frac{3600 \cdot 300}{4{,}2\,(70 - 30)} = 6430 \text{ кг/ч}.$$

Расход водопроводной воды по формуле (V.12) равен:

$$G_{р.\,в.\,в} = \frac{3600 \cdot 300}{4{,}2\,(60 - 5)} = 4675 \text{ кг/ч}.$$

Задаваясь скоростью воды в межтрубном пространстве 1 м/с, найдем ориентировочно площадь сечения межтрубного пространства (при $\rho=1000$ кг/м^3):

$$f_м=\frac{6430}{3600\cdot1000\cdot1}=0{,}00178 \text{ м}^2.$$

Из справочников выбираем подогреватель ОСТ 34-588—68 с сечением трубок $f_т=0{,}00108$ м^2, межтрубного пространства $f_м=0{,}00233$ м^2 и эквивалентным диаметром межтрубного пространства $d_{м.\,экв}=0{,}0164$ м. Для этого типоразмера подогревателя скорости нагреваемой воды в трубках ($w_т$) и греющей воды в межтрубном пространстве ($w_м$) составляют

$$w_т=\frac{G_{р.\,в.\,в}}{3600 f_т \rho_в}=\frac{4675}{3600\cdot0{,}00108\cdot995{,}7}=1{,}21 \text{ м/с};$$

$$w_м=\frac{G_{р.\,г}}{3600 f_м \rho_с}=\frac{6430}{3600\cdot0{,}00233\cdot988{,}1}=0{,}78 \text{ м/с},$$

где $\rho_в$ — плотность водопроводной воды при средней температуре $t_{ср}=0{,}5\,(t_г+t_х)=0{,}5\,(60+5)=32{,}5$ °С; $\rho_с$ — плотность сетевой воды при средней температуре $\tau_{ср}=0{,}5\,(\tau_1'''+\tau_{2,\,г}''')=0{,}5\,(70+30)=50$ °С.

Коэффициенты теплоотдачи от сетевой воды к поверхности трубного пучка и от внутренних стенок трубок к водопроводной воде по формуле (V.8) составляют:

$$\alpha_1=(1630+21\cdot50-0{,}041\cdot50^2)\frac{0{,}78^{0,8}}{0{,}0164^{0,2}}=4822 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{°С};$$

$$\alpha_2=(1630+21\cdot32{,}5-0{,}041\cdot32{,}5^2)\frac{1{,}21^{0,8}}{0{,}014^{0,2}}=6200 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{°С},$$

где внутренний диаметр трубок $d_в=14$ мм.

При этих значениях коэффициентов теплоотдачи коэффициент теплопередачи равен

$$k=\frac{1}{\frac{1}{4822}+0{,}000011+\frac{1}{6200}}=2632 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{°С}.$$

Среднелогарифмическая разность температур теплоносителей в подогревателе

$$\Delta t_{ср}=\frac{(30—5)-(70—60)}{2{,}3\lg\frac{30—5}{70—60}}=18{,}74 \text{ °С}.$$

Необходимая поверхность нагрева подогревателя при $\mu=0{,}8$

$$F=\frac{300\cdot10^3}{2692\cdot18{,}74\cdot0{,}8}=7{,}6 \text{ м}^2.$$

Число секций подогревателя

$$z=F/f_с=7{,}6/1{,}31=5{,}8\approx6,$$

где $f_с$ — поверхность нагрева одной секции, принимается из технических характеристик выбранного подогревателя.

Тепловой пункт с двухступенчатым смешанным подключением подогревателей. Расчет подогревателей при смешанной схеме включения (рис. V.13) производят из условия, что температура сетевой воды на выходе из ступени *II* равна температуре воды после отопительной системы ($\tau_{2,\,г}=\tau_{2,\,о}$), а недогрев водопроводной воды в сту-

пени *I* подогревателя составляет $\Delta t_в = 5$ °С. При этих условиях, когда температура обратной сетевой воды максимальна ($\tau'_{2,o} = 70$ °С), нагрев водопроводной воды до $t_г = 60 \div 65$ °С происходит в ступени *I*.

Если нагрузка горячего водоснабжения превосходит среднечасовую или если температура обратной сетевой воды уменьшается

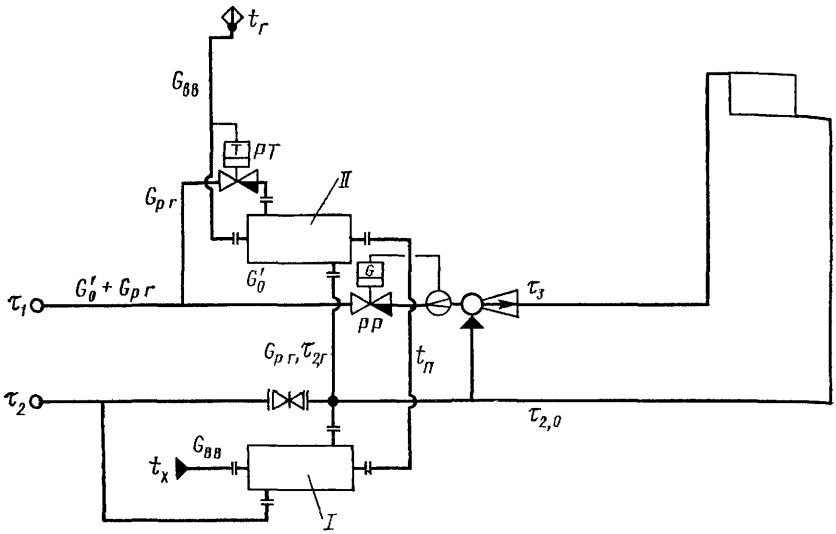


Рис. V.13 Расчетная схема теплового пункта с двухступенчатым смешанным подключением подогревателей горячего водоснабжения:
I, *II* — первая и вторая ступени подогревателя

($\tau_2 < 70$ °С), то тепла греющей воды в ступени *I* становится недостаточно для полного нагрева водопроводной воды. Водопроводная вода окончательно догревается до нормы в ступени *II* подогревателя. Следовательно, дополнительный расход сетевой воды на горячее водоснабжение необходим лишь для догрева водопроводной воды в ступени *II*. Ступень *I* максимально нагружена при расчетной температуре обратной воды ($\tau'_{2,o}$). Доля нагрузки на ступень *II* возрастает в моменты пик водоразборов и в режимах повышения температуры наружного воздуха.

Подбор подогревателей производится по режиму работы тепловой сети при $t'''_н$. Тепловая производительность установки принимается: $Q_{р\,г} = Q_г^{макс}$ — при отсутствии аккумуляторов горячей воды; $Q_{р\,г} = Q_{ср.\,г}$ — при наличии аккумуляторов.

Расчетная тепловая нагрузка горячего водоснабжения в количестве

$$Q_{р\,г} = \frac{G_{р.\,в.\,в} c (t_г - t_х)}{3600} \qquad (V.13)$$

распределяется на обе ступени подогревателя

$$Q_{\text{р. г}}=Q'''_{\text{I}}+Q'''_{\text{II}}, \qquad \text{(V.14)}$$

где Q'''_{I} и Q'''_{II} — тепловые производительности ступеней *I* и *II* при $t'''_{\text{н}}$, кВт; $G_{\text{р. в. в}}$ — расход водопроводной воды, кг/ч.

Тепловую производительность ступени *I* можно выразить через параметры нагреваемой воды

$$Q'''_{\text{I}}=\frac{G_{\text{р. в. в}}c\left(t'''_{\text{п}}-t_{\text{х}}\right)}{3600}, \qquad \text{(V.15)}$$

где $t'''_{\text{п}}$ — температура водопроводной воды после ступени *I* при $t'''_{\text{н}}$, равная:

$$t'''_{\text{п}}=\tau'''_{2,\text{ о}}-\Delta t_{\text{н}}. \qquad \text{(V.16)}$$

По заданной нагрузке горячего водоснабжения из формулы (V.13) определяется величина водоразбора $G_{\text{р в. в}}$, а затем по формуле (V.15) находится тепловая нагрузка ступени *I*. Тепловую производительность ступени *II* подогревателя находят по уравнению (V.14).

Тепловая производительность ступени *II* может быть записана в виде

$$Q'''_{\text{II}}=\frac{G_{\text{р. г}}c\left(\tau'''_{\text{I}}-\tau'''_{2,\text{ г}}\right)}{3600}, \qquad \text{(V.17)}$$

откуда находят искомый расход греющей сетевой воды.

Далее необходимо определить температуру сетевой воды после подогревателя ступени *I* (τ'''_2), для этого теплопроизводительность ступени *I* выразим через параметры греющей воды:

$$Q'''_{\text{I}}=\frac{\left(G'_{\text{о}}+G_{\text{р. г}}\right)c\left(\tau'''_{2,\text{ о}}-\tau'''_2\right)}{3600}. \qquad \text{(V.18)}$$

Установив для каждой ступени температурные напоры и расходы теплоносителей, можно легко определить коэффициенты теплопередачи и по уравнению теплопередачи (V.6) потребные поверхности нагрева.

Пример 3. Определить поверхности нагрева ступеней подогревателя горячего водоснабжения, присоединенных по смешанной схеме для производительности $Q_{\text{г}}^{\text{макс}}=400$ кВт. Расчетная отопительная нагрузка $Q'_{\text{о}}=500$ кВт. Остальные данные взять из примера 2.

Решение. Принимаем недогрев водопроводной воды в ступени *I* подогревателя $\Delta t_{\text{н}}=5$ °С, тогда разность между температурами греющей и нагреваемой воды после ступени *I* подогревателя [по формуле (V.16)]

$$t'''_{\text{п}}=41{,}7-5=36{,}7\ ^{\circ}\text{С}.$$

Расход нагреваемой водопроводной воды [по формуле (V.13)]

$$G_{\text{р. в. в}}=\frac{400\cdot 3600}{4{,}2\,(60-5)}=6234\ \text{кг/ч}.$$

Теплопроизводительность ступени *I* [по формуле (V.15)]

$$Q_{I}''' = \frac{6234 \cdot 4,2\,(36,7-5)}{3600} = 230 \text{ кВт}.$$

Теплопроизводительность ступени *II* [по формуле (V.14)]

$$Q_{II}''' = 400 - 230 = 170 \text{ кВт}.$$

Расходы сетевой воды:
на горячее водоснабжение [по формуле (V.17)]

$$G_{р.\,г} = \frac{170 \cdot 3600}{4,2 \cdot (70 - 41,7)} = 5149 \text{ кг/ч},$$

на отопление [по формуле (IV.31)]

$$G_{о}' = \frac{500 \cdot 3600}{4,2\,(150 - 70)} = 5357 \text{ кг/ч}.$$

Температура сетевой воды после подогревателя ступени *I* по формуле (V.18)

$$\tau_{2}''' = 41,7 - \frac{230 \cdot 3600}{4,2\,(5149+5357)} = 22,94 \text{ °С}.$$

Среднелогарифмическая разность температур теплоносителей в ступени *I*

$$\Delta t_{ср.\,I} = \frac{(22,94-5) - (41,7-36,7)}{2,3 \lg \dfrac{22,94-5}{41,7-36,7}} = 10,15 \text{ °С}.$$

Приняв предварительно скорость воды в межтрубном пространстве $w_{м} = 1$ м/с, найдем требуемое сечение межтрубного пространства при $\rho = 1000$ кг/м³:

$$f_{м} = \frac{G_{о}' + G_{р.\,г}}{3600 w_{м} \rho} = \frac{5357+5149}{3600 \cdot 1 \cdot 1000} = 0,00292 \text{ м}^2.$$

Выбираем типоразмер подогревателя 06 ОСТ 34-588—68, имеющий $f_{м} = 0,00287$ м², $f_{т} = 0,00185$ м², $d_{м.\,экв} = 13,3$ мм. Действительные скорости воды в трубках и межтрубном пространстве ступени *I* подогревателя:

$$w_{м\,I} = \frac{G_{о}' + G_{р.\,г}}{3600 f_{м} \rho_{с}} = \frac{10\,506}{3600 \cdot 0,00287 \cdot 995,0} = 1,02 \text{ м/с};$$

$$w_{т\,I} = \frac{G_{р.\,в.\,в}}{3600 f_{т} \rho_{в}} = \frac{6234}{3600 \cdot 0,00185 \cdot 998,0} = 0,94 \text{ м/с}.$$

Средние температуры греющей и нагреваемой воды:

$$\tau_{ср\,I} = 0,5\,(41,7+22,94) = 32,32 \text{°С};$$

$$t_{ср\,I} = 0,5\,(5+36,7) = 20,85 \text{°С}.$$

Коэффициенты теплоотдачи:

$$\alpha_{I,\,1} = (1630 + 21 \cdot 32,32 - 0,041 \cdot 32,32^2) \frac{1,02^{0,8}}{0,013^{0,2}} = 5405 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°С};$$

$$\alpha_{I,\,2} = (1630 + 21 \cdot 20,85 - 0,041 \cdot 20,85^2) \frac{0,94^{0,8}}{0,014^{0,2}} = 4572 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°С}.$$

Коэффициент теплопередачи в ступени *I* подогревателя

$$k_I = \frac{1}{\frac{1}{5405}+0,000011+\frac{1}{4572}} = 2415 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{°C}.$$

Потребная поверхность нагрева подогревателя ступени *I* при $\mu = 0,8$

$$F_I = \frac{230\cdot10^3}{2415\cdot10,15\cdot0,8} = 11,73 \text{ м}^2.$$

Число секций при поверхности нагрева секции *I* $f_c = 2,24$ м²

$$z = 11,73:2,24 = 5,2 \approx 6.$$

Для подогревателя ступени *II*, составленной из секций того же типоразмера:

$$\Delta t_{ср\ II} = \frac{(70-60)-(41,7-36,7)}{2,3 \lg \frac{70-60}{41,7-36,7}} = 7,22°\text{C};$$

$$\tau_{ср\ II} = 0,5\,(70+41,7) = 55,85°\text{C};$$

$$t_{ср\ II} = 0,5\,(60+36,7) = 48,35°\text{C};$$

$$w_{м\ II} = \frac{5149}{3600\cdot0,00287\cdot985} = 0,5 \text{ м/с};$$

$$w_{т\ II} = \frac{6234}{3600\cdot0,00185\cdot988} = 0,95 \text{ м/с};$$

$$\alpha_{II.\ 1} = (1630+21\cdot55,85-0,041\cdot55,85^2)\frac{0,5^{0,8}}{0,013^{0,2}} = 3670 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{°C};$$

$$\alpha_{II,\ 2} = (1630+21\cdot48,35-0,041\cdot48,35^2)\frac{0,95^{0,8}}{0,014^{0,2}} = 5740 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{°C};$$

$$k_{II} = \frac{1}{\frac{1}{3670}+0,000011+\frac{1}{5740}} = 2188 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{°C};$$

$$F_{II} = \frac{170\cdot10^3}{2188\cdot7,22\cdot0,8} = 13,45 \text{ м}^2;$$

$$z = 13,45:2,24 = 6.$$

В тепловом пункте с двухступенчатым последовательным подключением подогревателей горячего водоснабжения, как и в предыдущей схеме (см. рис. V.13), тепловая нагрузка распределяется между ступенями подогревателя (рис. V.14). Расчет подогревателей производят при минимальной температуре воды в подающей линии τ_1''. Для покрытия пикового горячего водоразбора подогреватели ступеней *I* и *II* должны быть рассчитаны по максимальной нагрузке горячего водоснабжения. Для этого находятся максимальные расходы греющей и нагреваемой воды в обеих ступенях. После этого определяются температурные напоры теплоносителей в ступенях подогревателя. При последовательной двухступенчатой схеме определение температурных напоров затрудняется тем, что неизвестна температура сетевой воды после системы отопления в период максимумов горячего водоразбора. Для опреде-

ления этой температуры принята методика, разработанная Мосэнерго. Согласно этой методике порядок расчета подогревателя производится в такой последовательности.

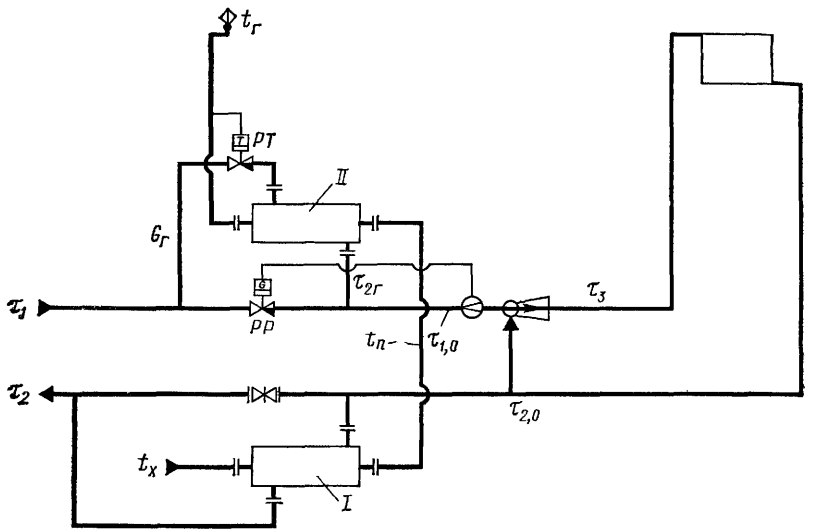


Рис V 14 Расчетная схема теплового пункта с двухступенчатым последовательным включением подогревателей горячего водоснабжения

Расход сетевой воды при балансовой нагрузке $Q_{б\,г}$ и нормальном отопительном графике регулирования в режиме $t''_в$ определяют зависимостью

$$G_б = G'_о + G_{б.\,г} = \frac{3600\,Q'_о}{c\left(\tau_1 - \tau'_{2,\,о}\right)} + \frac{3600 Q_{б.\,г}\left(t_г - t'''_п\right)}{c\left(\tau''_1 - \tau''_{2,\,о}\right)\left(t_г - t_х\right)}, \qquad (V.19)$$

где $t'''_п$ — находят по формуле (V.16).

Расчетные расходы водопроводной воды при балансовой и максимальной нагрузках $Q_{б.\,г}$ и $Q_г^{макс}$ определяют по формулам

$$G_{б.\,в.\,в} = \frac{3600 Q_{б.\,г}}{c\left(t_г - t_х\right)}; \qquad (V.20)$$

$$G_{в.\,в}^{макс} = \frac{3600\,Q_г^{макс}}{c\left(t_г - t_х\right)}. \qquad (V.21)$$

Температура сетевой воды после подогревателя ступени *I* при балансовой нагрузке составляет

$$\tau''_{б,\,2} = \tau''_{2,\,о} - \frac{3600\,Q_{б\,I}}{cG^б}, \qquad (V.22)$$

где $Q_{б\,I}$ — теплопроизводительность ступени *I* при балансовой нагрузке

$$Q_{б\,I}=Q_{б.\,г}\frac{t'''_п-t_х}{t_г-t_х}. \qquad (V.23)$$

Среднелогарифмическая разность температур в подогревателе ступени *I* при балансовой нагрузке

$$\Delta t_{б\,I}=\frac{(\tau'''_{б.\,2}-t_х)-(\tau'''_{2,\,о}-t'''_п)}{2{,}31\lg\dfrac{\tau'''_{б.\,2}-t_х}{\tau'''_{2,\,о}-t'''_п}}. \qquad (V.24)$$

Безразмерный параметр Φ ступени *I*

$$\Phi_I=\frac{3600\,Q_{б\,I}}{\Delta t_{б\,I}c\sqrt{G_б G_{б.\,в.\,в}}}. \qquad (V.25)$$

Безразмерная удельная тепловая производительность ступени *I* подогревателя при максимальной тепловой нагрузке горячего водоснабжения

$$\varepsilon_I=\frac{1}{0{,}65+0{,}35\dfrac{G_{мен}}{G_{бол}}+\dfrac{1}{\Phi_I}\sqrt{\dfrac{G_{мен}}{G_{бол}}}}, \qquad (V.26)$$

где $G_{мен}$ и $G_{бол}$ — меньший и больший расходы теплоносителей в ступени *I* при максимальной нагрузке горячего водоснабжения.

Безразмерная характеристика отопительной системы при $t'''_н$ и максимальной нагрузке

$$\varepsilon_о=\frac{1}{\dfrac{0{,}5+u^*}{1+u^*}+\dfrac{\varphi_м(\tau'''_п-t_в)}{\tau'''_{1,\,о}-\tau''_{2,\,о}}}\leqslant 1, \qquad (V.27)$$

где $\tau'''_п=0{,}5(\tau'''_з+\tau'''_{2,\,о})$ — средняя температура нагревательных приборов в точке излома температурного графика, °С; $\varphi_м=G^{макс}/G_о=1{,}1G_б/G'_о$ — отношение суммарного расхода воды к расчетному расходу воды на отопление при максимальном часовом расходе тепла на горячее водоснабжение; u^* — коэффициент смешения элеватора или насосно-смесительной установки,

$$u^*=\frac{1+u}{\varphi_б}-1, \qquad (V.28)$$

где $\varphi_б$ — расчетный коэффициент смешения; $\varphi_б=G_б/G'_о$.

Суммарный перепад температур сетевой воды в ступенях *I* и *II* подогревателя при $Q_г^{макс}$

$$\delta\tau_г^{макс}=\frac{3600\,Q_г^{макс}}{cG^{макс}}, \qquad (V.29)$$

где $G^{макс}=1{,}1G_б$.

Температура сетевой воды после отопительной системы при максимальном водоразборе

$$\tau_{2,\,о}^{макс}=\frac{\left(\tau_{I}^{'''}-\delta\tau_{г}^{макс}-\varepsilon_{I}\frac{G_{мен}}{G_{бол}}t_{х}\right)(1-\varepsilon_{о})+t_{в}\varepsilon_{о}}{1-\varepsilon_{I}(1-\varepsilon_{о})\frac{G_{мен}}{G_{бол}}}. \qquad (V.30)$$

Тепловые производительности ступеней *I* и *II* при $Q_{г}^{макс}$ определяют по формулам

$$Q_{I}^{макс}=Q_{г}^{макс}\frac{\tau_{2,\,о}^{макс}-t_{х}}{t_{г}-t_{х}}\varepsilon_{I};\ Q_{II}^{макс}=Q_{г}^{макс}-Q_{I}^{макс}. \qquad (V.31)$$

Температуры сетевой воды (°С) перед элеватором и после ступени *I* подогревателя:

$$\tau_{1,\,о}^{макс}=\tau_{1}^{'''}-\frac{3600\,Q_{II}^{макс}}{cG^{макс}};\ \tau_{2}^{макс}=\tau_{2,\,о}^{макс}-\frac{3600\,Q_{I}^{макс}}{cG^{макс}}. \qquad (V.32)$$

Температуру водопроводной воды после ступени *I* подогревателя при максимальном водоразборе определяют по формуле

$$t_{п}^{'''}=t_{х}+\frac{3600\,Q_{I}^{макс}}{cG_{в.\,в}^{макс}}. \qquad (V.33)$$

После определения температуры теплоносителей в ступенях *I* и *II* при $Q_{г}^{макс}$ находят среднелогарифмические температурные напоры. Затем подбирают ориентировочные типоразмеры подогревателей, определяют скорости теплоносителей в трубных пучках, в межтрубных пространствах и рассчитывают коэффициенты теплопередачи по формуле (V.7). Далее уточняют потребные поверхности нагрева по формуле (V.6). Подогреватели горячего водоснабжения при повышенном температурном графике рассчитывают по этой же методике, принимая в точке излома графика температурную надбавку.

Пример 4. Подобрать поверхности нагрева ступеней подогревателей горячего водоснабжения, включенных по двухступенчатой последовательной схеме (рис. V.14) для $Q_{г}^{макс}=300$ кВт и $Q_{о}^{'}=500$ кВт. Коэффициент часовой неравномерности $k_{ч}=2$. Остальные данные принять из примера 2.

Решение. Балансовый расход тепла при $\varkappa=1{,}2$ и $k_{ч}=2$.

$$Q_{б.\,г}=1{,}2Q_{ср.\,г}=1{,}2\frac{Q_{г}^{макс}}{k_{ч}}=\frac{1{,}2\cdot 300}{2}=180\ \text{кВт}.$$

Температура водопроводной воды после подогревателя ступени *I*

$$t_{п}^{'''}=41{,}7-5=36{,}7°\text{С}.$$

Тепловая производительность подогревателя ступени *I* при $Q_{б.\,г}$ по формуле (V.23)

$$Q_{б\,I}=\frac{180\,(36{,}7-5)}{60-5}=103\ \text{кВт}.$$

Расходы сетевой и нагреваемой (водопроводной) воды при нагрузках $Q_{б.\,г}$ $Q_{г}^{макс}$ [по формулам (V.19), (V.20), (V.21)]:

$$G_{б}=\frac{500\cdot 3600}{4{,}2\,(150-70)}+\frac{180\cdot 3600\,(60-36{,}7)}{4{,}2\,(70-41{,}7)\,(60-5)}=5360+2310=7670\ \text{кг/ч};$$

$$G_{б.\ в.\ в}=\frac{180\cdot 3600}{4{,}2\,(60-5)}=2810\ \text{кг/ч};\quad G^{макс}=1{,}1\ G_б=1{,}1\cdot 7670=8450\ \text{кг/ч};$$

$$G^{макс}_{в.\ в}=\frac{300\cdot 3600}{4{,}2\,(60-5)}=4680\ \text{кг/ч}.$$

Температура сетевой воды после подогревателя ступени *I* при $Q_{б.\ г}$ [по формуле (V.22)]

$$\tau'''_{б.\ 2}=41{,}7-\frac{103\cdot 3600}{4{,}2\cdot 7670}=30{,}2°\text{C}.$$

Среднелогарифмическая разность температур [по формуле (V.24)]

$$\Delta t_{б.\ 1}=\frac{(30{,}2-5)-(41{,}7-36{,}7)}{2{,}3\lg\dfrac{30{,}2-5}{41{,}7-36{,}7}}=12{,}5°\text{C}.$$

Безразмерный параметр Φ_1 [по формуле (V.25)]

$$\Phi_1=\frac{103\cdot 3600}{4{,}2\cdot 12{,}5\sqrt{7670\cdot 2810}}=1{,}52.$$

Величина ε для ступени *I* подогревателя при $Q_р^{макс}$ [по формуле (V.26)]

$$\varepsilon_I=\frac{1}{0{,}35\dfrac{4680}{8450}+0{,}65+\dfrac{1}{1{,}52}\sqrt{\dfrac{4680}{8450}}}=0{,}75$$

Коэффициент смешения элеватора [по формулам (IV,26), (V.28)]

$$u=1{,}15\,\frac{150-95}{95-70}=2{,}53;\quad u^*=\frac{(1+2{,}53)}{1{,}43}-1=1{,}47,$$

где $\varphi_б=7670/5360=1{,}43$.

Величина ε для системы отопления при нагрузке $Q_р^{макс}$ [по формуле (V.27)]

$$\varepsilon_o=\frac{1}{\dfrac{0{,}5+1{,}47}{1+1{,}47}+\dfrac{8450}{5360}\cdot\dfrac{0{,}5\,(50{,}5+41{,}7)-18}{70-41{,}7}}=0{,}425.$$

Суммарный перепад температур сетевой воды в ступенях *I* и *II* при $Q_р^{макс}$ [по формуле (V.29)]

$$\delta\tau_р^{макс}=\frac{300\cdot 3600}{4{,}2\cdot 8450}=30{,}5°\text{C}.$$

Температура сетевой воды после отопительной системы [по формуле (V.30)]

$$\tau^{макс}_{2,\ o}=\frac{\left(70-30{,}5-0{,}75\,\dfrac{4680}{8450}\,5\right)(1-0{,}425)+18\cdot 0{,}425}{1-0{,}75\,\dfrac{4680}{8450}\,(1-0{,}425)}=37{,}5.$$

Тепловые производительности ступеней *I* и *II* при $Q_р^{макс}$ [по формулам (V.31)] при $\delta\tau_р^{макс}=30{,}5<60-5$

$$Q_I^{макс}=\frac{300\,(37{,}5-5)\,0{,}75}{60-5}=132\ \text{кВт};$$

$$Q_{II}^{макс}=300-132=168\ \text{кВт}.$$

Температуры сетевой воды перед элеватором и после ступени *I* подогревателя при $Q_г^{макс}$

$$\tau_{1,\,о}^{макс}=70-\frac{3600\cdot 168}{4{,}2\cdot 8450}=53°C;$$

$$\tau_2^{макс}=37{,}5-\frac{3600\ 132}{4{,}2\ 8450}=24{,}1°C.$$

Температура водопроводной воды после ступени *I* подогревателя при максимальном водоразборе $G_{в\ в}^{макс}$ [по формуле (V.33)]

$$t_п'''=5+\frac{132\cdot 3600}{4{,}2\cdot 4680}=29{,}1°C.$$

Далее определяют поверхности нагрева подогревателей ступеней *I* и *II*. Гидравлическое сопротивление подогревателей определяется по формуле (III.12).

§ V.5. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПАРОВОДЯНЫХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

Скоростные пароводяные подогреватели рассчитывают по той же методике, что и водоводяные. По заданной производительности подогревателя вначале определяют расходы и скорости теплоносителей в трубном пучке и в межтрубном пространстве, на основании которых затем находят по формуле (V.7) величину коэффициента теплопередачи. При этом коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности стенки трубного пучка рассчитывают по формуле (V.8), а коэффициент теплоотдачи от пара к наружной поверхности трубного пучка — по формуле

$$\alpha_1=\frac{4880+58t_к-0{,}179t_к^2}{\sqrt[4]{(t_н-t_{ст})\,md_н}},\qquad (V\ 34)$$

где $t_к$ — средняя температура конденсата на поверхности трубок; $t_н$ — температура насыщенного пара; $t_{ст}$ — средняя температура стенки трубок; m — число трубок в трубном пучке; $d_н$ — наружный диаметр трубок, м.

Средние температуры конденсата и стенок трубок определяют по формулам

$$t_к=0{,}5\,(t_н+t_{ст});\qquad (V.35)$$

$$t_{ст}=0{,}5\,(t_{ср}+t_н),\qquad (V\ 36)$$

где $t_{ср}$ — средняя температура нагреваемой воды, в приближенных расчетах принимают равной полусумме температур горячей ($t_г$) и холодной ($t_х$) воды.

Поверхность нагрева змеевиков емких пароводяных подогревателей определяют по формуле

$$F_{эм}=\frac{1{,}2Q_г\cdot 10^3}{k\left(\dfrac{t+t_к}{2}-\dfrac{t_г+t_х}{2}\right)},\qquad (V\ 37)$$

где 1,2 — коэффициент, учитывающий потери тепла; $Q_г$ — расход

тепла на горячее водоснабжение, кВт; t — температура пара, °С; $t_к$ — температура конденсата, °С.

Коэффициенты теплопередачи стальных змеевиков можно принимать равными 700 Вт/м²·°С, а латунных — 840 Вт/м²·°С. Емкие подогреватели могут быть использованы и при водяном греющем теплоносителе, в этом случае коэффициенты теплопередачи стальных и латунных змеевиков соответственно равны 290 и 350 Вт/м²·°С.

Определив потребную поверхность нагрева змеевика, выбирают из справочной литературы типоразмер подогревателя и его конструктивные размеры.

§ V.6. АВТОМАТИЗАЦИЯ ТЕПЛОВЫХ ПУНКТОВ

Разнообразный характер потребления тепла в отопительно-вентиляционных установках и в системах горячего водоснабжения затрудняет применение единого центрального регулирования отпуска тепла. Центральное регулирование на абонентских вводах дополняется местным и индивидуальным регулированием для корректировки тепловых и гидравлических режимов тепловой сети в соответствии с местными факторами, учитывающими тепловыделения, одновременность работы теплообменников и другие специфические условия. Вместе с корректировкой теплового потребления автоматика на вводах выполняет защиту местных систем от аварии, разрегулировок и опорожнений.

Управление режимами осуществляется регуляторами различного назначения и принципа действия. На водяных сетях благодаря постоянному наличию рабочей жидкости — сетевой воды применяют гидравлические авторегуляторы. На паропроводах чаще используют пневматические авторегуляторы. С помощью авторегуляторов выполняются мероприятия различного назначения.

Регулирование расхода воды. В небольших тепловых пунктах постоянство расхода воды обеспечивается регуляторами расхода прямого действия (рис. V.15). В регуляторе эффективная площадь сильфона примерно равна площади клапана, вследствие чего регулятор разгружается от давления (до регулятора), действующего на клапан.

Постоянство заданного расхода создается разностью давлений (P_2—P_3), действующей на сильфон, и натяжением пружины. При увеличении давления P_1 расход воды через клапан и диафрагму возрастает, соответственно увеличится перепад давлений (P_2—P_3). В ре-

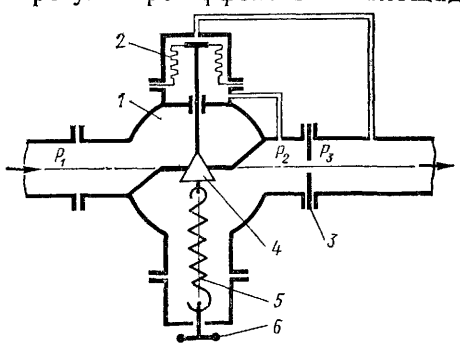


Рис. V.15. Схема регулятора расхода (РР) прямого действия

1 — корпус; *2* — сильфон; *3* — диафрагма; *4* — односедельный клапан, *5* — пружина *6* — натяжной винт

зультате этого сильфон увеличит натяжение пружины, а клапан займет новое положение, при котором расход воды останется прежним, но при более высоком давлении P_1.

В крупных тепловых пунктах могут быть использованы регуляторы расхода непрямого и прямого действия. Регуляторы непрямого действия мембранного типа более точно воспринимают отклонение заданного расхода. Командный импульс такие регуляторы

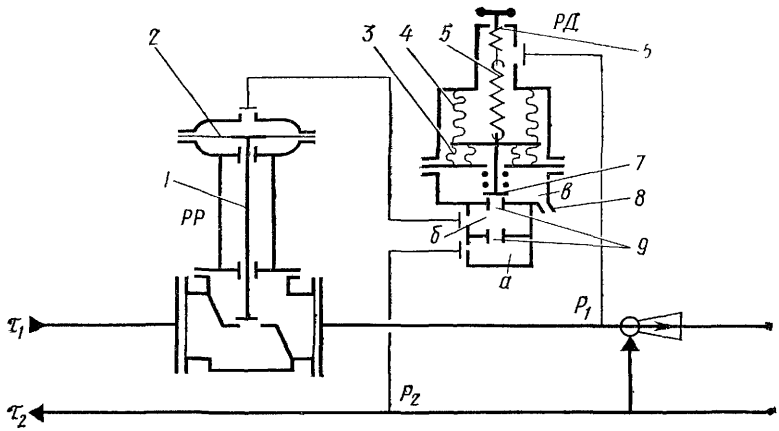


Рис V.16. Схема регулятора расхода непрямого действия:
РР — регулятор расхода; *РД* — реле давления, *1* — шток с клапаном; *2* — мембрана; *3* — нижний сильфон; *4* — верхний сильфон; *5* — пружина, *6* — натяжное устройство; *7* — клапанок; *8* — дренаж, *9* — сопло

получают от гидравлических реле (например, типа РД-3а (рис. V.16). Реле соединено с подающей и обратной линиями импульсными трубками. Регулируемая величина расхода воды поддерживается натяжением пружины *5* и положением сильфонов *3* и *4*, удерживающих клапанок *7* на некоторой высоте над соплом *9* камеры *в*. Рабочая жидкость (сетевая вода), перетекая из камеры *а* в камеры *б* и *в*, дросселируется, при этом частично сливается через дренаж *8*. Остаточным давлением рабочая жидкость удерживает клапан *1* в расчетном положении.

Регулирование давления на обратном трубопроводе. Падение давления в обратном трубопроводе ниже статического давления системы связано с возможным опорожнением установок и многими другими нарушениями, недопустимыми даже на непродолжительное время. Для защиты местной системы от опорожнения в небольших тепловых пунктах применяются регуляторы давления прямого действия. Конструкция регулятора (рис. V.17) отличается от изображенного на рис. V.15 закреплением клапана на штоке.

Равенство площадей сильфона и клапана разгружает регулятор от давления за ним, поэтому подъему клапана под давлением воды противодействует лишь натяжение пружины. Регулируя натяжение пружины, можно создать любое давление (под клапан).

В настроенном регуляторе натяжение пружины преодолевается давлением на 0,03—0,05 МПа больше статического давления в системе. В процессе эксплуатации пружина корродирует и теряет первоначальную упругость, в связи с чем требуется регулярное наблюдение за давлением в системе. По этим причинам в центральных тепловых пунктах рекомендуется установка регулятора давления непрямого действия (рис. V.18).

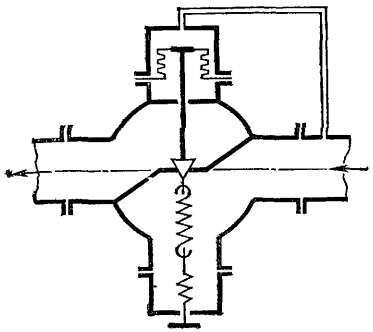


Рис. V.17. Схема регулятора давления «до себя»

Настройка необходимого давления в обратном трубопроводе регулируется натяжным устройством. При достаточном давлении в точ-

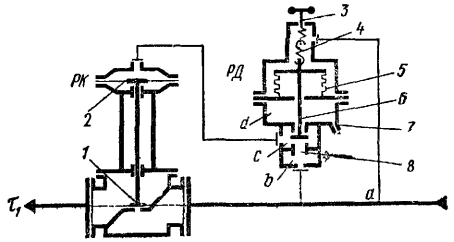


Рис. V.18. Схема регулятора давления непрямого действия:

1 — клапан; *2* — мембрана; *3* — натяжное устройство; *4* — пружина; *5* — сильфон; *6* — шток с клапаном; *7* — дренаж; *8* — сопло

ке *a* сильфон прижимает клапан *6* к нижнему соплу *8* и тем самым полость над мембраной регулятора сообщается с атмосферой (через дренаж). С падением давления в точке *a* ниже расчетного значения давление на сильфон уменьшается, и клапан *6* открывает проход рабочей жидкости из полости *b* в полость *c*. Давление в камере *c* и в полости над мембраной регулятора возрастает пропорционально открытию сопла между камерами *b* и *c* и прикрытию сопла между камерами *c* и *d*. В результате этого происходит прикрытие клапана регулятора на величину, необходимую для восстановления расчетного давления.

Регулирование давления на подающем трубопроводе. Внезапное повышение давления теплоносителя перед местными установками выше установленного предела опасно по причине возможного разрушения системы. Регулирование давления воды *перед поступлением в* местную систему производится с помощью регулято-

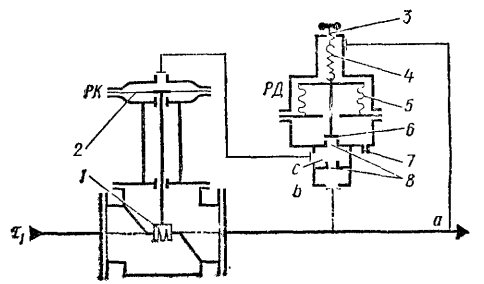


Рис. V.19 Схема регулятора давления непрямого действия на подающем трубопроводе:

РК — регулирующий клапан; *РД* — реле давления; *1* — клапан с переменным сечением; *2* — мембрана; *3* — натяжное устройство; *4* — пружина; *5* — сильфон; *6* — клапанок; *7* — дренаж; *8* — сопло

ров давления «после себя». Регулятор давления представляет собой редукционное устройство (рис. V.19). Регулируемое давление настраивается натяжением пружины реле давления. При повышении давления в точке *а* сильфон *5* прижимает клапанок *6* к соплу 8. Дренирование рабочей жидкости прекращается, давление в камере *с* увеличивается. Возросшее давление на мембрану *2* передается на клапан *1*. Клапан, опускаясь в седло, уменьшает сечение прохода теплоносителя, и рост давления прекращается.

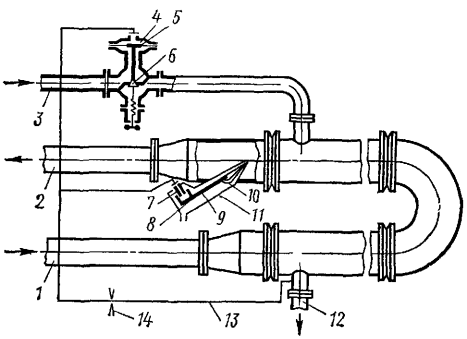


Рис. V.20. Схема регулирования температуры воды, поступающей на горячее водоснабжение:

1, 2 — вход и выход водопроводной воды; *3, 12* — вход и выход сетевой воды; *4* — регулятор расхода; *5* — мембрана; *6* — клапан; *7* — сопло; *8* — клапан; *9* — рычаг; *10* — биметаллические пластины; *11* — термореле; *13* — импульсные трубки; *14* — шайба

Регулирование температуры воды. Регулирование постоянной температуры воды, поступающей в местную систему горячего водоснабжения, осуществляется с помощью регуляторов температуры. Способ регулирования зависит от системы теплоснабжения.

В закрытых системах теплоснабжения постоянная температура нагреваемой водопроводной воды поддерживается путем изменения расхода греющей воды, поступающей в подогреватель. В открытых водяных системах регулирование постоянной температуры горячего водоразбора осуществляется изменением количества подмешиваемой сетевой воды из подающего трубопровода. Во всех случаях импульсом регулирования является температура воды, заполняющей местную систему горячего водоснабжения. В закрытых системах теплоснабжения в качестве датчика температуры применяют биметаллическое термореле (рис. V.20). Термореле устанавливают на трубе или ввинчивают в специальный патрубок на подогревателе. В случае повышения температуры водопроводной воды выше заданной биметаллические пластины прогибаются и отводят рычаг с клапаном от сопла. Слив воды через сопло и дренаж увеличивается, что сопровождается падением давления рабочей жидкости за дроссельной шайбой *14*. Падение давления на мембрану регулятора расхода приведет к прикрытию клапана и уменьшению расхода греющей воды. В результате температура водопроводной воды на выходе из подогревателя установится на заданном уровне.

В тепловых сетях с непосредственным водоразбором получили распространение регулирующие клапаны смешения (см. рис. III.18).

Автоматизация ЦТП предусматривает поддержание постоянных температур в системе горячего водоснабжения и располагаемого напора в системе отопления. В необходимых случаях на об-

ратной линии системы отопления устанавливается регулятор давления. В осенне-весенний период при температурах наружного воздуха выше температуры точки «излома» графика для ликвида-

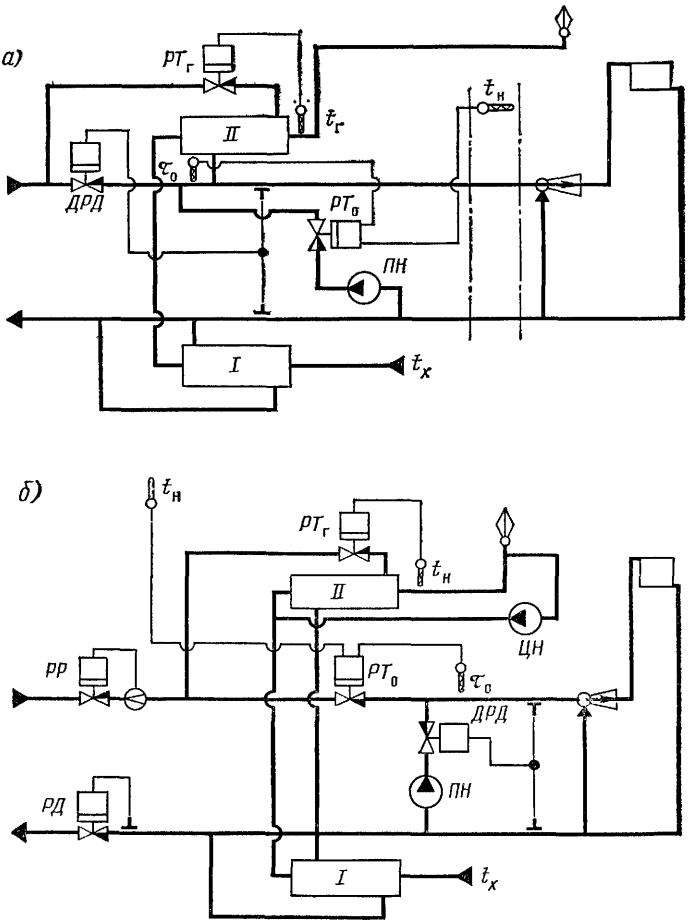


Рис. V 21. Принципиальные схемы автоматизации ЦТП с подмешивающими насосами:

а — при последовательном включении подогревателей горячего водоснабжения; *б* — при смешанном включении; *ПН* — подмешивающий насос, *ЦН* — циркуляционный насос; $РТ_г$ $РТ_0$ — регуляторы температуры воды горячего водоснабжения и системы отопления; *ДРД* — регулятор располагаемого напора; *РР* — регулятор расхода; *РД* — регулятор давления; $t_н$ $t_г$ τ_0 — датчики температур наружного воздуха, воды, идущей в систему горячего водоснабжения, и отопления

ции перерасходов тепла на отопление в ЦТП включаются в работу подмешивающие насосы (рис. V.21). Особенность схемы автоматизации ЦТП, разработанной МНИИТЭПом (рис. V.21, *а*), состо-

ит в том, что обратная вода подмешивается в тепловую сеть системы отопления после регулятора располагаемого напора, но до врезки обратного трубопровода со ступени *II*. Это дает возможность регулирования температуры воды до смешения ее с обратной водой от ступени *II* подогревателя.

Для автоматизации ЦТП со смешанным включением подогревателей горячего водоснабжения (рис. V.21, *б*) установлены следующие регуляторы: $PT_г$, $PT_о$, расхода *РР*, дифференциальный регулятор давления *ДРД*, обеспечивающий постоянный расход воды в системе отопления. Регулятор расхода *РР* ограничивает расход сетевой воды не выше расчетного.

Если при максимальном горячем водоразборе располагаемое давление в системе отопления будет уменьшаться, то по команде от регулятора *ДРД* включится подмешивающий насос, и регулятор восстановит заданную разность давлений.

В отличие от схемы МНИИТЭП схема, разработанная АКХ им. Памфилова, не предусматривает ограничения расхода сетевой воды в ЦТП и рекомендуется при различных графиках центрального регулирования и различных схемах присоединения систем отопления к внутриквартальным сетям. Вместо дифференциального реле давления в схеме применен регулятор расхода.

Схемы автоматизации местных тепловых пунктов (МТП) также имеют по два регулятора располагаемого давления в системе отопления и температуры воды в системе горячего водоснабжения. Автоматизация местных тепловых пунктов предусматривает поддержание температур и расходов сетевой воды, обеспечивающих оптимальные температуры воздуха в отапливаемых помещениях, а также температуры воды в системе горячего водоснабжения на

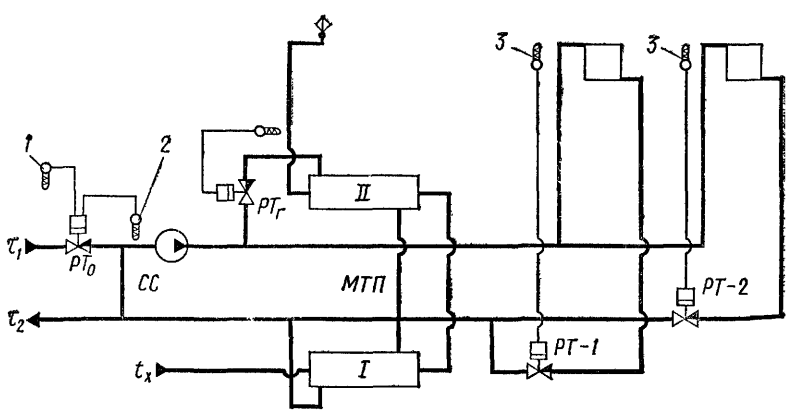


Рис. V.22. Схема автоматизированной системы теплоснабжения в г. Челябинске:

1, 2, 3 — датчики температуры наружного воздуха, воды в квартальных сетях и воздуха внутри помещения соответственно; $PT_о$, $PT_г$ — регуляторы температуры воды, подаваемой в квартальные сети и в систему горячего водоснабжения; РТ-1, РТ-2 — регуляторы температуры внутреннего воздуха в помещениях первого и второго фасадов; *СС* — станция смешения; *I, II* — подогреватели первой и второй ступеней

заданном уровне. Наряду с созданием комфортных условий автоматизация исключает «перетопы» помещений и, следовательно, сокращает перерасходы тепла. Значительные успехи в этом направлении достигнуты в г. Челябинске (рис. V.22). Необходимая температура сетевой воды в квартальных сетях по температурному графику 105 — 70°С в зависимости от температуры наружного воздуха обеспечивается в насосной станции смешения, обслуживающей от 50 до 80 потребителей. Подогреватели горячего водоснабжения устанавливаются в МТП. Системы отопления зданий — пофасадные, непосредственно подключенные к тепловым сетям. В МТП устанавливают три электронных регулятора температуры ЭРТ-П: один — для поддержания температуры в системе горячего водоснабжения, два других регулируют пофасадно расход теплоносителя в системе отопления по импульсам четырех датчиков температуры в помещениях 1-го этажа (два датчика в угловых комнатах, два — в средних). Регулирование температуры воздуха происходит за счет изменения количества теплоносителя, поступающего в систему отопления.

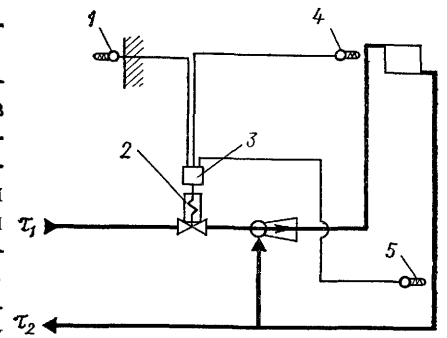


Рис. V.23. Принципиальная схема автоматики тепловых пунктов, разработанная в физико-энергетическом институте АН Латвийской ССР:
1 — датчик температуры наружного воздуха; *2* — соленоидный вентиль; *3* — командный аппарат; *4, 5* — датчики температуры теплоносителя

Схема автоматизации МТП, разработанная физико-энергетическим институтом АН Латвийской ССР (рис. V.23), предусматривает регулирование расхода теплоносителя в системе отопления в режиме местных пропусков. Отопление зданий пофасадное, импульс на регулирование поступает от датчиков температуры. В институте разработаны различные электронные регуляторы местных пропусков (ПФР-1Б; ПРР-6Ю, ПРР-6Б). Регулятор ПРР-6Ю рассчитан на импульс от одного датчика наружного воздуха и от двух датчиков температуры воды в подающем трубопроводе и после системы отопления. Регулятор типа ПФР-1Б предназначен для работы с семью датчиками температуры (медные термопары), ус-

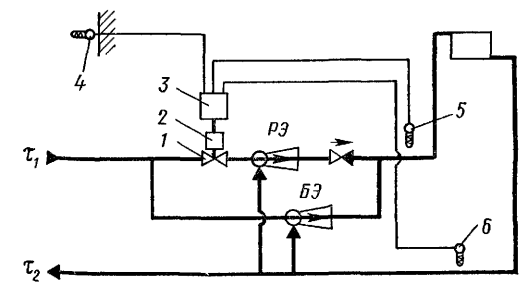


Рис. V.24. Принципиальная схема автоматизации теплового пункта с двумя элеваторами:
1 — регулирующий орган; *2* — исполнительный механизм; *3* — регулирующий прибор; *4, 5, 6* — датчики температур наружного воздуха, прямой и обратной воды соответственно; *РЭ* — регулируемый элеватор; *БЭ* — базовый элеватор

тановленные над окнами в жилых помещениях: по три датчика в угловых комнатах и один в центре здания. Суммарная термо-ЭДС, пропорциональная средней температуре в помещениях, от всех последовательно соединенных термопар поступает на регулятор, который воздействует на соленоидный вентиль. Схема командного аппарата регулятора собрана из полупроводников, а измерительная часть прибора представляет собой уравновешенный мост, в одно плечо которого включены все датчики. При недостаточной температуре воздуха двухпозиционный вентиль полностью открывается и обеспечивает расчетный расход воды через элеватор; при повышении заданной температуры в помещениях вентиль закрывается, и сетевая вода поступает в элеватор лишь частично по обводному каналу в вентиле.

В схеме автоматизации МТП, разработанной ЛНИИ АКХ им. Памфилова, установлены два элеватора: основной *БЭ* и дополнительный *РЭ* (рис. V.24), что позволяет изменять температуру и расход воды в системе отопления. Базовый элеватор рассчитывают на пропуск постоянного расхода воды из условия обеспечения максимального коэффициента смешения для выбранного ввода. Включение регулируемого элеватора должно обеспечивать расчетные значения параметров сетевой воды. Работой схемы управляет комплекс типа РТ, разработанный на базе электронного регулятора РПИБ-С.

Схемы автоматизации разработаны практически для всех режимов систем централизованного теплоснабжения.

ГЛАВА VI

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

§ VI.1. ОСНОВНЫЕ ЗАДАЧИ И РАСЧЕТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ

При проектировании тепловых сетей основная задача гидравлического расчета состоит в определении диаметров труб по заданным расходам теплоносителя и располагаемым перепадам давлений во всей сети или в отдельных ее участках.

В процессе эксплуатации тепловых сетей возникает необходимость решения обратных задач по определению расходов теплоносителя на участках сети или давлений в отдельных точках при изменении гидравлических режимов. Результаты гидравлического расчета используются для построения пьезометрических графиков, выбора схем абонентских вводов, подбора насосного оборудования, определения стоимости тепловой сети и других целей.

При движении теплоносителя по трубам потери давления складываются из гидравлических сопротивлений трения по длине трубопровода и местных сопротивлений:

$$\Delta P=\Delta P_{л}+\Delta P_{м} \qquad (VI.1)$$

Гидравлические сопротивления (Па) по длине трубопровода определяются по формуле Вейсбаха — Дарси

$$\Delta P_{л}=\lambda \frac{l}{d} \frac{\rho w^2}{2}, \qquad (VI.2)$$

где λ — коэффициент гидравлического трения; l — длина трубопровода, м; d — внутренний диаметр трубопровода, м; ρ — плотность теплоносителя, кг/м^3; w — скорость движения теплоносителя, м/с.

Коэффициент гидравлического трения в общем случае зависит от числа Рейнольдса (Re) и относительной эквивалентной шероховатости трубы ($k_э/d$). Шероховатостью трубы называют выступы и неровности, влияющие при турбулентном движении жидкости на линейные потери давления. В реальных трубах эти выступы и неровности различны по форме, величине и неравномерно распределены по ее длине.

За эквивалентную шероховатость $k_э$ условно принимают равномерную зернистую шероховатость, выступы которой имеют одинаковую форму и размеры, а потери давления по длине такие же, как и в реальных трубах. Величину эквивалентной шероховатости стенок труб с учетом коррозии рекомендуется принимать: для паропроводов — 0,2 мм; для водяных тепловых сетей — 0,5 мм; для конденсатопроводов — 1 мм.

Для теплопроводов наружных сетей характерным является турбулентный режим движения теплоносителей.

При $Rek_э/d \leqslant 23$ трубы считаются гидравлически гладкими. В этом случае ламинарный пограничный слой покрывает шероховатость стенок, т. е. толщина пограничного слоя больше $k_э$ и гидравлические сопротивления обусловливаются только силами трения в жидкости и зависят от числа Рейнольдса.

Для гидравлически гладких труб при турбулентном движении коэффициент гидравлического трения можно определять по формуле Г. А. Мурина

$$\lambda_г = \frac{1{,}01}{(\lg Re)^{2.5}}. \qquad (VI\ 3)$$

Для гидравлически шероховатых труб при $Rek_э/d \geqslant 560$, когда решающее влияние на гидравлические сопротивления по всей длине трубопровода оказывают силы трения жидкости о стенку трубы, коэффициент гидравлического трения зависит только от относительной эквивалентной шероховатости и определяется по формуле проф. Б. Л. Шифринсона

$$\lambda_ш = 0{,}11\left(\frac{k_э}{d}\right)^{0.25}. \qquad (VI\ 4)$$

В переходной области гидравлических сопротивлений, характеризующейся изменением комплекса $Rek_э/d = 23 \div 560$, рекомендуется формула проф. А. Д. Альтшуля

$$\lambda_п = 0{,}11\left(\frac{k_э}{d} + \frac{68}{Re}\right)^{0.25}. \qquad (VI.5)$$

По формуле (VI.5) величина $\lambda_п$ определяется достаточно точно для всех трех зон гидравлических сопротивлений (гладкой, переходной и шероховатой). При $Rek_э/d \leqslant 10$ результаты расчета совпадают с данными Г. А. Мурина, а при $Rek_э \geqslant 500$ — с данными Б. Л. Шифринсона. Поэтому при построении расчетных номограмм была использована формула А. Д. Альтшуля.

Местные гидравлические сопротивления определяются по формуле Вейсбаха

$$\Delta P_м = \xi \frac{\rho w^2}{2}, \qquad (VI\ 6)$$

где ξ — суммарный коэффициент местных сопротивлений на участке трубопровода.

Местные потери давления можно заменить эквивалентными гидравлическими сопротивлениями по длине, если в уравнение (VI.2) вместо l подставить $l_э$ — эквивалентную длину местных сопротивлений, т. е. такую длину прямолинейного трубопровода, линейные потери давления в котором численно равны потерям давления в местных сопротивлениях.

Решая совместно уравнения (VI.2) и (VI.6), получим

$$l_э = \xi d/\lambda. \qquad (VI.7)$$

Для характерных в тепловых сетях местных сопротивлений значения эквивалентных длин приведены в приложении 17.

Гидравлический расчет разветвленных трубопроводов удобно производить по методу средних удельных потерь давления, поэтому часто используются следующие формы записи полных гидравлических сопротивлений:

$$\Delta P=\Delta P_{л}+\Delta P_{м}=\Delta P_{л}\left(1+\frac{\Delta P_{м}}{\Delta P_{л}}\right)=R_{л}l\,(1+\alpha)=R_{л}(l+l_{э}), \qquad (VI.8)$$

где α — коэффициент, учитывающий долю потерь давления в местных сопротивлениях от сопротивлений по длине; $R_{л}$ — удельное падение давления по длине, Па/м.

Из формулы (VI.2) следует, что

$$R_{л}=\frac{\lambda}{d}\cdot\frac{\rho w^{2}}{2}=6{,}27\cdot10^{-2}\frac{\lambda}{d^{5}}\cdot\frac{G^{2}}{\rho}, \qquad (VI.9)$$

где G — расход теплоносителя, т/ч.

Для облегчения расчетов по формуле (VI.9) составляются таблицы или номограммы, которыми пользуются при проектировании тепловых сетей.

§ VI.2. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТРУБОПРОВОДОВ

Расчетным участком разветвленной сети принято называть трубопровод, в котором расход теплоносителя не изменяется. Расчетный участок располагается, как правило, между соседними ответвлениями.

Иногда расчетный участок приходится делить на два или несколько, если в его пределах требуется изменить диаметры труб.

В первую очередь гидравлический расчет ведут по участкам в направлении главной магистрали, соединяющей источник тепла с наиболее удаленным абонентом. В паровых тепловых сетях, когда требуемое давление пара у абонентов различно, неизбежно приходится сначала рассчитывать те трубопроводы, которые соединяют источник тепла с абонентом, требующим максимальное давление пара.

Пусть число участков вдоль главной магистрали равно n, расчетные расходы теплоносителя G_1, G_2, G_3, ... G_n, а располагаемый перепад давлений во всей сети $\Delta P_{с}$ (рис. VI.1).

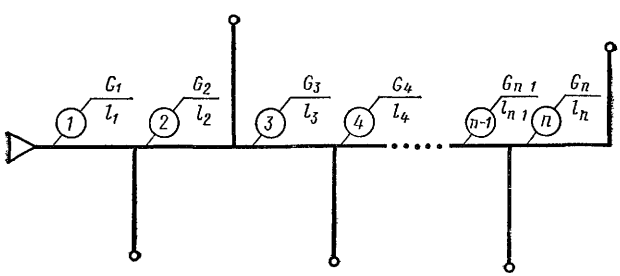


Рис. VI 1. Расчетная схема тепловой сети

Тогда для каждого участка сети можно записать:

$$\Delta P_1 = R_1 l_1 (1+\alpha_1) = f(d_1,\ G_1,\ l_1,\ \xi_1);$$
$$\Delta P_2 = R_2 l_2 (1+\alpha_2) = f(d_2,\ G_2,\ l_2,\ \xi_2);$$
$$\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots$$
$$\Delta P_n = R_n l_n (1+\alpha_n) = f(d_n,\ G_n,\ l_n,\ \xi_n);$$
$$\Delta P_c = \sum_1^n [R_л (1+\alpha)] \ \ldots.$$

Таким образом, для определения диаметров труб можно записать $(n+1)$ уравнений при числе неизвестных $2n$ (неизвестны ΔP_1, ΔP_2, ..., ΔP_n; d_1, d_2, ..., d_n). Для однозначного решения данной системы уравнений следует задаться оптимальным законом распределения давлений по главной магистрали.

Методика определения экономического распределения давления в тепловых сетях приводится в гл. XIII. Обычно принимают, что давление вдоль главной магистрали падает равномерно, т. е.

$$R_1 = R_2 = \ \ldots\ = R_n = R_{л.\,ср};\ \alpha_1 = \alpha_2 = \ \ldots\ = \alpha_n = \alpha_{ср};$$

тогда

$$\Delta P_c = R_{л.\,ср} (1+\alpha_{ср}) \sum_1^n l,$$

откуда

$$R_{л.\,ср} = \frac{\Delta P_c}{(1+\alpha_{ср}) \sum_1^n l}. \qquad \text{(VI.10)}$$

По величине средней удельной потере давления $R_{л.\,ср}$ и известным расходам теплоносителя можно определить такие диаметры труб, при которых располагаемое циркуляционное давление ΔP_c будет достаточно полно использовано.

В предварительных расчетах, когда не известны диаметры труб, доля потерь давления в местных сопротивлениях может быть ориентировочно определена по формуле Б. Л. Шифринсона

$$\alpha_{ср} = z \sqrt{G}, \qquad \text{(VI.11)}$$

где z — коэффициент, для водяных сетей $z=0{,}01$, для паровых сетей $z=0{,}05 \div 0{,}1$; G — расход теплоносителя в начальном участке разветвленного теплопровода, т/ч.

Перед гидравлическим расчетом необходимо: начертить в масштабе расчетную схему трубопроводов; разделить ее на участки; определить длины участков и расчетные расходы теплоносителя.

Расчет выполняют в два этапа: предварительный и окончательный.

В **предварительном расчете** определяют:

1) по формуле (VI.11) — ориентировочное значение $\alpha_{ср}$;

2) по формуле (VI.10) — значение средней удельной потери давления $R_{л.\,ср}$;

3) по известным расходам теплоносителя на участках G_1, G_2, ..., G_n и $R_{л.\,ср}$ с помощью таблиц или номограмм — диаметры труб с округлением до стандартных размеров.

В **окончательном расчете** уточняются гидравлические сопротивления на всех участках сети при выбранных диаметрах труб следующим образом:

1) при округлении диаметров труб до стандартных размеров по тем же таблицам или номограммам определяют фактические значения удельных потерь давления по длине R_1, R_2, ..., R_n и, если необходимо, скорости теплоносителя w_1, w_2, ..., w_n;

2) определяют эквивалентные длины местных сопротивлений на расчетных участках $l_{э1}$, $l_{э2}$, ..., $l_{эn}$ (приложение 17);

3) вычисляют полные потери давления на участках сети

$$R_1(l_1+l_{э1}),\ R_2(l_2+l_{э2}),\ \ldots,\ R_n(l_n+l_{эn});$$

4) определяют суммарные гидравлические сопротивления для всех участков расчетной магистрали, которые сравнивают с располагаемым в ней перепадом давления:

$$\sum_{1}^{n}[R_л(l+l_э)]\leqslant\Delta P_с.$$

Расчет считается удовлетворительным, если гидравлические сопротивления не превышают располагаемый перепад давлений и отличаются от него не более чем на 10%. В этом случае расчетный расход теплоносителя будет обеспечен с ошибкой не более +3,5%. Диаметры труб ответвлений рассчитывают в такой же последовательности.

Конечные результаты гидравлического расчета следует перевести в м вод. ст., если по его данным предполагается построение пьезометрического графика.

§ VI.3. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ВОДЯНЫХ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

В таблицах для гидравлического расчета наружных тепловых сетей плотность воды принимается равной 958,4 кг/м^3, что соответствует температуре 100°С. При этих условиях коэффициент кинематической вязкости воды равен $0{,}296\cdot10^{-6}$ м^2/с. После подстановки в уравнение (VI.9) значения λ по формуле (VI.5) и имея в виду указанные выше величины ρ, ν, $k_э=0{,}5$, получим

$$R_л=\frac{5{,}27}{d^{1{,}25}}w^2\left(5+\frac{0{,}2}{w}\right)^{0{,}25}. \qquad (VI.12)$$

Зависимость между расходом воды и скоростью при данных условиях примет вид

$$G=2710wd^2. \qquad (VI.13)$$

По уравнениям (VI.12) и (VI.13) построена номограмма для гидравлического расчета трубопроводов водяных тепловых сетей (рис. VI.2).

Расчетные расходы воды зависят от схем абонентских вводов,

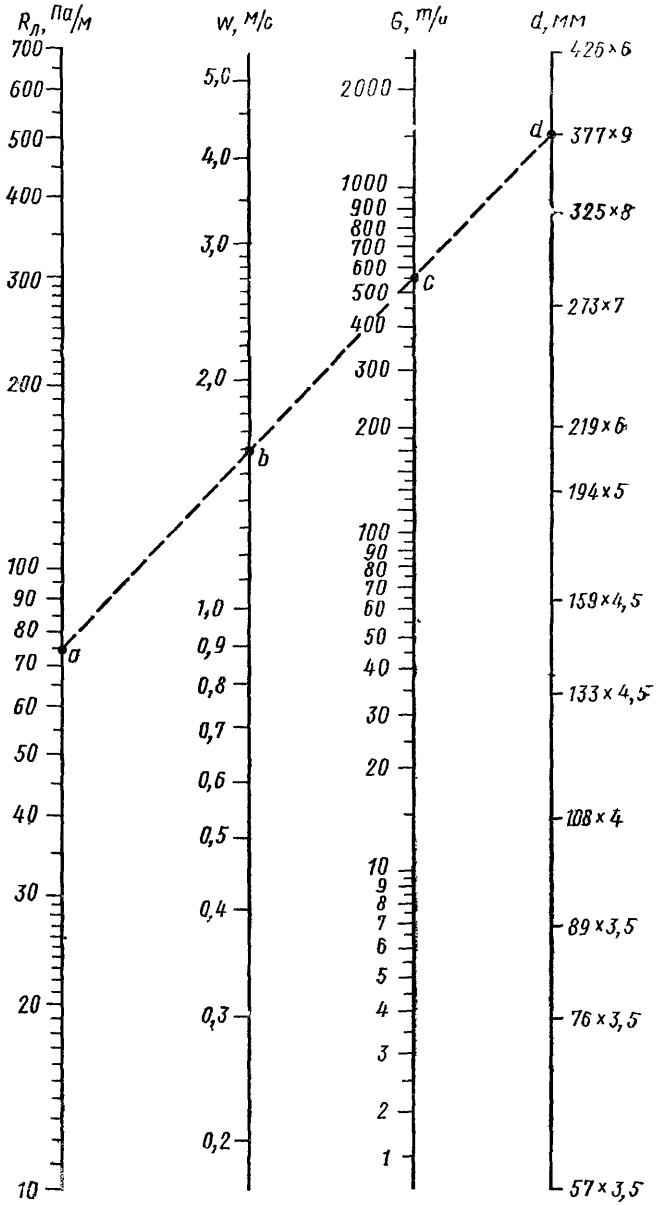


Рис. VI 2 Номограмма для расчета трубопроводов водяных тепловых сетей ($k_э$=0,5 мм, ρ=958,4 кг/м)

графиков регулирования отпуска тепла, назначения трубопроводов и в общем виде определяются по формуле

$$G=G'_{\text{о}}+G''_{\text{о}}+G_{\text{г}}+G_{\text{т}}, \qquad \text{(VI.14)}$$

где $G_{\text{о}}$, $G''_{\text{в}}$, $G_{\text{г}}$, $G_{\text{т}}$ — расчетные расходы воды соответственно на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение и технологические нужды, т/ч.

Методика определения расчетных расходов воды по видам тепловых нагрузок с учетом перечисленных выше факторов рассмотрена в гл. IV. Здесь нужно иметь в виду, что для магистральных и распределительных трубопроводов расчетный расход воды на горячее водоснабжение в двухтрубных закрытых системах теплоснабжения принимается равным среднечасовому расходу воды за сутки, а в открытых системах — тоже среднечасовому расходу, но с коэффициентом 0,6.

В ответвлениях к отдельным зданиям, а также в распределительных сетях для группы жилых зданий с общим количеством жителей до 6000 чел. за расчетный расход на горячее водоснабжение принимают максимальный часовой расход воды.

Располагаемый перепад давлений в тепловой сети необходимо обосновывать технико-экономическими расчетами (см. гл. XIII). При отсутствии данных для экономического обоснования удельные потери давления вдоль главной магистрали рекомендуется принимать до 80 Па/м. Для отдельных участков — по располагаемому давлению, но не более 300 Па/м.

Диаметры распределительных трубопроводов принимают не менее 50 мм, а ответвлений — не менее 25 мм.

Неиспользованное в ответвлениях давление рекомендуется погасить в соплах элеваторов или, в крайнем случае, дросселировать шайбами. При этом шайбы следует устанавливать не на общем вводе, а на трубопроводах каждого потребителя тепла данного здания (отопление, вентиляция, горячее водоснабжение).

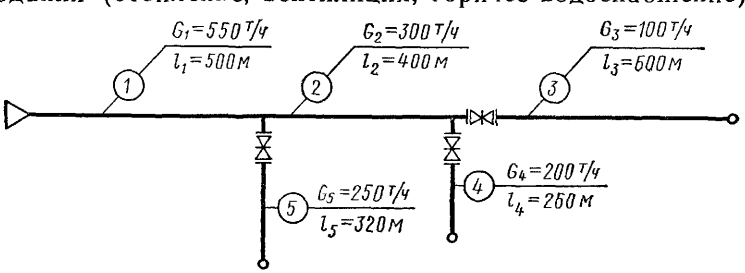


Рис. VI.3. Расчетная схема водяной тепловой сети

Пример 1. Определить диаметры теплопроводов водяной сети, длины участков которой и расчетные расходы воды приведены на рис. VI.3, если на участках через 80—100 м установлены сальниковые компенсаторы, а располагаемый перепад давлений до всех абонентов одинаков и равен 0,14 МПа.

Решение. Общая длина расчетной магистрали (участки *1*, *2*, *3*)

$$\sum l=500+400+600=1500 \text{ м}.$$

Предварительный расчет.

1. По формуле (VI.11) определяем ориентировочное значение доли потерь давления в местных сопротивлениях

$$\alpha_{ср}=0{,}01\sqrt{550}=0{,}235.$$

2. По формуле (VI.10) находим среднее удельное линейное падение давления

$$R_{л.ср}=\frac{0{,}14\cdot10^6}{(1+0{,}235)\,1500}=75 \text{ Па/м}.$$

3. По величине $R_{л.ср}$ и расходам G_1, G_2, G_3 по номограмме (см. рис. VI.2) находим диаметры труб.

Окончательный расчет. *Участок 1.* 1. По $R_{л.ср}=75$ Па/м и $G_1=550$ т/ч по номограмме определяем, что ближайший стандартный диаметр трубы равен 377×9 мм, для которой при $G_1=550$ т/ч; $R_{л1}=74$ Па/м; $w_1=1{,}6$ м/с (линия *abcd*).

2. Эквивалентная длина местных сопротивлений на участке, где установлено 5 сальниковых компенсаторов. Для одного сальникового компенсатора при $d=377\times9$ мм и $k_э=0{,}5$ мм эквивалентная длина равна 5 м (см. приложение 17). Общая эквивалентная длина на участке

$$l_{э1}=5\times5=25 \text{ м}.$$

3. Потери давления на участке

$$\Delta P_1=74\,(500+25)=38\,800 \text{ Па}$$

или в линейных единицах измерения при $\rho=1000$ кг/м^3

$$\Delta H_1=\frac{\Delta P_1}{g\rho}=\frac{38\,800}{9{,}81\cdot1000}=3{,}96 \text{ м}.$$

Аналогично рассчитывают трубопроводы остальных участков сети. Результаты расчета приведены в табл. VI.1.

Таблица VI.1 **Пример гидравлического расчета водяной тепловой сети**

№ участка	Предварительный расчет					Окончательный расчет			
	G, т/ч	l, м	$d\times\delta$, мм	$R_л$, Па/м	w, м/с	$l_э$, м	$l_э+l$, м	ΔP, Па 10^{-3}	ΔH м
1	550	500	377×9	74	1,6	25	525	38,8	3,96
2	300	400	273×7	114	1,65	24	424	48,4	4 93
3	100	600	194×5	78	1,1	26	626	48,8	4,98
								$\Sigma\Delta P=136$	
Ответвление (участок *4*), располагаемый напор 4,98 м вод. ст.									
4	200	260	219×6	165	1,7	23	283	46,7	4,77
Избыток напора на ответвлении 4,98—4,77=0,21 м вод. ст.									
Ответвление (участок *5*), располагаемый напор $\Delta H_5=\Delta H_2+\Delta H_3=$ $=4{,}98+4{,}93=9{,}91$ м вод. ст.									
5	250	320	219×6	265	2,15	26	346	91,7	9,35
Избыток напора в ответвлении 9,91—9,35=0,56 м вод. ст.									

§ VI.4. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ПАРОПРОВОДОВ

При движении пара по трубам его давление и плотность уменьшаются. Это обстоятельство усложняет гидравлический расчет, так как падение давления и средняя плотность пара на участке зависят от искомой величины — диаметра трубопровода. Поэтому гидравлический расчет паропроводов может быть выполнен только методом последовательных приближений.

Для сжимаемых сред зависимость, характеризующая линейные гидравлические сопротивления, представляется в виде $R_л = f(d, G, \rho)$.

Таблицы или номограммы для расчета паропроводов могут быть составлены только для частного случая при определенной плотности пара, принимаемой нередко равной 1 кг/м³. При использовании таких таблиц неизбежно приходится для каждого участка паропровода уточнять линейные сопротивления и скорости пара по формулам

$$R_л = R_{л.т}\rho_т/\rho; \tag{VI.15}$$

$$w = w_т\rho_т/\rho. \tag{VI.16}$$

Здесь величины с индексом «т» характеризуют табличные значения параметров.

Кроме того, для предупреждения конденсации пара в трубопроводах за счет потерь тепла в окружающую среду и для уточнения его плотности нужно также определять температуру пара в узловых точках.

В предварительном расчете паропроводов давления в узловых точках рекомендуется определять их условия равномерного падения давления в направлении расчетной магистрали:

$$P_{кi} = P_{нi} - \frac{\Delta P_с}{\sum_1^n l} l_i. \tag{VI.17}$$

Аналогично находятся примерные температуры пара в узловых точках и средние на участках из расчета, что через каждые 100 м температура перегретого пара уменьшается на 2° С:

$$\Delta t_i = t_{нi} - t_{кi} = 2l_i/100, \tag{VI.18}$$

$$t_{срi} = t_{нi} - \frac{l_i}{100}. \tag{VI.19}$$

Здесь $P_{нi}$, $P_{кi}$ — давления пара в начале и в конце участка, МПа; $\Delta P_с$ — перепад давления во всей сети, МПа; l_i — длина участка, м; n — число участков по направлению расчетной магистрали; Δt_i — перепад температуры пара на участке, °С; $t_{нi}$, $t_{кi}$, $t_{срi}$ — начальная, конечная и средняя температуры пара на участке, °С.

Действительное падение температуры перегретого пара на стадии окончательного расчета, когда уже известны диаметры труб, определяется по формуле

$$\Delta t_i = \frac{3{,}6Q_{0i}}{c_р G_i}, \tag{VI.20}$$

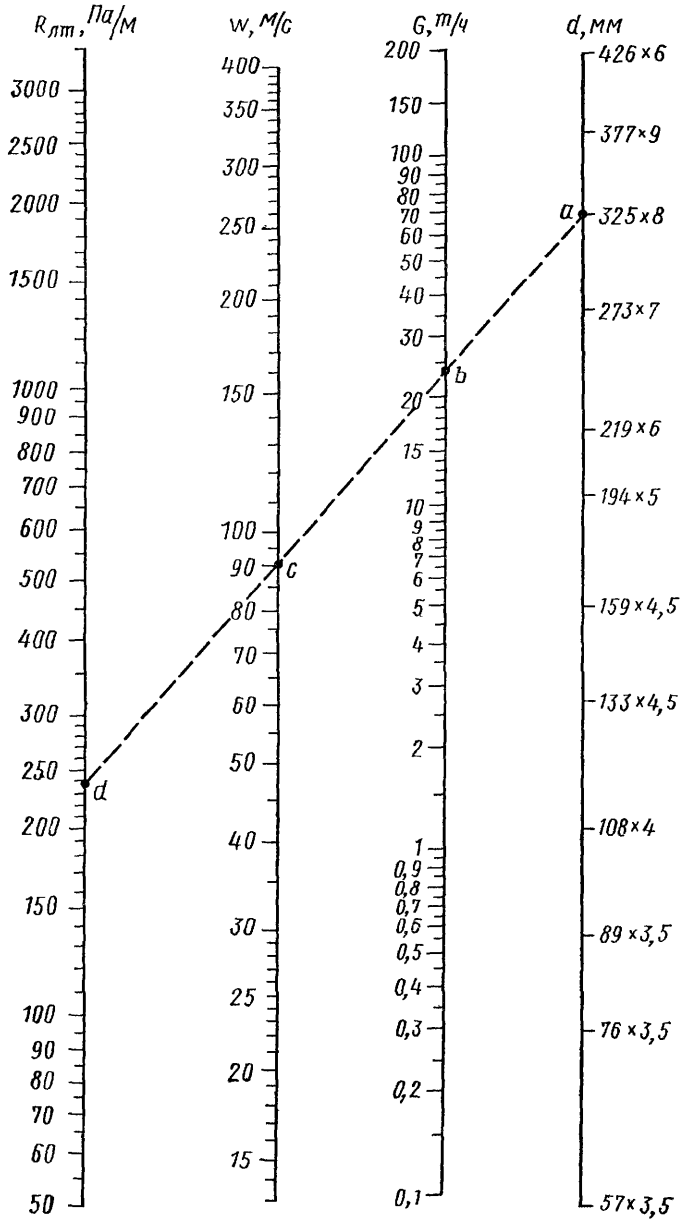


Рис VI 4. Номограмма для расчета паропроводов ($k_э$=0,2 мм, $\rho_г$=1 кг/м)

где Q_{oi} — потери тепла в окружающую среду на участке паропровода, кВт; c_p — теплоемкость пара, кДж/кг·°С; G_i — расход пара на участке, т/ч.

$$Q_{oi}=q_{oi}(t_{cp\,i}-t_o)\,l_i\cdot 10^{-3}, \qquad \text{(VI.21)}$$

где q_{oi} — потери тепла одним метром паропровода при разности температур в 1 °С, зависящие от способа прокладки и от диаметров труб, Вт/м²·°С (см. приложение 18); t_o — температура окружающей среды, °С.

Имея в виду приведенные зависимости, можно установить следующий порядок расчета паропроводов.

Предварительный расчет:

1. По формуле (VI.17) определяют ориентировочные давления в узловых точках.

2. Определяется табличное значение удельной потери давления по длине в направлении главной магистрали:

$$R_{ср.\,т}=\frac{\Delta P_c}{(1+\alpha_{ср})\sum_1^n l}\,\frac{\rho_{ср}}{\rho_т}. \qquad \text{(VI.22)}$$

3 По $R_{ср.\,т}$ и расходам пара на участках по таблицам или номограммам (рис. VI.4) определяются диаметры труб и уточняются табличные значения $R_т$, соответствующие стандартным диаметрам, а также находятся скорости пара.

Окончательный расчет.

Окончательный расчет выполняется последовательно по участкам и сводится к более точному определению давлений и температур в узловых точках сети.

1. Определяются фактические значения R_i, ω_i, соответствующие $\rho_{ср\,i}$ [формулы (VI.15), (VI.16)].

2. Находятся эквивалентные длины местных сопротивлений.

3. Определяются потеря давления пара и его давление в конце участка.

4. По таблице приложения 18 определяется q_{oi} и по формуле (VI.21) находится Q_{oi}.

5. По формуле (VI.20) определяется Δt_i и температура пара в конце участка t_{ki}.

Если температура пара в конце участка не ниже температуры насыщения, соответствующей давлению P_{ki}, то конденсация пара в данном участке трубопровода исключается.

В такой последовательности рассчитываются все последующие участки. При этом уточненные параметры пара в конце рассчитанного участка принимаются за начальные в последующем участке паропровода.

Расчет паропровода считается законченным, когда давления пара у потребителей близки к заданным, но не менее заданных. При значительных расхождениях следует изменить диаметры труб на отдельных участках с повторной проверкой давлений и температур пара в узловых точках.

Скорости движения пара рекомендуется принимать не более указанных в табл. VI.2.

Таблица VI.2 **Допустимые скорости движения пара**

Диаметры труб мм	Максимальные скорости, м/с	
	перегретый пар	насыщенный пар
До 200	50	35
Более 200	80	60

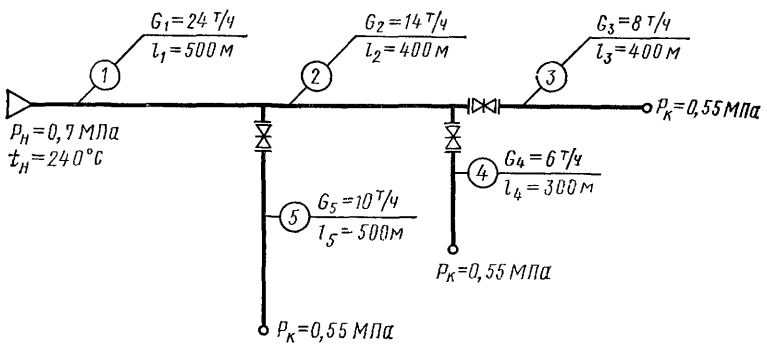


Рис. VI 5. Расчетная схема паропровода

Пример 2. Рассчитать паровую сеть, для которой длины участков, расходы пара у потребителей приведены на рис. VI.5. Параметры пара в начале сети: $P_н=0,7$ МПа, $t_н=240°C$. Давление пара у всех потребителей тепла одинаково и равно $P_к=0,55$ МПа. Паропровод проложен в непроходимом канале, температура воздуха в котором $t_о=40°C$. На сети установлены сальниковые компенсаторы через 80—100 метров.

Решение. Общая длина расчетной магистрали (участки *1*, *2*, *3*)

$$\sum l=500+400+400=1300 \text{ м}.$$

Предварительный расчет:

1. Падение давления во всей тепловой сети $\Delta P_с=0,7-0,55=0,15$ МПа.
2. Ориентировочный перепад температур в сети

$$\Delta t_с=\frac{2\cdot 1300}{100}=26°C.$$

3. Температура пара в конце сети $t_к=240-26=214°C$.
4. По таблицам для водяного пара находим плотности пара $\rho_н=2,98$ кг/м^3, $\rho_к=2,46$ кг/м^3, $\rho_{ср}=0,5(2,98+2,46)=2,72$ кг/м^3.
5. По формуле (VI.11) при $G_1=24$ т/ч находим

$$\alpha_{ср}=0,05\sqrt{24}=0,25.$$

6. По формуле (VI.22) определяем среднее табличное значение удельной потери давления по длине при $\rho_г=1$ кг/м^3

$$R_{ср.т}=\frac{0,15\cdot 10^6\cdot 2,72}{(1+0,25)\,1300\,1}=250 \text{ Па/м}.$$

Участок 1: а) ориентировочное падение давления пара в этом участке

$$\Delta P_1 = 0{,}15\,\frac{500}{1300} = 0{,}058 \text{ МПа};$$

б) давление пара в конце участка $P_{к1} = 0{,}7 \cdot 0{,}058 = 0{,}642$ МПа;

в) температура пара в конце участка

$$t_{к1} = 240 - \frac{2 \cdot 500}{100} = 230°\text{C};$$

г) плотности пара $\rho_{к1} = 2{,}83$ кг/м³, $\rho_{ср1} = 0{,}5\,(2{,}98 + 2{,}83) = 2{,}91$ кг/м³;

д) средняя температура пара $t_{ср1} = 0{,}5\,(240 + 230) = 235°\text{C}$.

8. По $R_{ср.т} = 250$ Па/м и $G_1 = 24$ т/ч, пользуясь номограммой (см рис. VI.4, линия *авсd*), определяем $d_1 = 325 \times 8$ мм, для которого $R_{т1} = 235$ Па/м, $w_{т1} = 90$ м/с.

Окончательный расчет:

Участок 1.

1. При $\rho_{ср1} = 2{,}91$ кг/м³ находим фактические значения

$$R_1 = 235\,\frac{1}{2{,}91} = 81 \text{ Па/м}, \quad w_1 = 90\,\frac{1}{2{,}91} = 31 \text{ м/с}.$$

2. По приложению 17 определяем суммарную эквивалентную длину местных сопротивлений при $d = 325$ мм и $k_э = 0{,}2$ мм

задвижка 5,2 мм;

5 сальниковых компенсаторов $5 \times 5{,}2 = 26$ м.

Итого $l_{э1} = 5{,}2 + 26 = 31{,}2$ м.

3. Потери давления $\Delta P_1 = 81\,(500 + 31{,}2) = 43000$ Па.

4. Давление пара в конце участка $P_{к1} = 0{,}7 - 43000 \cdot 10^{-6} = 0{,}657$ МПа.

5. По таблице приложения 18 найдем, что при $d = 325$ мм, $t_{ср} = 235°$ С $q_{01} = 1{,}34$ Вт/м²·°С.

Потери тепла в окружающую среду на всем участке

$$Q_{01} = 1{,}34 \cdot 500\,(235 - 40) \cdot 10^{-3} = 131 \text{ кВт}.$$

7. Определяем уточненные значения параметров пара на участке при $c_р = 2{,}1$ кДж/кг·°С.

а) перепад температур пара

$$\Delta t_1 = \frac{3{,}6 \cdot 131}{2{,}1 \cdot 24} = 9{,}4°\text{ С};$$

б) температура пара в конце участка

$$t_{к1} = 240 - 9{,}4 = 230{,}6°\text{С};$$

Таблица VI.3 **Пример гидравлического расчета паровой сети**

№ участка	Предварительный расчет													
	G, т/ч	l, м	$P_н$, МПа	$t_н$, °С	$\rho_н$, кг/м³	$P_к$, МПа	$t_к$, °С	$\rho_к$, кг/м³	$t_{ср}$, °С	$\rho_{ср}$, кг/м³	$d \times \delta$, мм	$R_т$, Па/м	$w_т$, м/с
1	24	500	0,7	240	2,98	0,642	230	2,83	235	2,91	325×8	235	90
2	14	400	0,657	230,6	2,83	0,611	222,6	2,66	226,6	2,75	273×7	195	74
3	8	400	0,626	219,6	2,78	0,55	211,6	2,49	216,6	2,64	194×5	390	85
		$\Sigma l = 1300$											
Ответвление 4													
4	6	300	0,626	219,6	2,78	0,55	211,6	2,49	216,6	2,64	194×5	225	64
Ответвление 5													
5	10	500	0,657	230,6	2,83	0,55	220,6	2,43	225,6	2,63	219×6	320	83

Продолжение табл. VI.3

№ участка	Окончательный расчет										
	$R_л$, Па/м	w, м/с	$l_э$, м	$l+l_э$, м	ΔP, Па 10^{-3}	$P_к$, МПа	q_o, Вт/м² °С	Q_o, кВт	Уточненные параметры		
									$t_к$, °С	$\rho_к$, кг/м³	$\rho_{ср}$, кг/м³
1	81	31	31,2	531,2	43,0	0,657	1,34	131,0	230,6	2,83	2,91
2	71	27	30,8	430,8	30,6	0,626	1,20	89,5	219,6	2,78	2,81
3	148	32	62,1	462,1	68,4	0,558	1,05	74,0	203,8	2,54	2,66
	Ответвление 4										
4	85	24	63,9	363,9	31,0	0,595	1,05	55,5	203,7	2,78	2,78
	Ответвление 5										
5	122	32	80,6	580,6	71,0	0,586	1,05	97,5	213,7	2,64	2,74

в) плотности пара $\rho_{к1}=2{,}83$ кг/м³, $\rho_{ср1}=0{,}5\,(2{,}98+2{,}83)=2{,}91$ кг/м³.

Как видно, уточненные значения $P_{к1}$ и $t_{к1}$ почти полностью совпадают с результатами предварительного расчета, что свидетельствует о надежности полученных результатов.

Принимая уточненные $P_{к1}$, $t_{к1}$ за начальные параметры для второго участка сети, аналогично рассчитываем второй и последующие участки.

Результаты расчета приведены в табл. VI.3.

§ VI.5. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА КОНДЕНСАТОПРОВОДОВ

Возврат конденсата от потребителей к источнику тепла представляет большие трудности. Это обусловлено тем, что давления в узловых точках зависят от геодезических отметок и от давлений пара у потребителей, которые нередко бывают различными. Кроме того, переменный режим работы паропроводов нарушает увязку давлений в узловых точках, достигнутую при гидравлическом расчете конденсатопроводов. Поэтому в узловых точках конденсатопроводов рекомендуется тщательно увязывать давления и устанавливать клапаны, автоматически регулирующие давление «после себя». Если в конденсатопроводах обеспечивается давление, исключающее вторичное вскипание, то такие конденсатопроводы рассчитываются аналогично трубопроводам водяных тепловых сетей.

В теплообменниках абонентских систем (водонагреватели, калориферы, отопительные приборы) пар конденсируется при определенном давлении. Конденсат имеет температуру насыщения, соответствующую данному давлению. Если фактическая температура конденсата уменьшается медленнее, чем снижается температура насыщения за счет падения давления, то в трубах произойдет вторичное вскипание конденсата и по конденсатопроводу будет перемещаться пароводяная эмульсия. Такие конденсатопроводы называются двухфазными. Плотность пароводяной эмульсии меньше плотности конденсата. Поэтому пропускная способность двухфазных конденсатопроводов меньше, чем напорных.

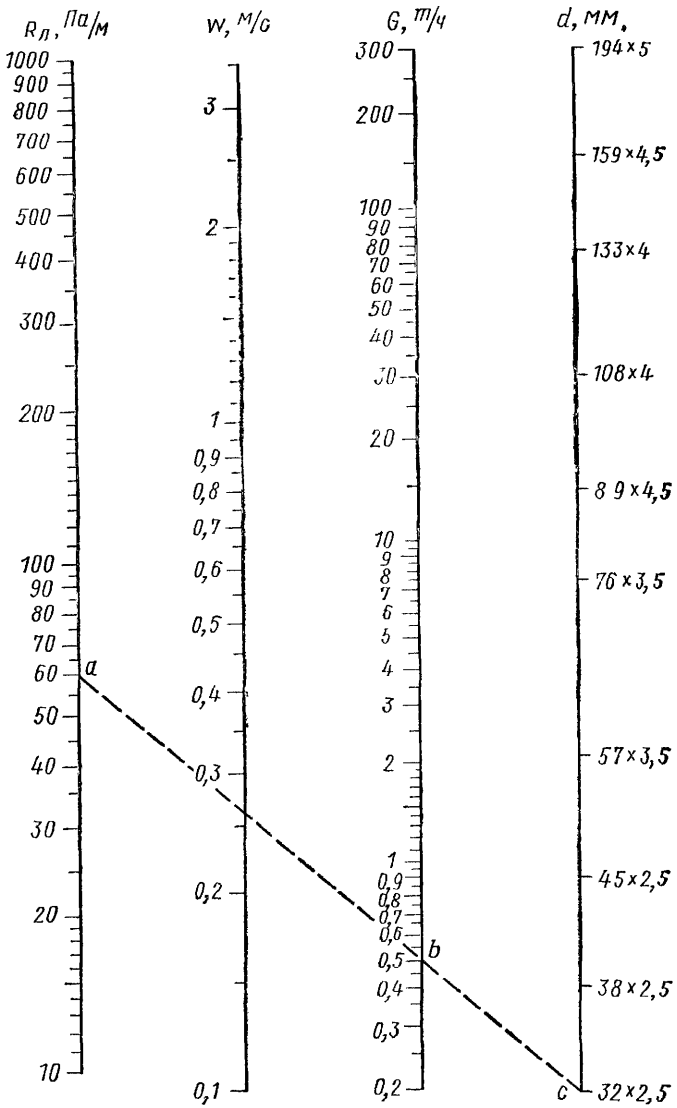


Рис. VI 6. Номограмма для расчета конденсатопроводов ($k_э$=1 мм)

Уравнение (VI.9) после подстановки λ из формулы (VI.4) можно представить в виде

$$R_{\text{л.см}}=\frac{6{,}9\cdot10^{-6}G_{\text{см}}^2}{d_{\text{см}}^{5{,}25}\rho_{\text{см}}}, \tag{VI.23}$$

$$R_{\text{л.к}}=\frac{6{,}9\cdot10^{-6}G_{\text{к}}^2}{d_{\text{к}}^{5{,}25}\rho_{\text{к}}}, \tag{VI.24}$$

где $R_{\text{л.см}}$, $R_{\text{л.к}}$ — удельные падения давления в двухфазном и в напорном конденсатопроводах, Па/м; $G_{\text{см}}$, $G_{\text{к}}$ — расходы пароводяной

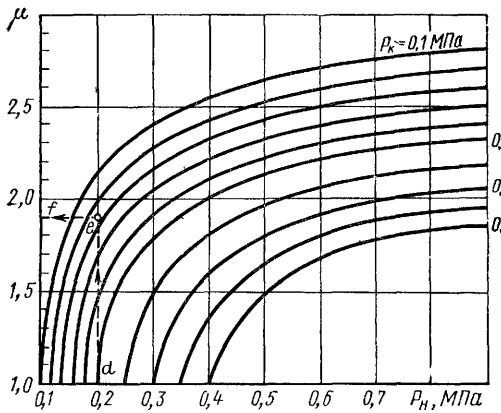


Рис. VI.7. График для определения коэффициента μ при расчете двухфазных конденсатопроводов

эмульсии и «чистого» конденсата, т/ч; $d_{\text{см}}$, $d_{\text{к}}$ — диаметры двухфазного и напорного конденсатопроводов, м; $\rho_{\text{см}}$, $\rho_{\text{к}}$ — плотности пароводяной эмульсии и конденсата, кг/м³.

Если при $R_{\text{л.см}}=R_{\text{л.к}}$ пропустить одинаковое количество пароводяной эмульсии и конденсата $G_{\text{см}}=G_{\text{к}}$, то из сравнения уравнений (VI.23), (VI.24) можно получить формулы для определения диаметров двухфазных конденсатопроводов:

$$\frac{d_{\text{см}}}{d_{\text{к}}}=\left(\frac{\rho_{\text{к}}}{\rho_{\text{см}}}\right)^{1/5{,}25}=\mu; \tag{VI.25}$$

$$d_{\text{см}}=\mu d_{\text{к}}, \tag{VI.26}$$

где μ — поправочный коэффициент.

Таким образом, расчет двухфазных конденсатопроводов можно выполнять по таблицам или номограммам, составленным для напорных конденсатопроводов (рис. VI.6) с последующей корректировкой диаметров по формуле (VI.26).

Поправочный коэффициент μ зависит от давления пара перед теплообменником и в конце конденсатопровода. Для определения коэффициента μ на рис. VI.7 приводится график.

Местные сопротивления конденсатопроводов составляют примерно 20% об общих потерь давления в сети, что соответствует $\alpha_{ср}=0{,}25$.

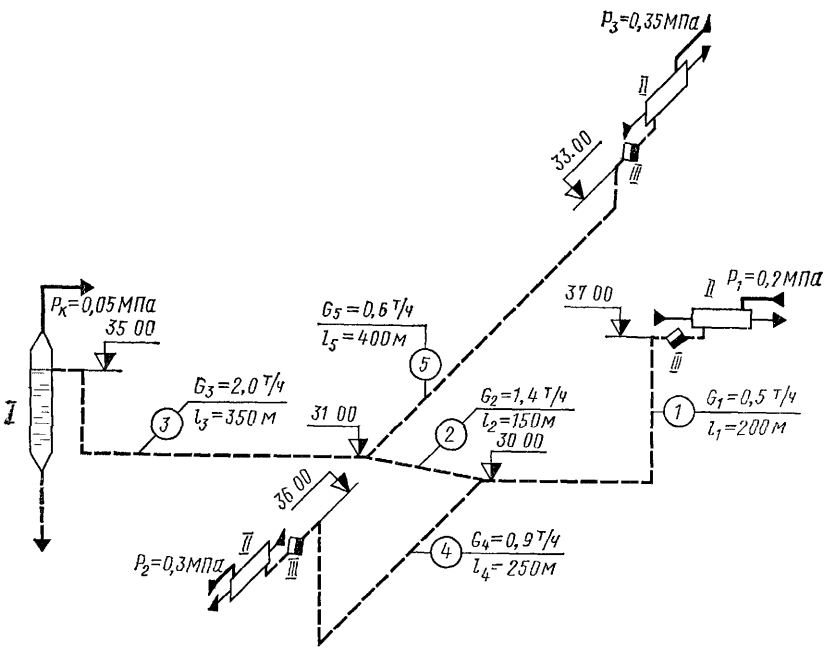


Рис. VI.8. Расчетная схема конденсатопроводов:
I — сепаратор; *II* — теплообменник; *III* — конденсатоотводчик

Пример 3. Рассчитать конденсатопроводы тепловой сети, для которой расходы конденсата, давления пара перед теплообменниками, длины участков и геодезические отметки в узловых точках приведены на рис. VI.8. Падение давления в конденсатоотводчиках принять равным 60% от давления пара перед ними.

Расчет конденсатопроводов удобнее производить в направлении от концевых участков к тепловому центру (по направлению движения конденсата).

Решение. Расчет следует начинать от абонента, давление пара перед теплообменником которого наименьшее, P_1=0,2 МПа.

1. Общая длина расчетной магистрали (участки *1*, *2*, *3*) $\sum l=200+150+350=700$ м.

2. Давление в начале участка *1* (после конденсатоотводчика)

$$P_{н1}=P_1-0{,}6P_1=0{,}4\cdot 0{,}2=0{,}08 \text{ МПа}.$$

3. Располагаемый перепад давлений в расчетной магистрали с учетом геодезических отметок в крайних точках магистрали

$$\Delta P_с=P_н-P_к+\frac{g\rho\Delta h}{10^6}=0{,}08-0{,}05+\frac{9{,}81\cdot 1000\,(37-35)}{10^6}=0{,}0495 \text{ МПа}.$$

Здесь Δh — разность отметок конденсатопроводов у расчетного абонента и у бака-сепаратора.

4. Среднее удельное линейное падение давления в сети.

$$R_{л.ср}=\frac{0{,}0495\cdot 10^6}{1{,}25\cdot 700}=57 \text{ Па/м}.$$

5. *Участок 1*:

а) по номограмме (линия *авс* на рис. VI.6), зная $R_{л.ср}=57$ Па/м и $G_1=0{,}5$ т/ч, находим $d_1=32\times 2{,}5$ мм ($d_в=27$ мм), $R_1=60$ Па/м;

б) потери давления на участке

$$\Delta P_1=1{,}25\cdot 60\cdot 200=15000 \text{ Па};$$

в) давление в конце участка

$$P_{к1}=0{,}08-15000\cdot 10^{-6}+9{,}81\cdot 1000\,(37-30)\,10^{-6}=0{,}134 \text{ МПа};$$

г) по графику (рис. VI.7) при $P_{н1}=0{,}2$ и $P_{к1}=0{,}134$ определяем $\mu_1=1{,}9$ (линия *def*);

д) внутренний диаметр двухфазного конденсатопровода

$$d_{в1}=1{,}9\times 27=51 \text{ мм}.$$

Принимаем ближайший стандартный диаметр трубы $d_{см1}=57\times 2{,}5$ мм.

Участок 2: $P_{н2}=P_{к1}=0{,}134$ МПа;

а) при $G_2=1{,}4$ т/ч по номограмме находим $d_2=45\times 2{,}5$ мм ($d_{в2}=40$ мм), $R_2=57$ Па/м;

б) $\Delta P_2=1{,}25\cdot 57\cdot 150=10700$ Па;

в) $P_{к2}=0{,}134-10700\cdot 10^{-6}+9{,}81\cdot 1000\,(30-31)\,10^{-6}=0{,}113$ МПа;

г) при $P_{н2}=0{,}134$, $P_{к2}=0{,}113$, $\mu_2=2{,}05$;

д) $d_{в2}=2{,}05\times 40=82$ мм, принимается $d_{см2}=89\times 3{,}5$ мм.

Участок 3: $P_{н3}=0{,}113$ МПа;

а) при $G_3=3$ т/ч $d_3=57\times 3{,}5$ мм ($d_{в3}=50$ мм); $R_3=40$ Па/м;

б) $\Delta P_3=1{,}25\cdot 40\cdot 300=17500$ Па;

в) $P_{к3}=0{,}113-17500\cdot 10^{-6}+9{,}81\cdot 1000\,(31-35)\,10^{-6}=0{,}055$ МПа;

г) $\mu_3=2{,}35$;

д) $d_{в3}=2{,}35\times 40=117$ мм, принимаем $d_{см3}=133\times 4{,}5$ мм.

Давление в баке-сепараторе превышает заданное по условию задачи на $0{,}055-0{,}05=0{,}005$ МПа.

Если принять $d_3=45\times 3{,}5$ мм, то $R_3=130$ Па/м и конечное давление получаем $0{,}0376<0{,}05$ МПа.

Ответвления рассчитаны аналогично. Результаты расчета приведены в табл. VI.4.

Таблица VI.4 **Пример гидравлического расчета конденсатопровода**

№ участка	G, т/ч	l, м	$P_н$, МПа	$d\times s$, мм	R, Па/м	ΔP, Па	Δh, м	$P_к$, МПа	μ	$d_{см}\times s$, мм
1	0,5	200	0,08	32×2,5	60	15 000	7,0	0,134	1,9	57×3,5
2	1,4	140	0,134	45×2,5	57	10 700	—1,0	0,113	2,05	89×3,5
3	3,0	350	0,113	57×3,5	40	17 500	—4,0	0,055	2,3	133×4,5
Ответвление										
4	0,9	250	0,12	32×2,5	175	53000	6,0	0,136	2,15	76×3,5
Невязка давления в узловой точке A составляет 0,136—0,134=0,002 МПа										
Ответвление										
5	0,6	400	0,14	32×2,5	90	45000	2,0	0,115	2,4	76×3,6
Невязка давления в узловой точке B составляет 0,115—0,113=0,002 МПа										

Распределение давлений в тепловых сетях удобно изображать в виде пьезометрического графика, который дает наглядное представление о давлении или напоре в любой точке тепловой сети и поэтому обеспечивает большие возможности учета многочислен-

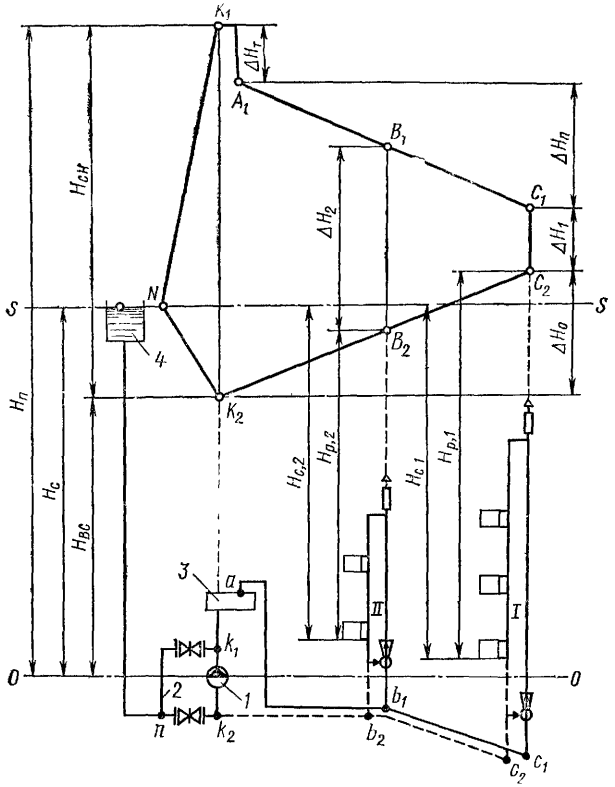


Рис. VI.9. Пьезометрический график двухтрубной тепловой сети с зависимыми схемами присоединения систем отопления:

1 — сетевой насос; *2* — перемычка сетевого насоса; *3* — станционный водонагреватель; *4* — расширительный бак

ных факторов (рельеф местности, высота зданий, особенности абонентских систем и т. д.) при выборе оптимального гидравлического режима.

Пьезометрические графики разрабатываются для зимних и летних расчетных условий. Проектирование открытых систем теплоснабжения связано с необходимостью построения пьезометрических графиков для отопительного сезона с учетом максимальных водоразборов из подающих и отдельно из обратных трубопроводов.

Давление, выраженное в линейных единицах измерения, называется **напором давления** или **пьезометрическим напором.** В системах теплоснабжения пьезометрические графики характеризуют напоры, соответствующие избыточному давлению, и они могут быть измерены обычными манометрами с последующим переводом результатов измерения в метры.

Рассмотрим пьезометрический график упрощенной системы теплоснабжения (рис. VI.9). Циркуляция воды в замкнутой сети осуществляется насосом *1*. Расширительный бак *4*, уровень воды в котором поддерживается постоянным, присоединен к обводной линии циркуляционного насоса *2*. В реальных условиях вместо расширительного бака обычно устанавливают подпиточный насос (см. гл. VII). Если сетевой насос не работает, то напоры во всех точках системы теплоснабжения определяются уровнем воды в расширительном баке. При таком статическом состоянии системы теплоснабжения пьезометрический график представляет собой горизонтальную линию $s - s$, проведенную на уровне поверхности воды в расширительном баке. Напор в любой точке сети определяется величиной вертикального отрезка между данной точкой и линией $s - s$.

При динамическом режиме, когда сетевой насос включается в работу, пьезометрический график изобразится линией $K_1A_1B_1C_1C_2B_2K_2$ для тепловой сети и линией K_1NK_2 — для перемычки. Если за плоскость отчета напоров принять уровень $O - O$, то отрезок H_0 будет характеризовать статический напор в тепловой сети.

При работе сетевого насоса отрезок $H_{\text{п}}$ характеризует напор в нагнетательном патрубке насоса, а отрезок $H_{\text{вс}}$ — напор у всасывающего патрубка насоса. Разность $H_{\text{сн}} = H_{\text{п}} - H_{\text{вс}}$ соответствует напору, создаваемому сетевым насосом, который и расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений при движении теплоносителя. Отрезки $\Delta H_{\text{т}}$, $\Delta H_{\text{п}}$, ΔH_0 составляют потери напора соответственно в подогревательной установке *3*, подающей и обратной магистралях сети; ΔH_1, ΔH_2 — располагаемые напоры для абонентских систем *I* и *II*.

В системах отопления, присоединяемых к тепловой сети по зависимой схеме с элеваторным смешением, располагаемые напоры (ΔH_1, ΔH_2) расходуются в основном в водоструйных элеваторах (см. рис. VI.12, *а*). Потери напора в самих отопительных системах не превышают 1—2 м. Пренебрегая этой величиной, можно считать, что при работе сетевых насосов системы отопления и, в частности, наименее прочные их элементы — радиаторы, испытывают давление со стороны обратной магистрали. Отрезки $H_{\text{р},1}$ и $H_{\text{р},2}$ характеризуют напоры в радиаторах нижних этажей при динамическом режиме системы теплоснабжения; $H_{\text{с},1}$, $H_{\text{с},2}$ — то же, при остановке сетевых насосов.

Следует обратить внимание, что остановка сетевого насоса по-разному влияет на изменения давлений в различных абонентских системах. Если у абонента *I* остановка насоса уменьшает

напор в радиаторе ($H_{c1} < H_{p1}$), то в радиаторе абонента *II* напор увеличивается ($H_{c,2} > H_{p,2}$).

При построении пьезометрического графика нужно выполнять следующие условия:

1. Давление в непосредственно присоединяемых к сети абонентских системах не должно превышать допускаемого как при статическом, так и при динамическом режиме. Для радиаторов систем отопления максимальное избыточное давление должно быть не более 0,6 МПа, что соответствует примерно напору в 60 м.

2. Максимальный напор в подающих трубопроводах ограничивается прочностью труб и всех водоподогревательных установок. Предельно допустимые напоры приведены ниже:

Наименование оборудования	Предельно допустимые напоры, м
Стальные водогрейные котлы	250
Чугунные котлы	60
Подогреватели сетевой воды БО и БТ	140
Скоростные подогреватели воды МВН	100
Калориферы	80
Чугунные радиаторы	60
Панели со змеевиками из труб	80

3. Напор в подающих трубопроводах, по которым перемещается вода с температурой более 100°С, должен быть достаточным для исключения парообразования. Например, насыщенный пар, находящийся под давлением 0,4 МПа, имеет температуру 151,3°С. Если в сети температура воды тоже 151,3°С, то для исключения ее вскипания давление в сети должно быть больше 0,4 МПа. Следовательно, для рассматриваемого случая минимальный напор в подающей сети должен быть 43—45 м. На с. 179 приведены рекомендуемые из условия невскипания напоры в подающих трубопроводах в зависимости от температуры воды. В связи с неравномерным нагреванием воды в отдельных трубках водогрейных котлов температуру воды в них для определения давления, обеспечивающего невскипание, следует принимать на 30°С выше расчетной температуры сетевой воды.

4. Для предупреждения кавитации напор во всасывающем патрубке сетевого насоса должен быть не меньше 5 м.

5. В точках присоединения абонентов следует обеспечить достаточный напор для создания циркуляции воды в местных системах. При элеваторном смешении на абонентском вводе располагаемый напор должен быть не меньше 10—15 м. Наличие подогревателей горячего водоснабжения при двухступенчатой схеме требует увеличения напора до 20—25 м.

6. Уровни пьезометрических линий как при статическом, так и при динамическом режиме следует устанавливать с учетом возможности присоединения большинства абонентских систем по наиболее дешевым зависимым схемам. Статическое давление также не должно превышать допускаемого давления для всех элементов

системы теплоснабжения. При определении статического давления возможность вскипания воды в подающих трубопроводах, как правило, можно не учитывать.

Пример построения пьезометрического графика для системы теплоснабжения (рис. VI.9) с учетом соблюдения вышеизложенных требований приведен на рис. VI.10. Сначала строится профиль местности по трассе теплопроводов. На профиле в принятом масштабе наносят высоты зданий. При построении пьезометрических графиков условно принимают, что оси трубопроводов совпадают с поверхностью земли. Такая условность вполне оправдана для подземных прокладок, когда заглубление трубопроводов не превышает 1—2 м. В этом случае фактические напоры в трубопроводах будут больше на величину их заглубления. Для воздушных прокладок, наоборот, напоры в трубопроводах будут меньше, и это обстоятельство следует учитывать при определении минимальных давлений, обеспечивающих невозможность вскипания воды в подающих или невозможность возникновения вакуума в обратных трубопроводах.

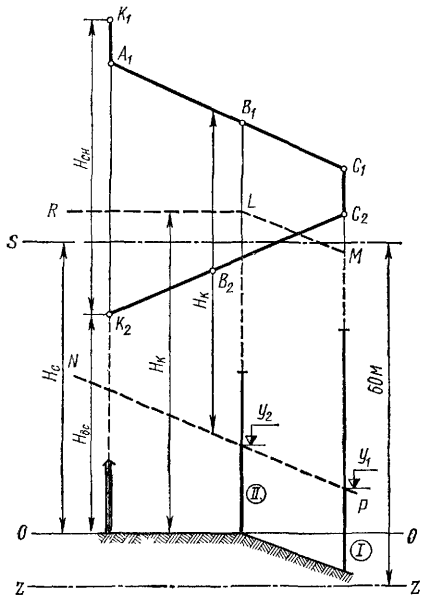


Рис. VI.10. Построение пьезометрического графика

Статический напор (линия $s—s$) устанавливают из условия заполнения сетевой водой по возможности всех абонентских систем с запасом в 3—5 м по отношению к самому высокому абоненту. Проведем на 60 м ниже линии $s—s$ горизонталь $z—z$. Тогда в зоне, расположенной между этими линиями, при статическом режиме напор не превышает 60 м и не опасен для чугунных радиаторов систем отопления.

Предельное положение пьезометрической линии для обратной магистрали при динамическом режиме (рис. VI.10, линия $K_2B_2C_2$) намечается из следующих соображений: а) максимальный пьезометрический напор не должен превышать 60 м в радиаторах нижних этажей систем отопления, присоединяемых по элеваторной схеме; б) для защиты систем отопления от опорожнения пьезометрическая линия должна быть не менее чем на 3—5 м выше зданий.

Действительный уклон пьезометрической линии определяется по данным гидравлического расчета. Потери напора в местной системе концевого абонента *I* соответствуют отрезку C_1C_2. Отложив от точки C_1 потери напора в подающей магистрали, прове-

дем для этой магистрали пьезометрическую линию $C_1B_1A_1$. Точка K_1 располагается выше точки A_1 на величину потери напора в станционной подогревательной установке.

Пьезометрическая линия подающей магистрали должна удовлетворять следующим условиям: а) максимальный напор не должен превышать допустимого для труб и подогревательных установок; б) минимальный напор не должен допускать вскипания воды.

Невозможность вскипания воды на пьезометрическом графике может быть отражена двумя способами.

По *первому* способу от каждой точки поверхности земли откладывают напор $H_к$, принимаемый по ниже приведенным данным,

Расчетная температура сетевой воды, °С	120	130	140	150	160	170	180
Максимальный напор, м	10	20	30	40	55	72	93

и проводят линию *RLM*, называемую **линией невскипания**.

Если пьезометрическая линия $A_1B_1C_1$ расположится выше линии *RLM* и нигде ее не пересекает, то вода в трубах кипеть не будет.

По *второму* способу ниже линии $A_1B_1C_1$ на величину $H_к$ проводят линию *NP*. Во всех точках, расположенных ниже линии *NP*, кипение невозможно, так как напор в этих точках больше $H_к$. Только в местах пересечения линии *NP* с подающим трубопроводом и во всех точках, расположенных выше линии *NP*, при расчетных температурных условиях наступит парообразование. Второй способ наглядно иллюстрирует те уровни, до которых во избежание парообразования можно поднимать воду с расчетной температурой выше 100°С. В частности, у абонентов *I* и *II* сетевую воду из условия невскипания можно поднять только до отметок соответственно y_1, y_2.

Если перечисленные выше условия не могут быть выполнены для всех абонентов, то отдельные местные системы необходимо присоединять по независимой схеме.

При неровном рельефе местности, когда значительное количество потребителей тепла выходит за границу нормального гидравлического режима, система теплоснабжения разбивается на независимые по давлению зоны (см. гл. VII).

§ VI.7. ВЛИЯНИЕ ДАВЛЕНИЙ В ТЕПЛОВОЙ СЕТИ НА ПРИСОЕДИНЕНИЕ АБОНЕНТСКИХ СИСТЕМ

На рис. VI.11 представлен пьезометрический график для двухтрубной тепловой сети. Отметим, что давление в подающем трубопроводе достаточно и гарантирует в нем невскипание воды, так как линия *NP* не пересекается с поверхностью земли. Однако эта линия пересекает абоненты *3* и *6* на отметках y_3 и y_6. Значит, водонагреватели и калориферы, работающие на сетевой воде, не могут располагаться выше указанных отметок.

С другой стороны, напор в подающей магистрали по отношению ко всем абонентам не превышает 100 м и поэтому не опасен для местных водоподогревателей горячего водоснабжения. Калориферы, допускающие давление до 0,8 МПа, можно устанавливать в нижних этажах всех зданий, кроме зданий 1 и 4, для которых напоры в подающем теплопроводе больше 80 м. У абонента *4*, например, $H=100$ м, поэтому во избежание «раздавливания» калориферов приточные вентиляционные камеры могут быть установлены не ниже отметки +20 м.

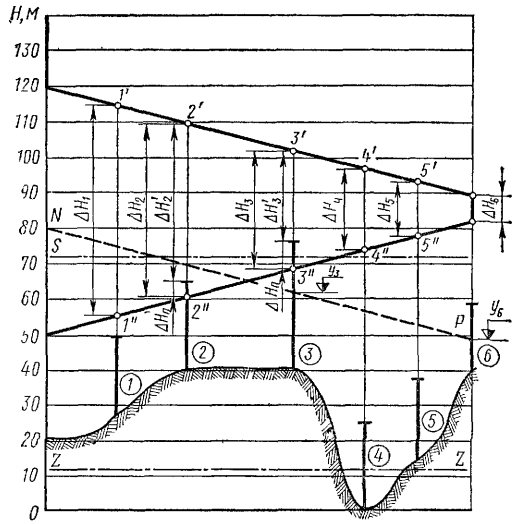


Рис. VI.11. Пьезометрический график тепловой сети района

Такова общая характеристика гидравлического режима рассматриваемой тепловой сети.

Проанализируем условия работы систем отопления каждого из абонентов и выберем схему присоединения к тепловой сети.

Абонент 1 находится в статической зоне непосредственного присоединения (между линиями $s-s$ и $z-z$). При работе сетевых насосов напор в обратной магистрали не более 60 м, т. е. не опасен для радиаторов отопления. Опорожнение системы отопления невозможно ни при статическом, ни при динамическом режиме. Располагаемый на вводе циркуляционный напор ΔH_1 достаточен для работы элеватора ΔH_9 и преодоления гидравлических сопротивлений системы отопления. Поэтому здесь возможна наиболее дешевая и распространенная зависимая схема присоединения с элеваторным смешением. На рис. VI.12, *а* приведена принципиальная схема ввода и пьезометрический график, из которого видно, что максимальный напор в местной системе отопления (после элеватора) незначительно превышает напор в обратной магистрали наружной сети.

Абонент 2. При статическом режиме давление в тепловой сети достаточно для защиты системы отопления от опорожнения и не превышает 0,6 МПа, т. е. не опасно для радиаторов. Однако при динамическом режиме система отопления будет опорожняться через обратный трубопровод, так как его пьезометрическая линия проходит ниже верха здания. Поэтому здесь возможна зависимая схема с элеваторным смешением, но с установкой на обратном трубопроводе регулятора давления «до себя», который автомати-

чески создает в точке B подпор, исключающий опорожнение системы отопления (рис. VI.12, *б*). В результате располагаемый для системы отопления напор уменьшится на величину подпора $\Delta H_п$ и будет равен $\Delta H'_2$, а давление в радиаторах повысится.

Абонент 3 находится в тех же условиях, что и абонент 2. Однако при остановке сетевых насосов система отопления будет опорожняться как через подающий, так и через обратный трубопроводы.

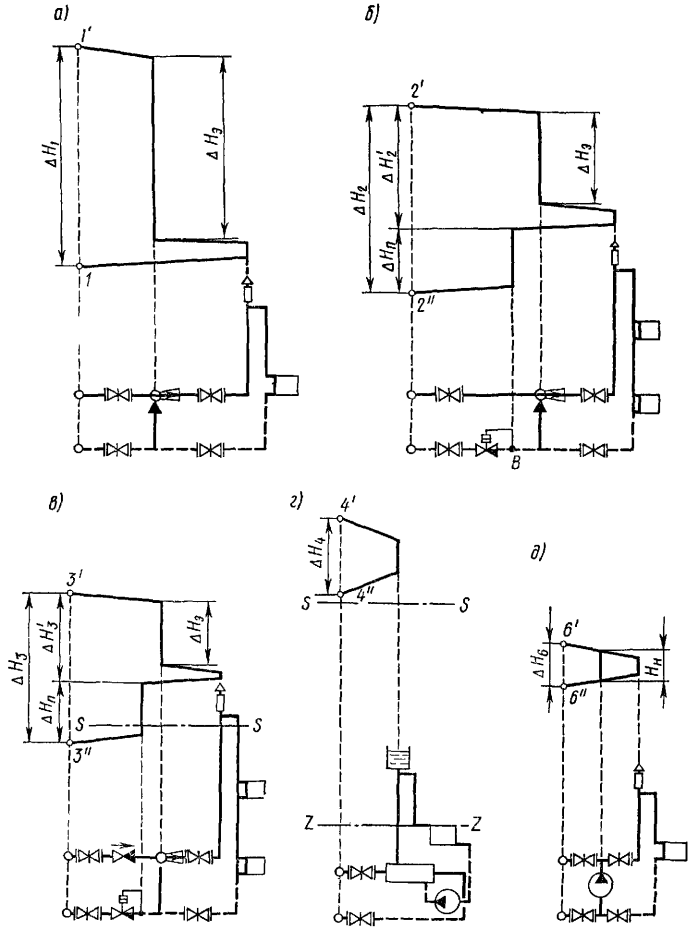


Рис. VI.12. Принципиальные схемы присоединения систем отопления к тепловым сетям

Здесь следует установить обратный клапан на подающем трубопроводе и регулятор давления на обратном (рис. VI.12, *в*). Регулятор настраивается на давление, исключающее опорожнение системы отопления. Когда давление в обратной магистрали наружной сети становится меньше давления настройки, регулятор

отключает систему отопления от наружной сети. Система отопления защищается от опорожнения через подающий трубопровод с помощью обратного клапана. Независимая схема здесь также допустима и обеспечит более надежную работу. Однако она будет дороже и по капитальным затратам (дополнительно требуются водонагреватели, циркуляционные насосы, расширительный бак) и по эксплуатационным расходам (требуется электроэнергия для работы насосов).

Абонент 4 может быть присоединен только по независимой схеме (рис. VI.12, *г*), так как при статическом и динамическом режимах в тепловой сети отопительные приборы нижнего этажа данного здания находятся под напором более 60 м.

Абонент 5, хотя и расположен в статической зоне непосредственного присоединения, но должен быть присоединен по независимой схеме (рис. VI.12, *г*), так как при динамическом режиме напор в обратной магистрали превышает допустимые 60 м.

Абонент 6 находится в тех же условиях, что и абонент 1. Однако располагаемый на вводе напор $\Delta H_6 < 10$ м недостаточен для работы водоструйного элеватора. Для подмешивания воды из обратной магистрали требуется установка насоса (рис. VI.12, *д*).

Приведенные примеры не исчерпывают все возможные варианты присоединения систем отопления к тепловым сетям, но они наглядно свидетельствуют о важности построения пьезометрических графиков для выбора схем абонентских вводов.

§ VI.8. ПОДБОР НАСОСОВ

В водяных тепловых сетях насосы используются для создания заданных давлений и подачи необходимого количества воды к потребителям тепла. В паровых сетях насосами перекачивается конденсат от потребителей к тепловому центру.

Сетевые насосы создают циркуляцию воды в системе теплоснабжения, а подпиточные компенсируют утечки воды и поддерживают необходимый уровень пьезометрических линий как при статическом, так и при динамическом режимах. Количество сетевых насосов принимается не менее двух, из которых один резервный. Если для работы сети при расчетных условиях требуется установка четырех насосов, то резервные насосы не предусматриваются. В закрытых системах теплоснабжения устанавливается не менее двух подпиточных насосов, а в открытых — не менее трех, из которых один является резервным.

Для подбора насоса необходимо знать его производительность и величину напора. Для сетевых насосов производительность определяют по расчетному расходу воды в головном участке тепловой сети и для закрытых систем — по формуле (VI.14). При подборе сетевых насосов для открытых систем теплоснабжения расход воды на горячее водоснабжение принимают как среднечасовой, но с коэффициентом 1,2. В летний период производительность сете-

вых насосов принимают по максимальному часовому расходу воды на горячее водоснабжение.

Производительность подпиточных насосов для закрытых систем теплоснабжения принимают из расчета компенсации утечек в количестве 0,5% от объема воды, находящейся в трубопроводах, и в непосредственно присоединенных абонентских системах. При подборе подпиточных насосов для закрытых систем рекомендуется также предусматривать аварийную подпитку необработанной водой в количестве 2% от объема воды, находящейся в трубах наружной сети и в системах отопления и вентиляции.

В открытых системах производительность подпиточных насосов принимают по максимальному расходу горячей воды с учетом компенсации утечек. Аварийная подпитка здесь не предусматривается.

Объем воды, находящийся в системе теплоснабжения, ориентировочно можно определить по формуле

$$V=Q(V_c+V_м), \qquad (VI.27)$$

где Q — тепловая мощность системы теплоснабжения, МВт; V_c, $V_м$ — удельные объемы сетевой воды, находящейся в наружных сетях с подогревательными установками и в местных системах, м³/МВт.

Для тепловых сетей с подогревательными установками жилых районов $V_c=40 \div 43$ м³/МВт, промышленных предприятий $V_c=22 \div 30$ м³/МВт; для систем отопления гражданских зданий $V_м=26$ м³/МВт, промышленных $V_м=13$ м³/МВт; для систем горячего водоснабжения $V_м=5{,}2$ м³/МВт.

Напор сетевого насоса определяют по формуле

$$H_н=\Delta H_т+\Delta H_п+\Delta H_а+\Delta H_о, \qquad (VI.28)$$

где $\Delta H_т$ — потери напора в тепловом центре, м; $\Delta H_п$, $\Delta H_о$ — потери напора в подающем и в обратном магистральных трубопроводах, м; $\Delta H_а$ — необходимый напор на вводе концевого абонента, м.

Напор сетевого насоса для летнего периода определяют по формуле

$$H_н^л=H_н(G_л/G)^2, \qquad (VI.29)$$

где $G_л$ — расход воды в летнее время, т/ч; G — то же, в зимний период, т/ч.

Расчетная величина напора подпиточного насоса может быть определена по формуле

$$H_{п.н}=H_с+\Delta H+z, \qquad (VI.30)$$

где $H_с$ — статический напор в сети по отношению к оси подпиточного насоса, м; ΔH — потери напора в трубопроводах подпиточной линии от питательного бака до точки присоединения к тепловой сети, м; z — разность отметок между осью насоса и нижним уровнем воды в питательном баке, м.

По известным параметрам работы насосов (G и $H_{п.н}$) с помощью рабочих характеристик подбирают насосы по общепринятой методике.

ГЛАВА VII

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РЕЖИМЫ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

§ VII.1. ОСНОВЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РЕЖИМА

Гидравлическим режимом определяется взаимосвязь между расходом теплоносителя и давлением в различных точках системы в данный момент времени.

Расчетный гидравлический режим характеризуется распределением теплоносителя в соответствии с расчетной тепловой нагрузкой абонентов. Давление в узловых точках сети и на абонентских вводах равно расчетному. Наглядное представление об этом режиме дает пьезометрический график, построенный по данным гидравлического расчета.

Однако в процессе эксплуатации расход воды в системе изменяется. Переменный расход вызывается неравномерностью водопотребления на горячее водоснабжение, наличием местного количественного регулирования разнородной нагрузки, а также различными переключениями в сети. Изменение расхода воды и связанное с ним изменение давления приводят к нарушению как гидравлического, так и теплового режима абонентов. Расчет гидравлического режима дает возможность определить перераспределение расходов и давлений в сети и установить пределы допустимого изменения нагрузки, обеспечивающие безаварийную эксплуатацию системы.

Гидравлические режимы разрабатываются для отопительного и летнего периодов времени. В открытых системах теплоснабжения дополнительно рассчитывается гидравлический режим при максимальном водоразборе из обратного и подающего трубопроводов.

Расчет гидравлического режима базируется на основных уравнениях гидродинамики. В тепловых сетях, как правило, имеет место квадратичная зависимость падения давления ΔP (Па) от расхода:

$$\Delta P = SV^2, \qquad \text{(VII.1)}$$

где S — характеристика сопротивления, представляющая собой падение давления при единице расхода теплоносителя, Па/(м^3/ч)^2; V — расход теплоносителя, м^3/ч.

Значение характеристики сопротивления находится из совместного решения уравнений (VII.1), (VI.8), (VI.9):

$$S = \frac{\Delta P}{V^2} = \frac{R_л (l + l_э)}{V^2} = A_s \frac{(l + l_э)}{d^{5,25}} \rho; \qquad \text{(VII.2)}$$

$$A_s = 0{,}0894 \frac{k_э^{0,25}}{z^2}, \qquad \text{(VII.3)}$$

где $z=3600$ с; A_s — постоянный коэффициент, зависящий от шероховатости стенок трубопроводов:

Эквивалентная шероховатость стенки трубы $k_э$, м	0,0002	0,0005	0,001
A_s, $м^{0,25} \cdot ч^2/с^2$	$8,15 \cdot 10^{-10}$	$10,3 \cdot 10^{-10}$	$12,15 \cdot 10^{-10}$

Как следует из уравнений (VII.2) и (VII.3), характеристика сопротивления зависит от геометрических размеров сети, шероховатости стенок трубопроводов и плотности теплоносителя. При известных расходах и соответствующим им потерям давления характеристика сопротивления находится из уравнения (VII.1).

При разработке гидравлического режима часто используют линейную единицу давления, называемую напором.

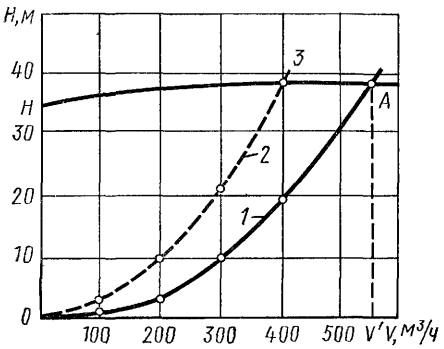


Рис. VII.1. Характеристика тепловой сети и насоса:
1 — расчетная характеристика; *2* — характеристика сети после отключения абонента; *3* — характеристика насоса

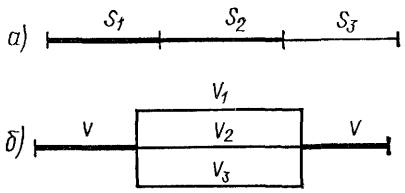


Рис. VII.2. Последовательное (*а*) и параллельное (*б*) соединение участков

Графическое изображение потерь напора от расхода является характеристикой сети. Характеристика тепловой сети представляет собой квадратичную параболу, проходящую через начало координат (рис. VII.1). Пересечение характеристики сети с характеристикой насоса (точка *A*) определяет режим работы насоса на данную сеть.

В процессе эксплуатации характеристика сопротивления сети изменяется в связи с присоединением новых абонентов, отключением части нагрузки, при изменении шероховатости стенок трубопроводов.

Определим характеристику сопротивления разветвленной сети, состоящей из ряда последовательно и параллельно соединенных участков. Общие потери давления ΔP в сети, состоящей из последовательно соединенных участков с неизменным расходом V (рис. VII.2, *а*), складываются из потерь давления на каждом участке

$$\Delta P=\Delta P_1+\Delta P_2+\Delta P_3, \qquad \text{(VII 4)}$$

где ΔP_1, ΔP_2, ΔP_3 — потери давления на отдельных участках сети.

Выразив потери давления через расход и характеристики сопротивления по формуле (VII.1), получим

$$SV^2=S_1V^2+S_2V^2+S_3V^2, \qquad \text{(VII.5)}$$

где S — характеристика сопротивления сети; S_1, S_2, S_3 — характеристики сопротивления ее составных участков.

Отсюда следует

$$S=S_1+S_2+S_3. \qquad \text{(VII.6)}$$

Следовательно, суммарная характеристика сопротивления последовательно соединенных участков сети равна сумме характеристик сопротивления этих участков.

При параллельном соединении (рис. VII.2, *б*) общий расход в сети равен сумме расходов на ответвлениях

$$V=V_1+V_2+V_3. \qquad \text{(VII.7)}$$

Расход воды согласно выражению (VII.1) может быть представлен в виде

$$V=\sqrt{\frac{\Delta P}{S}};\ V_1=\sqrt{\frac{\Delta P_1}{S_1}};\ V_2=\sqrt{\frac{\Delta P_2}{S_2}};\ V_3=\sqrt{\frac{\Delta P_3}{S_3}}. \qquad \text{(VII.8)}$$

Ввиду равенства потерь давления в параллельно соединенных участках сети ($\Delta P=\Delta P_1=\Delta P_2=\Delta P_3$) выражение (VII.7) примет вид

$$\sqrt{\frac{1}{S}}=\sqrt{\frac{1}{S_1}}+\sqrt{\frac{1}{S_2}}+\sqrt{\frac{1}{S_3}}. \qquad \text{(VII.9)}$$

Величина $1/\sqrt{S}$ представляет собой гидравлический показатель, называемый проводимостью, равный расходу воды при перепаде давления в 1 Па:

$$a=1/\sqrt{S}=V/\sqrt{\Delta P}. \qquad \text{(VII.10)}$$

С учетом зависимости (VII.10) получим

$$a=a_1+a_2+a_3, \qquad \text{(VII 11)}$$

где a — проводимость сети; a_1, a_2, a_3 — проводимости отдельных ее участков, $м^3/ч\cdot Па^{0,5}$.

Таким образом, суммарная проводимость параллельно соединенных участков равна сумме проводимостей этих участков.

На основе равенств (VII.6) и (VII.11) определяется характеристика сопротивления разветвленной сети по известным проводимостям или характеристикам сопротивления отдельных ее участков. С помощью полученных зависимостей производится расчет гидравлического режима системы.

§ VII.2. РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РЕЖИМА

В автоматизированной системе с регуляторами РР для отопления и регуляторами температуры РТ для горячего водоснабжения расход воды у абонентов определяется только величиной их тепловой нагрузки. Постоянство заданного расхода на отопительном вводе поддерживается настройкой регулятора: при уменьшении располагаемого давления на вводе увеличивается степень открытия клапана регулятора.

Расчет гидравлического режима такой системы сводится к определению потерь давления при известных расходах воды.

В случае отсутствия на вводах авторегуляторов изменение расходов и давления в сети вызывает перераспределение расходов в магистральных трубопроводах и на абонентских вводах. Расчет гидравлического режима дает возможность определить расходы воды и соответствующие им потери давления при изменившихся условиях работы системы.

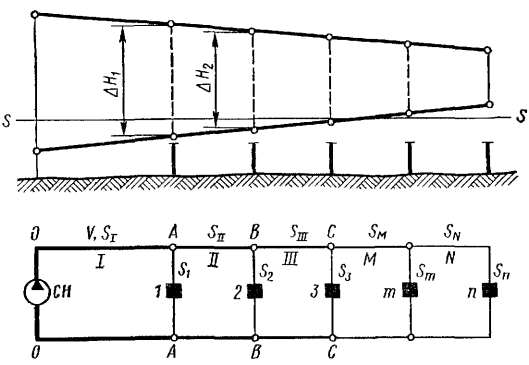


Рис. VII.3. Схема тепловой сети и пьезометрический график:
CH — сетевой насос

Исходными данными служат: схема сети, расчетный пьезометрический график и давление на коллекторах ТЭЦ. Рассмотрим схему тепловой сети, имеющей n абонентов (рис. VII.3). Характеристики сопротивления магистральных участков обозначим соответственно S_{I}, S_{II}, S_{III}, ..., S_N, а характеристики сопротивления абонентов с учетом ответвлений — S_1, S_2, S_3, ..., S_n. Суммарный расход воды в сети равен V, расход воды на абонентских вводах — V_i (с индексом, соответствующим его номеру).

Начиная с первого абонента, запишем условия равенства потерь давления в параллельных участках сети AS_1A и AS_nA:

$$\Delta P_1 = S_1 V_1^2 = S_{1-n} V^2, \qquad \text{(VII.12)}$$

где S_{1-n} — характеристика сопротивления сети от абонента 1 до n-го включительно со всеми ответвлениями, определяемая по формулам (VII.6) и (VII.11).

Из уравнения (VII.12) найдем относительный расход воды у абонента 1:

$$V_1 = V_1/V = \sqrt{S_{1-n}/S_1}. \qquad \text{(VII.13)}$$

Для абонентского ввода 2 можно записать:

$$\Delta P_2 = S_2 V_2 = S_{2-n} (V - V_1)^2, \qquad \text{(VII.14)}$$

где S_{2-n} — суммарная характеристика сопротивления сети от абонента 2 до n-го включительно со всеми ответвлениями.

Но, с другой стороны, перепад давлений в узле A равен:

$$\Delta P_1=(S_{II}+S_{2-n})(V-V_1)^2=S_{1-n}V^2. \qquad (VII.15)$$

Из совместного решения уравнений (VII.14) и (VII.15) найдем относительный расход воды у второго абонента

$$\overline{V}_2=\frac{V_2}{V}=\sqrt{\frac{S_{1-n}}{S_2}\frac{S_{2-n}}{S_{II-n}}}, \qquad (VII.16)$$

где $S_{II-n}=S_{II}+S_{2-n}$.

По аналогии для любого m-го абонента системы, состоящей из n потребителей, получим:

$$\overline{V}_m=\frac{V_m}{V}=\sqrt{\frac{S_{1-n}}{S_m}\frac{S_{2-n}}{S_{II-n}}\frac{S_{3-n}}{S_{III-n}}\frac{S_{m-n}}{S_{M-n}}}. \qquad (VII.17)$$

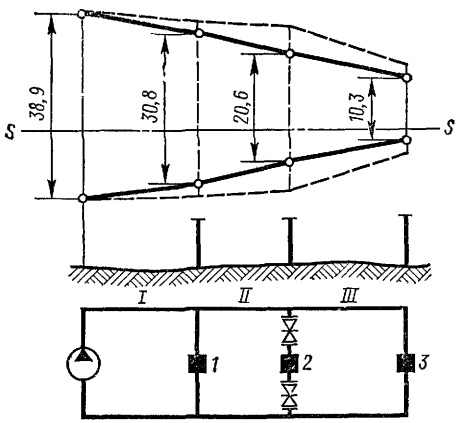


Рис. VII 4. Пьезометрические графики и принципиальная схема сети (к примеру 1):

——— — расчетный режим; — — — — — пьезометрический график после отключения абонента 2

Таким образом, если известны суммарный расход воды и характеристики сопротивления отдельных участков сети, то можно найти расход воды через любую абонентскую установку.

Пример 1. Схема тепловой сети и расчетный пьезометрический график, показаны на рис. VII.4. Расчетные расходы воды и соответствующие им потери давления приведены в табл. VII.1.

Определить расходы воды и потери напора в сети при отключении абонента 2. Построить характеристику сети для расчетного и нерасчетного режимов.

При расчете принять, что давление насоса остается постоянным и равным $372\cdot10^3$ Па. Плотность воды принимаем $\rho=975$ кг/м^3.

Решение. Расчетная характеристика сопротивления системы находится из формулы (VII.1) по данным расчетного режима:

$$S=\Delta P/V^2=372\cdot10^3/565^2=1{,}16 \text{ Па/(м}^3\text{/ч)}^2.$$

Для построения характеристики сети задаемся расходами воды и определяем соответствующие им потери напора при $S=1{,}16$. Характеристики сети и насоса показаны на рис. VII.1.

Определяем характеристики сопротивления магистральных участков сети и абонентов по известным расходам и потерям давления для расчетного режима по формуле (VII.1.). Результаты расчета приведены в табл. VII.1.

Далее находим характеристики сопротивления и проводимости отдельных узлов системы после отключения абонента 2. Для этого суммируем характеристики сопротивления последовательно соединенных участков или проводимости параллельных участков

Таблица VII.1 Расчет гидравлического режима тепловой сети (к примеру 1)

Наименование	Расчетный расход воды		Расчетные потери		Характеристика сопротивления, Па/(м³/ч)²	Проводимость, м³/ч·Па^0,5
	т/ч	м/ч	давления, Па (кгс/м²)	напора, м		
Магистральный участок I	550	565	77,5	8,1	0,243	—
Магистральный участок II	300	308	97,5	10,2	1,03	—
Магистральный участок III	100	103	98,5	10,3	9,28	—
Абонент 1	250	256	294,6	30,8	4,5	0,475
Абонент 2	200	205	197,0	20,6	4,68	—
Абонент 3	100	103	98,5	10,3	9,28	—

Характеристика сопротивления магистральных участков II, III и абонента после отключения потребителя 2 составит:

$$S_{II-3}=S_{II}+S_{III}+S_3=1{,}03+9{,}28+9{,}28=19{,}6.$$

Проводимость участков II — 3

$$a_{II-3}=\frac{1}{\sqrt{S_{II-3}}}=\frac{1}{\sqrt{19{,}6}}=0{,}226.$$

Суммарная проводимость участков II — 3 и абонента 1

$$a_{1-3}=a_{II-3}+a_1=0{,}226+0{,}475=0{,}701.$$

Общая характеристика сопротивления этих участков сети составляет:

$$S_{1-3}=\frac{1}{a_{1-3}^2}=\frac{1}{0{,}701^2}=2{,}07.$$

Суммарная характеристика сопротивления всей системы после отключения абонента 2 равна

$$S=S_1+S_{1-3}=0{,}243+2{,}07=2{,}313.$$

Как видно из приведенного расчета, характеристика сопротивления системы при отключении параллельного участка увеличивается.

Характеристика сети после отключения абонента 2 построена по зависимости (VII.1) при $S=2{,}313$ (см. рис. VII.1).

$$V=\sqrt{\frac{\Delta P}{S}}=\sqrt{\frac{372000}{2{,}313}}=401\ \text{м}^3/\text{ч}.$$

Расход воды у абонента 1 определим по формуле (VII.13)

$$V_1=V\sqrt{\frac{S_{1-3}}{S_1}}=401\sqrt{\frac{2{,}07}{4{,}5}}=272\ \text{м}^3/\text{ч}.$$

Расход воды у абонента 3

$$V_3=V-V_1=401-272=129\ \text{м}^3/\text{ч}.$$

Потери давления и напора на участках сети:

$$\Delta P_1=S_1V^2=0{,}243\cdot 401^2=39\,070\ \text{Па};$$

$$\Delta H_1=\frac{\Delta P_1}{9{,}81\rho}=\frac{39\,070}{9{,}81\cdot 975}=4{,}09\ \text{м};$$

$$\Delta P_{II} = S_{II}\ V_3^2 = 1{,}03 \cdot 129^2 = 17\,140 \text{ Па};$$

$$\Delta H_{III} = \frac{17\,140}{9{,}81 \cdot 975} = 1{,}79 \text{ м};$$

$$\Delta P_{III} = 9{,}28 \cdot 129^2 = 154\,430 \text{ Па};$$

$$\Delta H_{III} = \frac{154\,430}{9{,}81 \cdot 975} = 16{,}1 \text{ м}.$$

Располагаемые напоры в узловых точках равны:

$$\Delta H_1 = H_н - \Delta H_I = 38{,}9 - 4{,}09 = 34{,}81 \text{ м};$$

$$\Delta H_2 = 34{,}81 - 1{,}79 = 33{,}02 \text{ м};$$

$$\Delta H_3 = 33{,}02 - 16{,}1 = 16{,}98 \text{ м}.$$

По найденным величинам строим пьезометрический график для нового режима (рис. VII.4).

На основе расчета гидравлического режима решается целый ряд вопросов, связанных с эксплуатацией системы теплоснабжения, а именно: возможность присоединения новых абонентов к существующей сети, аварийное резервирование системы, проверяется работа сети при максимальном водоразборе на горячее водоснабжение. Методы ручного счета весьма трудоемки, а в ряде случаев, например для многокольцевых сетей, практически неприемлемы.

ВТИ разработаны алгоритмы и программы расчета гидравлических режимов тепловых сетей на ЭЦВМ. С их помощью решены многочисленные задачи по расчету и исследованию гидравлических режимов систем теплоснабжения ряда городов страны.

§ VII.3. ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Под гидравлической устойчивостью понимают способность системы сохранять постоянный расход теплоносителя на абонентских вводах при изменении условий работы других потребителей. Гидравлическая устойчивость количественно оценивается коэффициентом гидравлической устойчивости

$$У = V'/V^{макс}, \qquad (VII.18)$$

где V', $V^{макс}$ — соответственно расчетный и максимально возможный расход сетевой воды на абонентском вводе.

Коэффициент гидравлической устойчивости $У = 1$ может быть в принципе достигнут установкой на вводах регуляторов расхода, автоматически обеспечивающих постоянство расхода воды в абонентских системах. В реальных условиях эксплуатации $У \neq 1$. В неавтоматизированной системе любые переключения в сети изменяют расходы воды у абонентов. Так, например, при отключении части нагрузки расход воды в тепловой сети уменьшается, что приводит к снижению потерь давления в сети и к росту располагаемых давлений на вводах. Расход воды у оставшихся абонентов возрастает. Отклонение фактического расхода от расчетной величины вызывает гидравлическую разрегулировку абонент-

ских систем. Максимальная разрегулировка абонентской системы произойдет в том случае, когда останется включенным только один потребитель. Падение давления в сети при этом будет настолько незначительным, что, пренебрегая им, можно принять располагаемый перепад давлений на вводе равным расчетному давлению сетевого насоса. Тогда, заменив в равенстве (VII.18) отношение расходов воды отношением потерь давления, получим

$$y=\frac{V'}{V^{\text{макс}}}=\sqrt{\frac{\Delta P_{\text{аб}}}{P_{\text{н}}}}=\sqrt{\frac{\Delta P_{\text{аб}}}{\Delta P_{\text{аб}}+\Delta P_{\text{с}}}}=\frac{1}{\sqrt{1+\frac{\Delta P_{\text{с}}}{\Delta P_{\text{аб}}}}}, \quad \text{(VII.19)}$$

где $\Delta P_{\text{аб}}$ — располагаемое давление на вводе при расчетном расходе воды; $\Delta P_{\text{с}}$ — потери давления в сети при расчетном режиме; $P_{\text{н}}=\Delta P_{\text{аб}}+\Delta P_{\text{с}}$ — давление сетевого насоса.

Из выражения (VII.19) следует, что гидравлическая устойчивость системы повышается с уменьшением потерь давления в магистральных сетях и с увеличением гидравлического сопротивления абонентских установок. С этой целью целесообразно уменьшение диаметров вводов, установка на вводах дроссельных шайб. Задвижки на магистральных трубопроводах должны быть полностью открыты.

Некоторые случаи разрегулировки сети приведены на рис. VII 5.

При частичном прикрытии запорной арматуры на вводе в здание или полном отключении абонента характеристика сопротивления сети увеличивается, что приводит к снижению общего расхода воды в системе. Потери давления на участке от источника теплоснабжения до отключенного абонента *3* уменьшаются, в результате чего возрастают давления на вводах (рис. VII, 5, *а*). Расход воды у всех оставшихся абонентов возрастает. Такая разрегулировка, когда знак изменения расходов у всех абонентов одинаков,

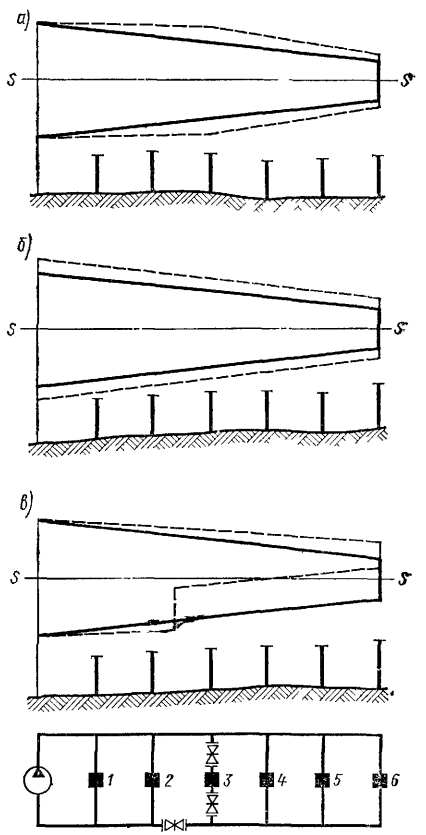


Рис VII 5 Изменения пьезометрических графиков тепловой сети при регулировании

а — местном на абонентском вводе, *б* — центральном, *в* — местном на обратном трубопроводе; ——— — расчетный режим; — — — — — измененный режим

называется соответственной. Для количественной оценки разрегулировки сопоставим расходы воды у абонентов. Отношение расходов у абонентов *4* и *6* из уравнения (VII.17) составляет:

$$\frac{V_4}{V_6}=\sqrt{\frac{S_6}{S_4}\frac{S_{V-6}}{S_{5-6}}}. \qquad \text{(VII 20)}$$

Как следует из выражения (VII.20), отношение расходов воды зависит только от характеристики сопротивления сети на участках от абонента *4* до конечной точки сети. Поэтому при изменении характеристики сопротивления на каком-либо участке сети у всех абонентов, расположенных между этим участком и концевой точкой сети, степень изменения расхода одинакова. Такая разрегулировка называется пропорциональной. Она имеет место у абонентов *4, 5, 6*. У абонентов, расположенных между источником теплоснабжения и местом изменения сопротивления, происходит непропорциональная разрегулировка, причем чем ближе абонент расположен к источнику теплоснабжения, тем меньше изменение перепада давлений и, следовательно, расхода. Ближайшие к ТЭЦ абоненты обладают, как правило, большей гидравлической устойчивостью.

Увеличение давления сетевого насоса (рис. VI. 5, *б*) при неизменной характеристике сопротивления сети приводит к пропорциональному росту располагаемых давлений на вводах. В системе происходит соответственная пропорциональная разрегулировка.

Если частично прикрыть задвижку на магистральном трубопроводе, то общий расход воды в системе сократится. Однако изменение расходов воды у абонентов будет неодинаковым. Так, частичное прикрытие задвижки на обратной магистрали (рис VII 5, *в*) сокращает расход сетевой воды и потери давления в сети. Располагаемые давления на вводах абонентов, расположенных между источником теплоснабжения и задвижкой, увеличиваются. Поэтому расходы воды у абонентов *1* и *2* возрастают. Повышение давления в обратной магистрали перед задвижкой приводит к уменьшению располагаемых давлений у абонентов, находящихся перед задвижкой. Расходы воды в абонентских системах *3—6* уменьшаются. В системе происходит несоответственная разрегулировка, при которой знак изменения расходов у абонентов неодинаков.

Приведенные примеры показывают большое разнообразие возможных изменений гидравлического режима в зависимости от условий эксплуатации системы.

§ VII.4. РЕГУЛИРОВАНИЕ ДАВЛЕНИЯ В ТЕПЛОВЫХ СЕТЯХ

Для обеспечения надежной работы тепловой сети и абонентских установок необходимо ограничить изменение давления в системе допустимыми пределами При этом особое значение имеет режим подпитки и изменение давления в обратной магистрали.

Повышение давления в обратном трубопроводе может вызвать недопустимый рост давлений в отопительных системах, присоединенных по зависимым схемам. Падение давления приводит к опорожнению верхних точек местных систем и к нарушению циркуляции в них.

Для ограничения колебаний давления в системе в одной, а при сложном рельефе местности в нескольких точках сети изменяют давление в зависимости от режима работы системы. Такие точки называются **точками регулируемого давления.** В тех случаях, когда по условиям работы системы давление в этих точках поддерживается постоянным как при статическом, так и при динамическом режимах, они называются **нейтральными.** Постоянное давление в нейтральной точке поддерживается автоматически подпиточным устройством.

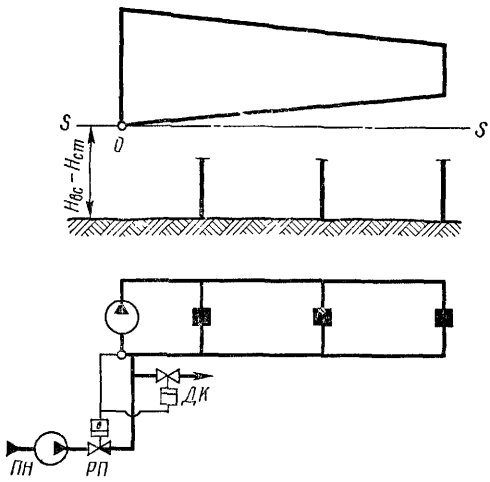


Рис. VII.6. Пьезометрический график и схема подпитки сетки с нейтральной точкой у всасывающего патрубка сетевого насоса:
РП — регулятор подпитки; *ДК* — дренажный клапан

В небольших по протяженности сетях, когда статическое давление может быть равно давлению у всасывающего патрубка сетевого насоса, нейтральная точка *О* устанавливается у всасывающего патрубка сетевого насоса (рис. VII.6). Давление подпиточного насоса, выбранное из условия заполнения системы водой, сохраняется неизменным и при динамическом режиме, что обеспечивает наиболее простую схему подпиточного устройства.

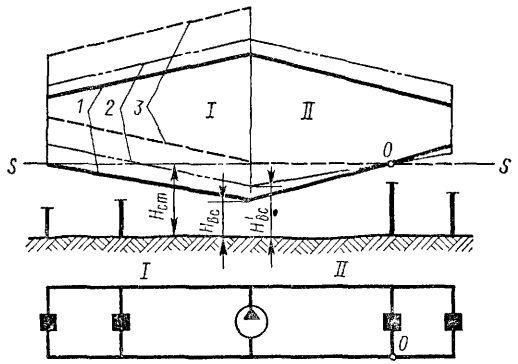


Рис. VII.7. Пьезометрические графики разветвленной сети с нейтральной точкой на одной из магистралей

В разветвленных тепловых сетях (рис. VII.7) закрепление нейтральной точки на одной из магистралей не обеспечивает необходимой устойчивости гидравлического режима. Допустим, что

нейтральная точка *О* закреплена на обратной магистрали района *II* (график *1*). При сокращении расхода воды в сетях этого района потери давления в трубопроводах уменьшаются, что при постоянном давлении в точке *О* приводит к росту давления у всасывающего патрубка сетевого насоса и к соответствующему повышению давления в магистралях района *I* (график *2*). При прекращении циркуляции в сети района *II* давление во всасывающем

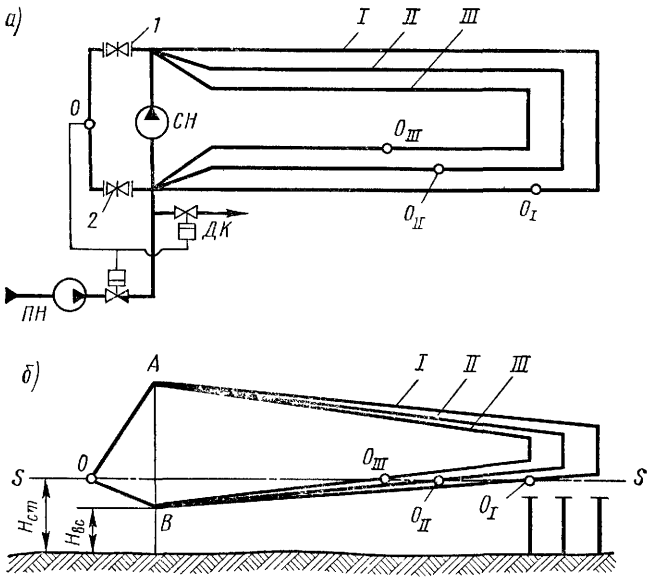


Рис VII.8 Пьезометрический график и схема подпитки сети с нейтральной точкой на перемычке сетевого насоса:
АОВ — пьезометрический график перемычки; *I, II, III* — пьезометрические графики соответственно районов *I, II, III*

патрубке сетевого насоса повысится до статического. Это приведет к дальнейшему росту давления во всех точках системы района *I* (график *3*) и может быть причиной аварий в абонентских системах.

Поэтому нейтральную точку не следует размещать ни на одной из работающих магистралей. Закрепление нейтральной точки должно быть сделано на специально выполненной перемычке у сетевого насоса. Во время работы насоса в перемычке происходит циркуляция воды. Падение давления в перемычке равно падению давления в сети (рис. VII.8, *а*). Давление в нейтральной точке используется в качестве импульса, регулирующего величину подпитки.

При падении давления в системе и понижении давления в точке *О* увеличивается открытие регулятора подпитки *РП* и возрастает подача воды подпиточным насосом. С ростом давления в сети,

например, при повышении температуры сетевой воды, давление в нейтральной точке возрастает, и клапан *РП* прикрывается, уменьшая подачу воды. Если после закрытия клапана *РП* давление продолжает расти, то дренажный клапан *ДК* сливает часть воды, и давление восстанавливается.

Регулирование давления в сети можно осуществить с помощью регулировочных вентилей *1* и *2* на перемычке насоса (рис. VII.8, *а*). Так, частичное прикрытие вентиля *1* увеличивает давление у всасывающего патрубка сетевого насоса, что приводит к росту давления в сети. При полностью закрытом вентиле *1* циркуляция в перемычке прекращается, и давление у всасывающего патрубка $H_{вс}$ становится равным давлению в точке *О*. Давление в системе возрастает. Пьезометрический график перемещается вверх параллельно самому себе и занимает предельно высокое положение (рис. VII.9, график *2*). Если закрыт регулировочный вентиль *2* (см. рис. VII.8), то давление на нагнетательном патрубке сетевого насоса становится равным давлению в нейтральной точке. Пьезометрический график переместится вниз до предельно низкого положения (график *3*).

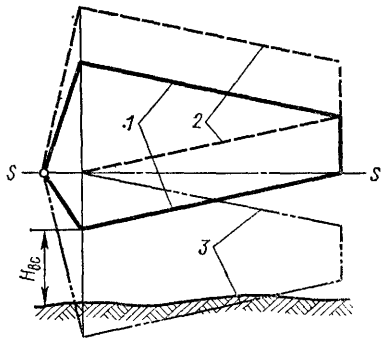


Рис. VII.9. Изменения пьезометрических графиков при регулировании давления на перемычке сетевого насоса

При сложном рельефе местности с большой разностью геодезических отметок или в случае присоединения группы зданий повышенной этажности не всегда представляется возможным принять одну величину гидростатического давления для всех абонентов. В этих условиях необходимо разделить систему на зоны с не-

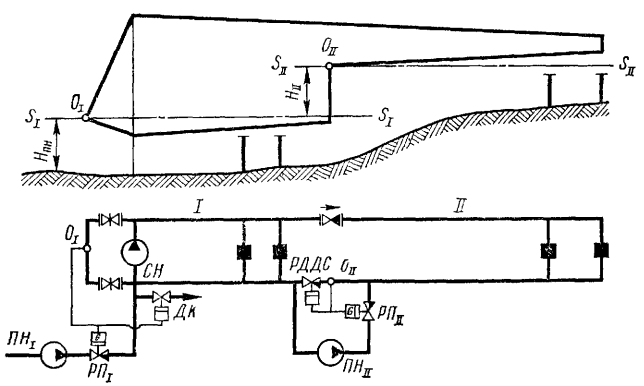


Рис. VII.10. Пьезометрический график и схема тепловой сети с двумя нейтральными точками

зависимым гидравлическим режимом (рис. VII.10). Основная нейтральная точка *О* закрепляется на перемычке сетевого насоса *СН*. Статическое давление $S_I - S_I$ придерживается автоматически регулятором подпитки $РП_1$ и подпиточным насосом $ПН_1$. Дополнительная нейтральная точка $О_{II}$ размещается на обратной линии в зоне *II*. Постоянное давление в ней поддерживается с помощью регулятора давления «до себя» *РДДС*. В случае прекращения циркуляции в сети и падения давления в верхней зоне *РДДС* закрывается, одновременно закрывается и обратный клапан *ОК*, установленный на подающей линии. Благодаря этому верхняя зона гидравлически изолируется от нижней. Подпитка верхней зоны осуществляется с помощью подпиточного насоса $ПН_{II}$ и регулятора подпитки $РП_{II}$ по импульсу давлений в точке $О_{II}$.

§ VII.5. ВЛИЯНИЕ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ НА ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РЕЖИМ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Гидравлический режим систем теплоснабжения в значительной степени зависит от нагрузки горячего водоснабжения. Суточная неравномерность водопотребления, а также сезонное изменение расхода сетевой воды на горячее водоснабжение существенно изменяют гидравлический режим системы.

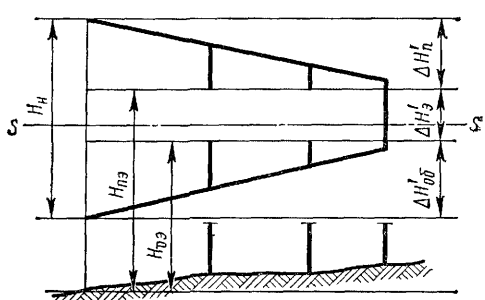


Рис. VII 11. Пьезометрический график тепловой сети при пропорциональной разрегулировке абонентов:

$H_н$ — напор насоса; $\Delta H_п$ — потери напора в подающем трубопроводе; $\Delta H_э$ — потери напора в абонентском узле ввода; $\Delta H_{об}$ — потери напора в обратном трубопроводе; $H_{пэ}$ — полный напор в подающей линии, $H_{оэ}$ — полный напор в обратной линии

При отсутствии регуляторов расхода переменная нагрузка горячего водоснабжения вызывает изменение расходов воды как в тепловой сети, так и в отопительных системах, особенно на концевых участках сети.

Центральное регулирование гидравлическим режимом в таких случаях возможно лишь при обеспечении одинаковой степени изменения расхода воды на отопление у всех потребителей. Исследованиями доказано, что для пропорциональной разрегулировки отопительных систем должны быть выполнены следующие условия:

1) отношение расчетных расходов воды на горячее водоснабжение и отопление должно быть одинаково у всех абонентов при одинаковом суточном графике водопотребления;

2) при начальной регулировке системы, производимой при расчетном расходе воды на вводах, у всех абонентов устанавливаются одинаковые полные давления в подающей линии перед

элеватором $H_{\text{пэ}}$ и в обратном трубопроводе после отопительной системы $H_{\text{оэ}}$.

Для гашения избыточных напоров в узлах ввода должны быть установлены дроссельные шайбы на подающем и обратном трубопроводах. Ввиду этого перепады напоров на всех вводах одинаковы. Гидравлический режим такой системы (рис. VII.11) эквивалентен режиму тепловой сети с одним эквивалентным абонентом, у которого расчетные расходы на вводе равны суммарным расходам в реальной сети.

Установим зависимость расхода сетевой воды на отопление от режима водопотребления. Для расчетного режима потери давления в системе равны

$$P'_{\text{н}}=\Delta P'_{\text{п}}+\Delta P'_{\text{э}}+\Delta P'_{\text{об}}; \qquad \text{(VII.21)}$$

при изменении расчетных условий

$$P_{\text{н}}=\Delta P_{\text{п}}+\Delta P_{\text{э}}+\Delta P_{\text{об}}, \qquad \text{(VII.22)}$$

где $P'_{\text{н}}$ — расчетное давление насоса; $\Delta P'_{\text{п}}$, $\Delta P'_{\text{э}}$, $\Delta P'_{\text{об}}$ — расчетные потери давления соответственно в подающей магистрали, абонентском узле ввода и в обратном трубопроводе тепловой сети; $P_{\text{н}}$, $\Delta P_{\text{п}}$, $\Delta P_{\text{э}}$, $\Delta P_{\text{об}}$ — те же величины при нерасчетных условиях.

В **закрытой системе** теплоснабжения расчетный расход воды в сетях определяют по сумме расчетных расходов на отопление и горячее водоснабжение. Выразим потери давления через отношение расходов воды при нерасчетном и расчетном режимах. С учетом квадратичной зависимости потерь давления от расхода уравнение (VII.22) примет вид

$$P_{\text{н}}=\Delta P'_{\text{п}}\left(\frac{V_{\text{о}}+V_{\text{г}}}{V'_{\text{о}}+V_{\text{р. г}}}\right)^2+\Delta P'_{\text{э}}\left(\frac{V_{\text{о}}}{V'_{\text{о}}}\right)^2+\Delta P'_{\text{об}}\left(\frac{V_{\text{о}}+V_{\text{г}}}{V'_{\text{о}}+V_{\text{р. г}}}\right)^2, \qquad \text{(VII.23)}$$

где $V'_{\text{о}}$, $V_{\text{р. г}}$ — расчетные расходы сетевой воды соответственно на отопление и горячее водоснабжение; $V_{\text{о}}$, $V_{\text{г}}$ — расходы сетевой воды на отопление и горячее водоснабжение при нерасчетных условиях.

Обозначим: $\varphi=V_{\text{о}}/V'_{\text{о}}$ — относительный расход воды на отопление, равный отношению фактического расхода $V_{\text{о}}$ к расчетному $V'_{\text{о}}$; $n=V_{\text{г}}/V'_{\text{о}}$ — относительный расход сетевой воды на горячее водоснабжение; $n_{\text{р}}=V_{\text{р.г}}/V'_{\text{о}}$ — расчетный относительный расход воды на горячее водоснабжение, равный отношению расчетного расхода сетевой воды на горячее водоснабжение к расчетному отопительному расходу воды.

После алгебраических преобразований с учетом принятых обозначений уравнение (VII.23) запишется в виде

$$\frac{P_{\text{н}}}{P'_{\text{н}}}=\overline{\Delta P}_{\text{п}}\left(\frac{\varphi+n}{1+n_{\text{р}}}\right)^2+\overline{\Delta P}_{\text{э}}\varphi^2+\overline{\Delta P}_{\text{об}}\left(\frac{\varphi+n}{1+n_{\text{р}}}\right)^2, \qquad \text{(VII.24)}$$

где $\overline{\Delta P}_{\text{п}}=\Delta P'_{\text{п}}/P'_{\text{н}}$; $\overline{\Delta P}_{\text{об}}=\Delta P'_{\text{об}}/P'_{\text{н}}$; $\overline{\Delta P}_{\text{э}}=\Delta P_{\text{э}}/P'_{\text{н}}$ — относительные потери давления соответственно в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети и в абонентском узле ввода.

При равенстве расходов и потерь давления в подающем и обратном трубопроводах уравнение (VII.24) упрощается:

$$\frac{P_н}{P'_н}=2\overline{\Delta P}_п\left(\frac{\varphi+n}{1+n_р}\right)^2+\overline{\Delta P}_э\varphi^2. \qquad \text{(VII 25)}$$

Отсюда относительный расход воды на отопление составит:

$$\varphi=\frac{-2\overline{\Delta P}_п n+(1+n_р)\sqrt{2\overline{\Delta P}_п\alpha+\overline{\Delta P}_э(1+n_р)^2\alpha-2\overline{\Delta P}_п\overline{\Delta P}_э n^2}}{2\overline{\Delta P}_п+(1+n_р)^2\overline{\Delta P}_э}, \qquad \text{(VII.26)}$$

где $\alpha=P_н/P'_н$.

Изменение относительного расхода воды на отопление в зависимости от нагрузки горячего водоснабжения n для различных соотношений потерь давления в магистральных трубопроводах и на абонентском вводе показано на рис. VII.12. Из уравнения (VII.26) и рис. VII.12 следует, что при постоянном давлении сетевого насоса относительный расход воды на отопление возрастает

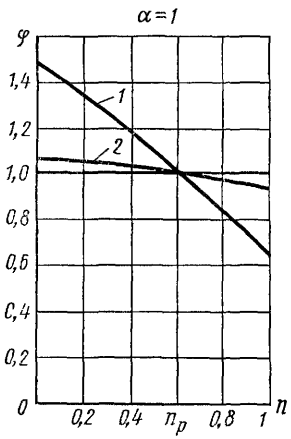


Рис VII 12 Зависимость относительного расхода воды на отопление от нагрузки горячего водоснабжения в закрытой системе теплоснабжения ($Q_{ср\,г}/Q'_о=0{,}3$, $n_р=0{,}6$):

1 — при низкой гидравлической устойчивости ($У=0\,32$), *2* — при высокой гидравлической устойчивости ($У=0\,95$)

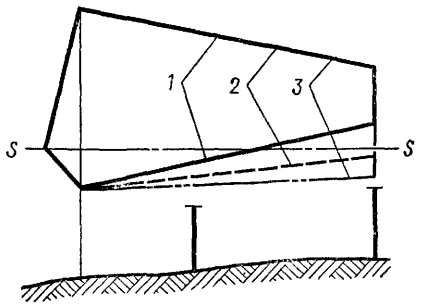


Рис. VII 13 Пьезометрический график открытой системы теплоснабжения при связанном регулировании на вводе:

1 — водоразбор отсутствует; *2* — среднечасовой водоразбор, *3* — максимальный водоразбор

по мере сокращения нагрузки горячего водоснабжения, причем это изменение тем больше, чем ниже гидравлическая устойчивость сети.

Увеличение расхода воды на отопление приводит к перерасходу тепла. Наиболее значительные колебания расхода сетевой воды происходят при параллельной схеме присоединения подогревателей горячего водоснабжения. Для двухступенчатой смешанной схемы включения водоподогревателей влияние нагрузки горячего водоснабжения уменьшается за счет сокращения расчетного расхода воды на горячее водоснабжение.

В **открытых системах** теплоснабжения гидравлический режим зависит как от величины, так и от места водоразбора.

При установке на абонентских вводах регуляторов расхода *РР* по принципу связанного регулирования (см. рис. IV.19) расход воды в подающем трубопроводе поддерживается постоянным при любой величине водоразбора. Расход воды и давление в обратном трубопроводе будут зависеть лишь от нагрузки горячего водоснабжения. С ростом водоразбора уменьшается расход воды в обратном трубопроводе, вследствие чего снижаются и потери давления в нем (рис. VII.13).

При отсутствии регуляторов расхода водоразбор, отличающийся от расчетного, вызывает изменение расходов воды в магистральных трубопроводах и в отопительных системах. Водоразбор из обратной линии увеличивает располагаемые давления в сети за счет уменьшения потерь давления в обратном трубопроводе (рис. VII.14). Рост располагаемых давлений на вводах, в свою очередь, несколько повышает расход сетевой воды в отопительных системах и в подающем трубопроводе.

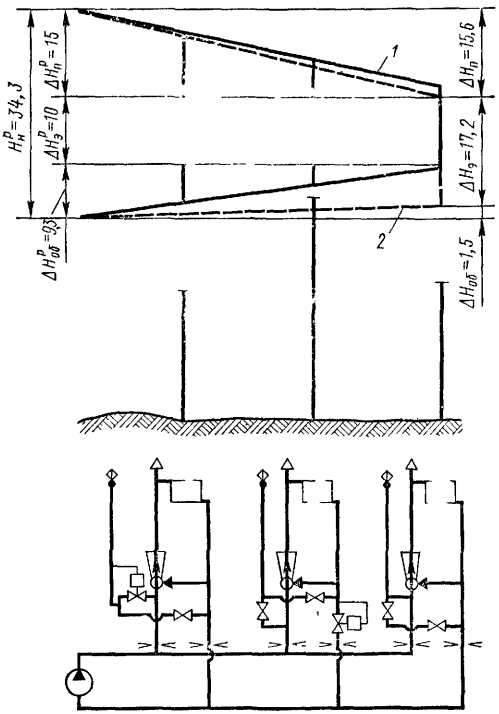


Рис. VII 14. Пьезометрический график и схема открытой системы теплоснабжения при отсутствии на вводах регуляторов расхода:
1 — расчетный водоразбор из подающей магистрали ($\beta = 1$); *2* — максимально часовой водоразбор из обратной магистрали ($\beta = 0$)

Для оценки количественного влияния водоразбора на гидравлический режим открытой системы воспользуемся уравнениями (VII.21) и (VII.22). Примем, что расчетные условия соответствуют расходу воды в подающем и обратном трубопроводе при температуре наружного воздуха в точке излома температурного графика $t'_н$ (см. рис. IV.24). Потери давления при нерасчетном водоразборе определяем из уравнения

$$P_н = \Delta P'_п \left(\frac{V'_о + V_г \beta}{V'_о + V_{р.г}} \right)^2 + \Delta P'_э \left(\frac{V_о}{V'_о} \right)^2 + \Delta P'_{об} \left[\frac{V_о - (1-\beta) V_г}{V'_о} \right]^2, \quad \text{(VII.27)}$$

где $V_{р\,г}$ — расчетный расход воды на горячее водоснабжение; β — доля водоразбора на горячее водоснабжение из подающего трубопровода.

С учетом ранее принятых обозначений выражение (VII.27) может быть преобразовано к виду

$$\frac{P_н}{P'_н}=\overline{\Delta P}_п\left(\frac{\varphi+\beta n}{1+n_р}\right)^2+\overline{\Delta P}_э\varphi^2+\overline{\Delta P}_{об}[\varphi-(1-\beta)n]^2. \quad \text{(VII.28)}$$

Из уравнения (VII.28) определяется относительный расход воды на отопление φ в зависимости от величины и места водоразбора при заданном давлении насоса.

Влияние водоразбора на гидравлический режим тем больше, чем ниже гидравлическая устойчивость системы (рис. VII.15). Как видно из графиков, расход воды на отопление практически не зависит от величины водоразбора при $\beta=0{,}5$. Поэтому для уменьшения влияния горячего водоснабжения целесообразно производить наладку системы при частичном водоразборе из подающего и обратного трубопроводов.

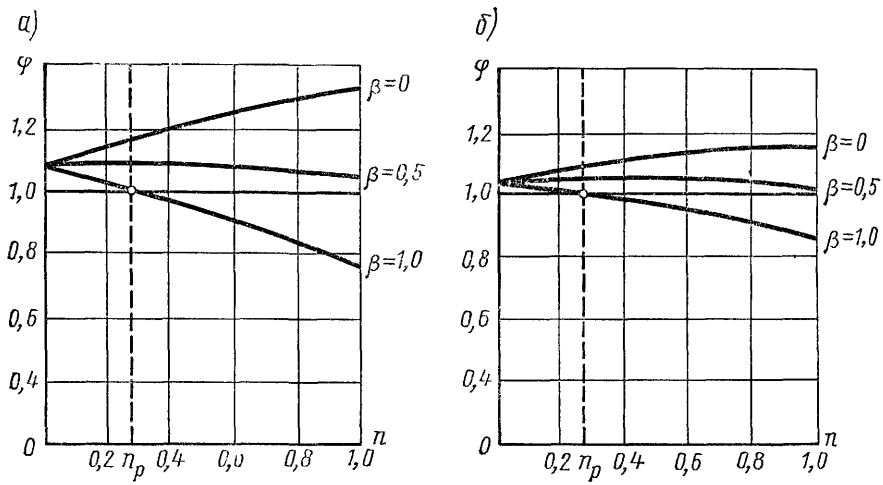


Рис VII 15. Изменение относительного расхода воды на отопление в открытой системе теплоснабжения в зависимости от величины и места водоразбора ($n_р=0{,}27$)

а — низкая гидравлическая устойчивость; *б* — высокая гидравлическая устойчивость

Поскольку значения n и β зависят от величины водопотребления и температуры воды в сети, постоянный расход воды в отопительных установках ($\varphi=1$) может быть поддержан только изменением давления насоса.

Из уравнения (VII.28) при $\varphi=1$ следует

$$\frac{P_н}{P'_н}=\overline{\Delta P}_п\left(\frac{1+\beta n}{1+n_р}\right)^2+\overline{\Delta P}_э+\overline{\Delta P}_{об}[1-(1-\beta)n]^2. \quad \text{(VII.29)}$$

В частном случае при водоразборе из обратной магистрали ($\beta=0$) давление насоса должно снижаться пропорционально росту нагрузки горячего водоснабжения:

$$\frac{P_н}{P'_н}=\overline{\Delta P}_п\left(\frac{1}{1+n_р}\right)^2+\overline{\Delta P}_э+\overline{\Delta P}_{об}(1-n)^2. \qquad \text{(VII.30)}$$

При отсутствии водоразбора давление насоса должно быть равно:

$$\frac{P_н}{P'_н}=\overline{\Delta P}_п\left(\frac{1}{1+n_р}\right)^2+\overline{\Delta P}_э+\overline{\Delta P}_{об}. \qquad \text{(VII.31)}$$

Пример 2. Определить расходы воды и потери давления в открытой системе теплоснабжения при максимально часовом водоразборе из обратного трубопровода. Расходы воды на отопление и горячее водоснабжение у всех абонентов одинаковы и равны: $V'_о=100$ м³/ч, $V_{ср.г}=45$ м³/ч $\left(Q_{ср.г}/Q'_о=0{,}31\right)$. Коэффициент часовой неравномерности $k=2$. Схема системы и расчетный пьезометрический график приведены на рис. VII.14. При расчете принять, что напор насоса постоянен и равен $H_н=34{,}3$ м.

Р е ш е н и е. Расчетные расходы воды в подающем и обратном трубопроводах равны:

$$V_{р.п}=V'_о+V_{р.г}=V'_о+0{,}6V_{ср.г}=3\cdot 100+0{,}6\cdot 3\cdot 45=381 \text{ м}^3/\text{ч},$$

$$V_{р.об}=3\cdot 100=300 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Определим относительные расходы воды на горячее водоснабжение.

При расчетных условиях

$$n_р=V_{р.г}/V'_о=81/300=0{,}27;$$

при максимальном водозаборе

$$n=kV_{ср.г}/V'=0{,}9.$$

Относительные потери напора составят:

$$\overline{\Delta H}_п=\Delta H^р_п/H_н=15/34{,}3=0{,}44;\ \overline{\Delta H}_{об}=\Delta H^р_{об}/H_н=9{,}3/34{,}3=0{,}27;$$

$$\overline{\Delta H}_э=10/34{,}3=0{,}29.$$

Подставив полученные значения в формулу (VII.28) при $\beta=0$ и $n=0{,}9$, получим

$$1=0{,}44\left(\frac{\varphi}{1+0{,}27}\right)^2+0{,}29\varphi^2+0{,}27(\varphi-0{,}9)^2.$$

Отсюда $\varphi=1{,}3$.

Расход воды на отопление у абонента составит:

$$V_о=\varphi V'=1{,}3\cdot 100=130 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Потери напора при максимальном часовом водоразборе равны:

$$\Delta H_п=\Delta H_п\left(\frac{V_о}{V_{р.п}}\right)^2=15\left(\frac{3\cdot 130}{381}\right)^2=15{,}6 \text{ м};$$

$$\Delta H_{об}=\Delta H'_{об}\left(\frac{V_о-kV_{ср.г}}{V_{р.об}}\right)^2=9{,}3\left(\frac{390-270}{300}\right)^2=1{,}5 \text{ м}.$$

На основании расчета построен пьезометрический график (см. рис. VII.14). Как видно из графика, при максимально часовом водоразборе из обратного трубопровода пьезометрический напор в обратной линии меньше высоты абонента 2. Для предотвращения опорожнения местной системы предусматривается установка регулятора давления «до себя» на обратной линии узла ввода.

§ VII.6 ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РЕЖИМ СЕТЕЙ С НАСОСНЫМИ И ДРОССЕЛИРУЮЩИМИ ПОДСТАНЦИЯМИ

Работа крупных тепловых сетей при сложных рельефах местности практически невозможна без подстанций. С их помощью облегчается решение таких инженерных задач, как повышение пропускной способности действующих сетей, увязка гидравлических режимов, увеличение радиуса действия сетей, расширение возможностей центрального регулирования и др. Насосные подстанции подразделяются на подкачивающие и смесительные. Подкачивающие подстанции устраиваются на подающих и обратных трубопроводах для повышения или снижения напоров.

Подстанции на **обратном трубопроводе** обычно предусматриваются при значительном понижении рельефа местности в направлении от источника тепла до потребителей или при большой протяженности сетей (рис. VII.16). Гидравлические режимы сетей с насосными подстанциями изменяются различно в зависимости от наличия или отсутствия на абонентских вводах регуляторов расхода. Во всех случаях давление в обратном трубопроводе при выключенной насосной подстанции для концевых потребителей может превысить пределы прочности отопительных приборов. Включение в работу насосной подстанции при неавтоматизированных абонентских вводах приводит к увеличению общего расхода воды в сетях и росту потерь напора, в связи с чем уклоны пьезометрических линий увеличиваются. Поэтому располагаемые напоры на участках между ТЭЦ и подстанцией уменьшаются, а на участках между подстанцией и концевым потребителем — увеличиваются. В результате наблюдается несоответственная разрегулировка абонентских систем. На абонентских вводах с регуляторами расхода (РР) включение насосной подстанции не изменяет расхода воды в сети. В результате уклоны пьезометрических линий остаются неизменными, но на участках между подстанцией и концом сети напор в обратном трубопроводе уменьшается на величину напора, развиваемого насосами подстанции. Включение насосной подстанции на обратной магистрали дает возможность увеличить недостаточный располагаемый напор у концевых абонентов. Насосная подстанция разделяет тепловую сеть на две зоны с самостоятельными гидравлическими режимами, а при сложном рельефе местности и различными статическими уровнями $S_{\text{I}} - S_{\text{I}}$ и $S_{\text{II}} - S_{\text{II}}$. Аварийная остановка насосов подстанции вызывает изменение гидравлического режима *2* на режим *1*.

Для предупреждения недопустимого роста давления у концевых потребителей устанавливаются мембранные клапаны рассечки *МК*, которые с повышением давления в нейтральной точке O_{II} полностью закрываются. Давление в отсеченной зоне *II* падает до статического. Под воздействием более высокого давления в обратном трубопроводе зоны *I* за подкачивающим насосом обратный клапан у подкачивающего насоса закрывается, в результате чего зона *II* низкого давления гидравлически изолируется от

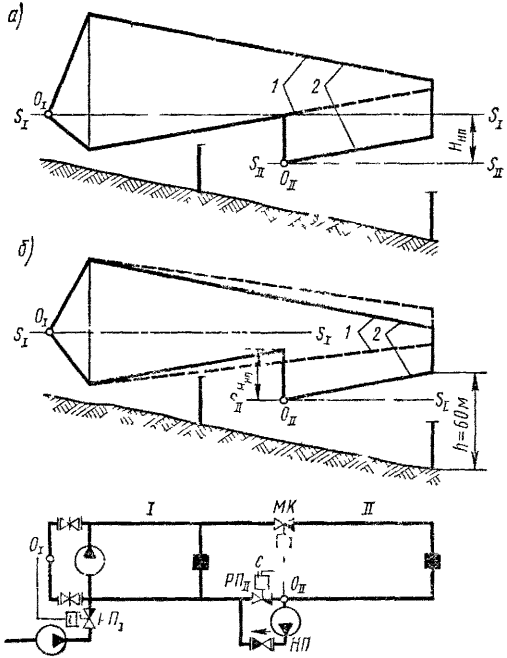
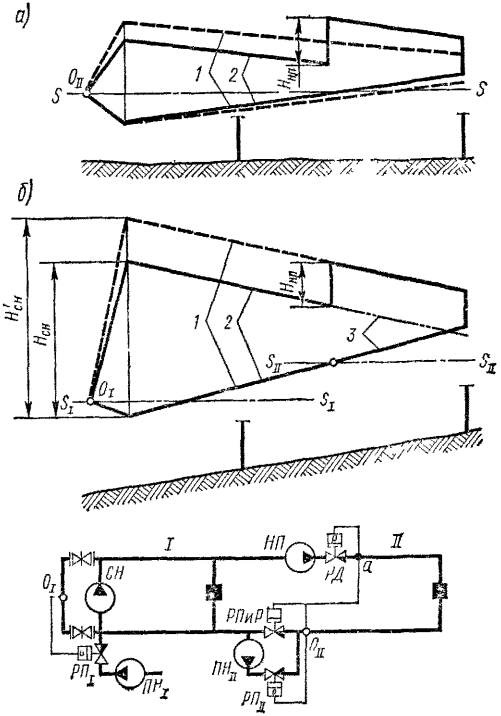


Рис. VII 16 Принципиальная схема двухтрубной водяной тепловой сети с насосной подстанцией на обратной линии и пьезометрические графики сети: *а* — с автоматизированными вводами, *б* — при отсутствии на вводах регуляторов расхода, *1* — пьезометрический график сети при отключении подстанции, *2* — то же с включенной подстанцией, *НП* — насос подстанции, *МК* — мембранный рассечный клапан, *РП* — регулятор подпитки



а — с неавтоматизированными вводами, *б* — при наличии на вводах регуляторов расхода, *1* — пьезометрический график при выключенной подстанции и напоре сетевого насоса $H_{с.н}$, *2* — то же, с включенной подстанцией при напоре сетевого насоса $H'_{с.н}$, *3* — то же при выключенной подстанции, *НП* — подкачивающий насос подстанции, *РПиР* — регулятор подпитки и рассечки

Рис VII 17. Принципиальная схема двухтрубной водяной тепловой сети с насосной подстанцией на подающем трубопроводе и пьезометрические графики сети.

зоны *I*. Подпитка сети зоны *II* и поддержание статического давления $S_{II} - S_{II}$ в ней производится автоматическим перепуском воды из обратной линии зоны *I*, находящейся под большим давлением, в зону с меньшим давлением с помощью регулятора подпитки $РП_{II}$.

Насосные подстанции на **подающем трубопроводе** применяют при значительном подъеме рельефа местности в направлении от источника тепла к потребителям, а также при большой протяженности сетей (рис. VII.17). Разность геодезических отметок тепловой станции и потребителей может составлять несколько десятков и даже сотен метров. При едином для всей сети статическом напоре может произойти опорожнение у одних и раздавливание отопительных приборов у других потребителей. Поэтому тепловая сеть разбивается на независимые в статическом отношении зоны. Статический режим зоны *II* создается работой подпиточного насоса $ПН_{II}$ с потребным напором $H_{н.п}$.

Циркуляцию воды можно обеспечить сетевым насосом с напором $H_{с.н}$. Но такое решение не всегда экономически и технически целесообразно, так как большой напор насоса удорожает теплофикационное оборудование станции, увеличивает расход электроэнергии на перекачку теплоносителя и повышает опасность разрыва подающих трубопроводов и оборудования абонентских вводов на ближайших к источнику тепла участках.

С включением насосных подстанций на подающем трубопроводе уклоны пьезометрических линий на графике давления изменяются лишь при отсутствии на абонентских вводах регуляторов расхода. Причины, вызывающие изменение уклонов пьезометрических линий, аналогичны описанным для обратного трубопровода. Меняя напор подкачивающего насоса $H_{н.п}$, можно создать нужные пределы располагаемых напоров в сетях зоны *II*.

Защита потребителей зоны *II* от опорожнения производится с помощью регулятора подпора и рассечки *РП* и *Р* и регулятора давления *РД*. При понижении давления в точке *а*, вызванном остановкой подкачивающих насосов, регуляторы рассечки и давления закрываются, отключая сети зоны *II*. Постоянный статический напор $S_{II} - S_{II}$ поддерживается подпиточным насосом $ПН_{II}$.

Подкачивающие подстанции могут быть установлены одновременно на обеих магистралях. Производительность подкачивающих насосов принимают по расходу воды на участке сети в месте установки насосов. Напор насосов $H_{н.п}$ определяют по пьезометрическим графикам.

Смесительные подстанции предназначены для понижения температуры сетевой воды с целью перехода с высокотемпературных графиков регулирования на более низкие путем подмешивания обратной воды.

Смесительные подстанции устанавливают на транзитных магистралях (рис. VII.18) или на ответвлениях распределительных трубопроводов. При этом насосы размещают на перемычке между подающим и обратным трубопроводами, и они служат для подачи

обратной воды к клапанам смешения, установленным на подающем трубопроводе.

В месте установки смесительной подстанции сеть разделяют на две зоны: высоких (зона *I*) и пониженных (зона *II*) температур и давлений теплоносителя. На границе зон вследствие дросселирования воды в регуляторе *РД* и клапане *КСиР* возникает небольшой перепад напоров $\Delta H_{пс}$. Для нормальной работы сети необходимо, чтобы напор смесительных насосов превышал напор в подающем трубопроводе на 5—10 м. Производительность насосов $V_{см}$ определяют по формуле

$$V_{см}=uV_1, \qquad \text{(VII.32)}$$

где V_1 — расход воды в подающем трубопроводе, м³/ч; u — коэффициент смешения, определяемый из соотношения

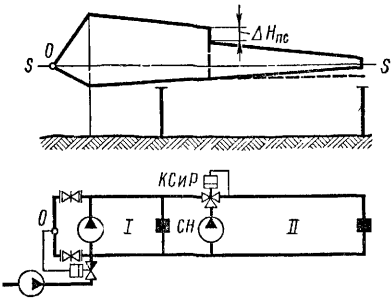


Рис. VII.18. Принципиальная схема двухтрубной водяной тепловой сети со смесительной насосной подстанцией и пьезометрический график.

СН — смесительный насос; *КСиР* — клапан смешения и рассечки

$$u=\frac{\tau_1'-\tau_{1,c}'}{\tau_{1,c}'-\tau_{2,c}'}, \qquad \text{(VII.33)}$$

где τ_1' — расчетная температура воды в подающем трубопроводе; $\tau_{1,c}'$, $\tau_{2,c}'$ — расчетные температуры воды в подающем и обратном трубопроводах после смешения.

При выключении смесительных насосов клапан *КСиР* закрывается, гидравлически разобщая зоны *I* и *II*. При этом с прекращением циркуляции воды в зоне *II* в подающем и обратном трубопроводах устанавливается давление, определяемое давлением в обратном трубопроводе в конце зоны *I* (режим, показанный на пьезометрическом графике пунктиром).

Смесительные подстанции применяют часто для автономного теплоснабжения рабочих районов (зона *II*), подключаемых к тепловым сетям (зона *I*) промышленных предприятий, в которых принят температурный график регулирования, недопустимый для отопления жилых домов. Смесительные подстанции наиболее эффективны в крупных двухтрубных (см. § XI.9), а также в однотрубных системах дальнего теплоснабжения (см. рис. II.7), когда в магистральных сетях температура сетевой воды превышает 150°С или когда большие группы потребителей не могут использовать сетевую воду с температурой 150°С.

Дросселирующие подстанции используют для понижения давления теплоносителя к группам потребителей, расположенных на местности с большой разностью геодезических отметок. Уменьшение давления производят на отдельных участках магистральных сетей (рис. VII.10) или на ответвлениях к потребителям. Такие

подстанции применяют с целью типового присоединения отопительных приборов по наиболее простой зависимой схеме. Допустимые режимы динамического давления в нижней зоне *I* обеспечиваются на дроссельной подстанции регулятором давления «до себя», установленным на обратном трубопроводе. Регулятор давления настраивают на дросселирование напора $H_{р.д}$, при котором давление в обратной линии зоны *I* не превышает 60 м. При аварийной остановке сетевого насоса статический напор $S_{II} - S_{II}$ в зоне *II* вследствие утечек начнет падать до статического напора $S_I - S_I$. Защиту систем отопления зоны *II* от опорожнения производят отключением этих сетей с помощью обратного клапана на подающем трубопроводе и *РДДС* и включением подпиточного насоса $ПН_{II}$, установленных на подстанции.

§ VII.7. АВТОМАТИЗАЦИЯ НАСОСНЫХ ПОДСТАНЦИЙ

Безаварийная работа тепловых сетей зависит от скорости производимых на подстанциях переключений резервного и защитного оборудования, поэтому крупные подстанции должны быть пол-

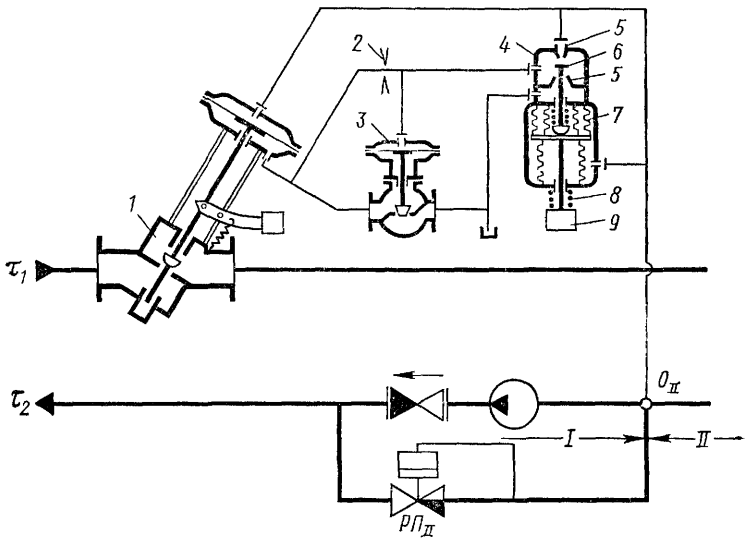


Рис. VII.19. Схема автомата рассечки сети системы ОРГРЭС:
1 — клапан рассечки, *2* — шайба дроссельная; *3* — импульсный клапан; *4* — гидравлическое реле; *5* — сопла; *6* — клапан; *7* — сильфон; *8* — пружина; *9* — груз; *РП* — регулятор подпитки

ностью автоматизированы. Одной из важнейших задач автоматизации является надежная гидравлическая изоляция зон с различными уровнями давлений. Отключение аварийного участка тепловой сети производится с помощью обратных клапанов, регуляторов давлений, а также специальных автоматов. На рис. VII.19 приведена схема автомата для аварийного отключения сетей с

насосными подстанциями на обратных трубопроводах. Принцип действия автомата рассмотрим на примере пьезометрического графика на рис. VII.16. При повышении давления в нейтральной точке O_{II} клапан *6* (рис. VII.19) гидравлического реле перемещается вверх и перекрывает верхнее сопло *5*. Через открытое нижнее сопло *5* полость под мембраной импульсного клапана сообщается с атмосферой. Клапан откроется, и слив воды из полости под мембраной клапана рассечки обеспечит в ней атмосферное давление. Высокое давление в верхней полости над мембраной клапана рассечки приведет к его закрытию. Циркуляция в сетях зоны *II* прекратится, а давление понизится до статического $S_{II} - S_{II}$. Под действием более высокого давления в обратном трубопроводе зоны *I* закроется обратный клапан перед насосами. Дроссельная шайба *2* на импульсной линии между клапаном рассечки и реле, увеличивая разность давлений, действующую на мембрану и клапанок импульсного клапана *3*, способствует сокращению времени опорожнения полости под мембраной клапана рассечки. При возобновлении циркуляции в сети произойдет обратное действие приборов, и клапан рассечки откроется. Настройка автомата производится в зависимости от выбранного давления в нейтральной точке O_{II} подбором пружины *8* и груза *9* реле давления. После срабатывания гидравлической защиты автоматически включается система подпитки отключенных сетей (рис. VII.20). Импульс на открытие регулятора подпитки поступает из точки *A* на подающем трубопроводе. Падение давления в точке *A* до уровня давления в нейтральной точке O_{II} вызовет перемещение клапана *9* вверх до закрытия верхнего сопла реле давления, в результате чего на надмембранную полость регулятора подпитки будет действовать высокое давление в точке *B* на обратном трубопроводе зоны *I*. Мембрана прогнется и откроет клапан регулятора подпитки. Величина открытия клапана регулируется с помощью иглы, вводимой в сопло, дросселирующее поток воды на линии между точкой *B* и мембранной полостью регулятора *1*. Настройка давления подпитки производится регулировочным винтом *5* реле давления.

Автоматическое регулирование насосной подстанции на подающем трубопроводе (рис. VII.21) основано на использовании регулирующих приборов, конструкции которых приведены на рис. VII.19, VII.20. Регулятор давления *РД* поддерживает давление в сетях верхней зоны, а собственное гидравлическое сопротивление регулятора создает соответствие гидравлических характеристик подкачивающих насосов $H_{н.п}$ и сети зоны *II*.

Регулятор подпора и рассечки включается по двухимпульсной схеме на давление в точках *A* и O_{II}. В качестве регулятора подпора прибор приводится в действие по импульсу давления в нейтральной точке O_{II}. Аварийное падение давления в точке *A* приводит в действие прибор в качестве регулятора рассечки, вызывая через реле P_2 открытие импульсного клапана и закрытие регулятора рассечки. Настройка регулятора производится подбором от-

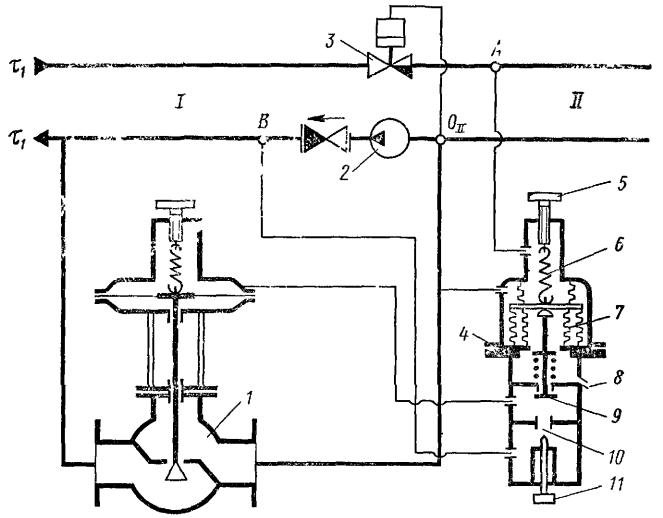


Рис. VII.20. Схема двухимпульсного регулятора подпитки системы ОРГРЭС:

1 — регулятор подпитки; *2* — подкачивающий насос; *3* — рассечный клапан; *4* — реле давления; *5* — регулировочный винт; *6* — пружина; *7* — сильфон; *8* — слив рабочей воды; *9* — клапан; *10* — сопло; *11* — регулировочная игла

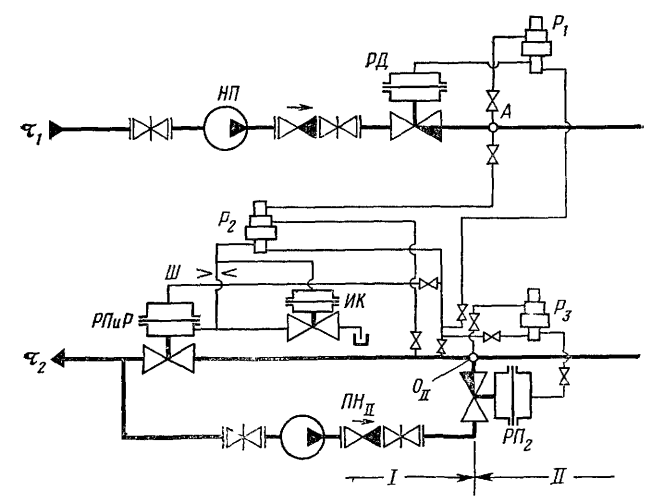


Рис. VII.21. Схема автоматического регулирования насосной подстанции на подающем трубопроводе:

РПиР — регулятор подпора и рассечки; *ИК* — импульсный клапан; *Р* — реле давления; *Ш* — дроссельная шайба; *РП*$_2$ — регулятор подпитки; *РД* — регулятор давления

верстия шайбы *Ш* такого диаметра, чтобы при нормальной работе насосов подстанции прибор действовал только в качестве регулятора подпора. После рассечки сети включаются подпиточные насосы $ПН_{II}$. Сигнал аварийной подпитки верхней зоны поступает от контактного манометра, установленного вблизи нейтральной точки. Давление подпитки поддерживается регулятором подпитки $РП_2$ через реле $Р_3$.

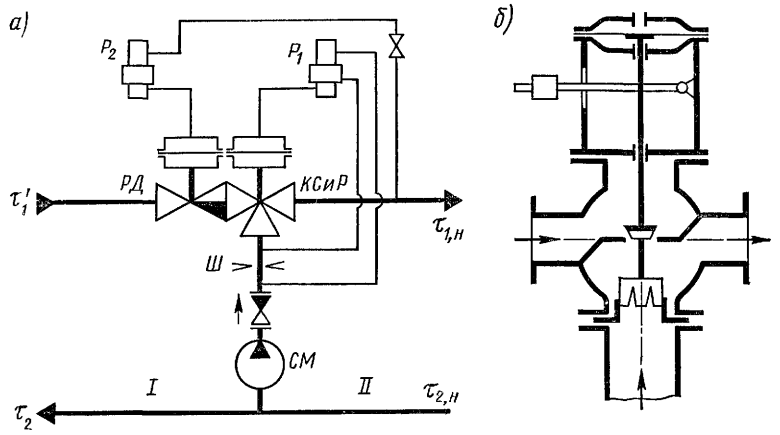


Рис. VII 22. Схема автоматического регулирования смесительной подстанции:
а — схема автоматики; *б* — клапан смешения и рассечки

В смесительной подстанции режим смешения регулируется клапаном смешения и рассечки (рис. VII.22). Расход воды на подмешивание устанавливается настройкой реле давления *Р* по величине перепада в расходной диафрагме *Ш* и подбором груза на рычаге клапана смешения. При аварийной остановке смесительных насосов клапан смешения действует как регулятор рассечки, так как падение давления до диафрагмы приводит к перемещению регулирующих органов в реле $Р_1$, вызывающих прогиб мембраны и закрытие клапана *КС* и реле *Р*. После отключения сетей зоны *II* регулятор *РД* приводится в состояние рабочей готовности открытием вентиля. С пуском смесительных насосов клапан *КС* и *Р* под давлением воды на нижнюю профилированную часть золотника автоматически открывается. С повышением давления в импульсных линиях и реле $Р_2$ приводит в действие регулятор давлений *РД*, контролирующий давление невскипания воды в зоне *II*.

На рис. VII.23 приведена схема автоматизации совмещенных насосной и дроссельной подстанций. В рабочем режиме реле давления *Р-4*, клапан *РК-3*, вентили автономного управления регулирующими клапанами *В1* и *В2* полностью закрыты. Давление в точке *3* передается на реле рассечки *Р-1*, а из него в надмембранные полости импульсных клапанов *ИК-1* и *ИК-2*. Прогнувшись,

мембраны перемещают штоки, полностью перекрывая нижние проходные сечения клапанов. Верхние проходные сечения импульсных клапанов *ИК-1* и *ИК-2* полностью открыты, поэтому клапаны *РК-1* и *РК-2* работают в режиме регулирования.

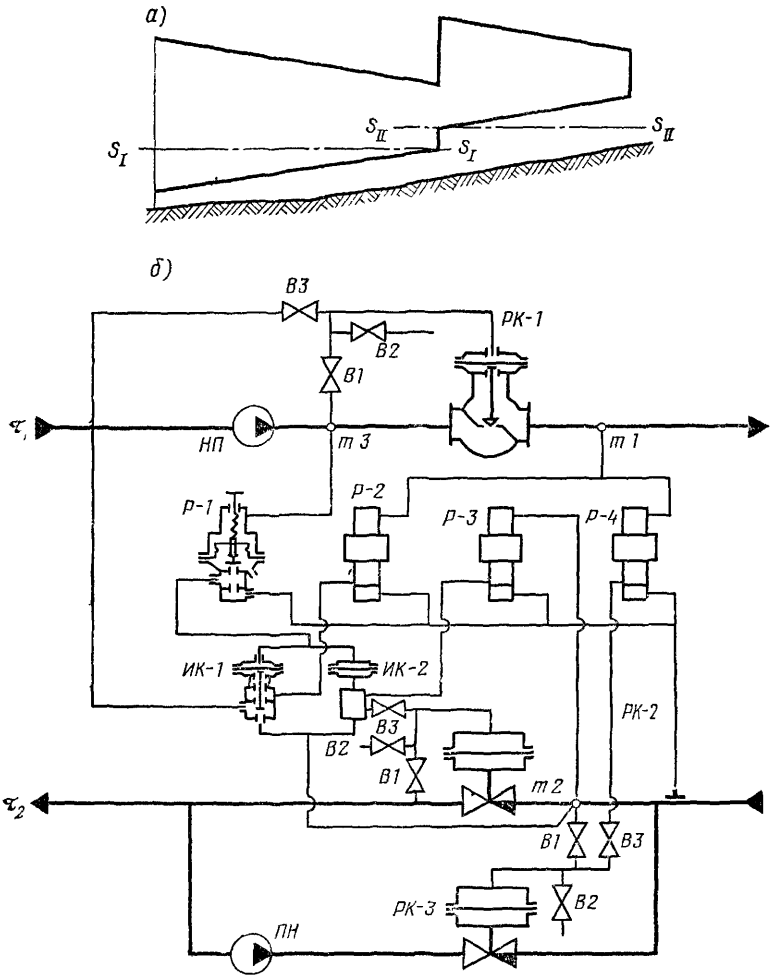


Рис VII.23 Принципиальная схема автоматизации совмещенных насосной и дроссельной подстанций и пьезометрический график сети:
НП — подкачивающий насос подстанции; *Р* — реле давления, *ИК* — импульсный клапан; *ПН* — подпиточный насос

Повышение давления в точке *1* через систему автоматов *Р-2* и *ИК-1* воздействует на регулирующий клапан *РК-1*, который прикрывается, дросселируя часть напора, и давление в точке *1* уменьшается до заданного значения. Аналогично работает регулятор подпора *РК-2* через реле *Р-3* и импульсный клапан *ИК-2*.

При аварийной остановке подкачивающих насосов на подающем трубопроводе и падении давления в точке *3* импульсные клапаны *ИК-1* и *ИК-2* открывают проходы для воды из точки *2* на гидроприводы клапанов *РК-1* и *РК-2*. Регулирующие клапаны закрываются и рассекают теплосеть на гидравлически изолированные зоны. С падением давления в точке *1* включается в работу подпиточный насос *ПН*. Давление подпитки поддерживается на уровне статического давления зоны *II* клапаном *РК-3* через реле давления *Р-4*.

Когда включаются подкачивающие насосы, схема автоматически восстанавливает рабочий режим.

§ VII 8. РАСЧЕТ ПОТОКОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ В ТЕПЛОВЫХ СЕТЯХ

Устройство резервных перемычек, резервирующих подстанций, блокировочных перемычек для магистральных сетей, питающихся от нескольких источников тепла, превращает тепловые сети крупных городов в сложные многокольцевые системы. Гидравлический режим их очень чувствителен к изменениям расходов теплоносителя на отдельных участках сети. Принцип расчета таких систем основан на уравнениях Кирхгофа (применительно к тепловой сети), а именно:

$$1)\ \Sigma V=0,$$

где ΣV — алгебраическая сумма расходов воды в любом узле;

$$2)\ \Sigma SV^2=0,$$

где ΣSV^2 — алгебраическая сумма потерь напора для любого замкнутого контура.

Существует два различных условия расчета. Для автоматизированных вводов известны расходы воды у абонентов и характеристики сопротивления участков магистралей кольцевой сети. Для неавтоматизированных вводов известен располагаемый напор в узле подвода сетевой воды к кольцу и характеристики сопротивления всех участков. В обоих случаях требуется найти распределение расхода воды по участкам сети.

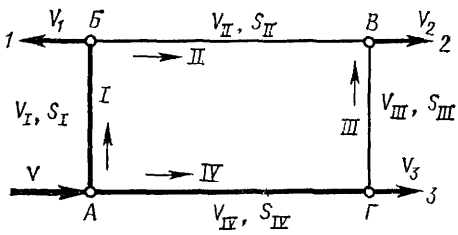


Рис. VII 24. Расчетная схема кольцевой сети с одним источником тепла

Рассмотрим первый случай, когда на абонентских вводах установлены регуляторы расхода на примере простейшей кольцевой сети (рис. VII.24). Зададимся произвольными расходами и направлениями потоков воды, как показано на расчетной схеме. При этом условимся считать положительными приток воды в узел и потерю напора для расхода, проходящего в контуре по часовой стрелке, а отрицательными — сток воды из узла и потерю напора для расхода, проходящего против часовой стрелки

Согласно первому уравнению Кирхгофа

$$V_{\text{I}}=V_1+V_{\text{II}};\ V_{\text{II}}=V_2-V_{\text{III}};\ V_{\text{IV}}=V_3+V_{\text{III}};\qquad V=V_{\text{I}}+V_{\text{IV}}=V_1+V_2+V_3. \tag{VII.34}$$

Обычно при произвольно выбранном направлении потоков второе уравнение не соблюдается, поэтому

$$\Sigma SV^2=S_{\text{I}}V_{\text{I}}^2+S_{\text{II}}V_{\text{II}}^2-S_{\text{III}}V_{\text{III}}^2-S_{\text{IV}}V_{\text{IV}}^2\pm\Delta P=0, \tag{VII.35}$$

где ΔP — невязка потерь давления.

Положительное значение невязочного напора ($\Delta P>0$) свидетельствует о перегрузке участков *I*, *II* по направлению часовой стрелки и недогрузке участков *III*, *IV*. Отрицательная величина невязки напоров указывает на обратное. Для устранения невязки напоров при $\Delta P>0$ необходимо уменьшить расходы на участках *I*, *II* с движением воды по часовой стрелке, а на участках *III*, *IV* увеличить на одну и ту же величину невязочного расхода. Полагаем, что после введения в уравнение (VII.35) увязочного расхода ΔV второе уравнение Кирхгофа выполняется:

$$S_{\text{I}}(V_{\text{I}}-\Delta V)^2+S_{\text{II}}(V_{\text{II}}-\Delta V)^2-S_{\text{III}}(V_{\text{III}}+\Delta V)^2-S_{\text{IV}}(V_{\text{IV}}+\Delta V)^2=0. \tag{VII.36}$$

Решая это равенство относительно увязочного расхода ΔV и пренебрегая незначительностью величины ΔV^2, значение увязочного расхода определяем соотношением

$$\Delta V=\frac{\Delta P}{2\Sigma SV}, \tag{VII.37}$$

где ΣSV — величина всегда положительная.

Вводя эту поправку в уравнение (VII.36), повторно проводят проверочный расчет и уточняют значение новой, более точной поправки по соотношению (VII.37).

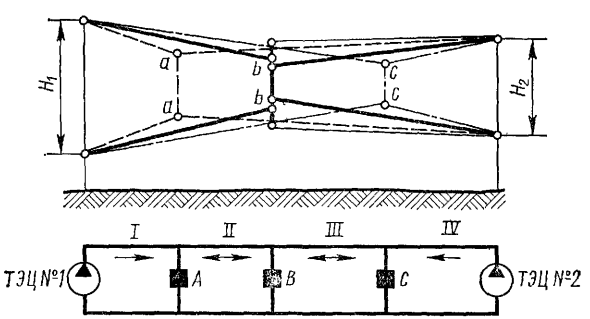


Рис. VII.25. Схема и пьезометрический график кольцевой сети с двумя источниками тепла:

——— — при произвольно выбранном водоразделе в точке *B* при $\Delta P>0$; ——— то же, при $\Delta P<0$; —.—.— при смещении водораздела в точку *C*; — — — — — то же, в точку *A*

Так в результате нескольких уточнений определяют окончательно расходы воды на участках и точку водораздела кольца.

При питании сети от двух и более источников расположение точки водораздела определяют аналогичным образом (рис. VII.25). Зададимся произвольно точкой водораздела (точка B) и составим второе уравнение Кирхгофа:

$$S_I V_I^2 + S_{II} V_{II}^2 - S_{III} V_{III}^2 - S_{IV} V_{IV}^2 - g\rho (H_1 - H_2) = \Delta P, \quad \text{(VII.38)}$$

где $H_1 - H_2 = \Delta H$ — разность напоров сетевых насосов, установленных на ТЭЦ № 1 и ТЭЦ № 2.

Определив увязочный расход по формуле (VII.37), производят уточнение расположения точки водораздела. При положительном значении невязочного давления ($\Delta P > 0$) точка водораздела сместится в сторону ТЭЦ № 2 (точка C), так как перегруженными оказываются участки I, II, и расходы воды на этих участках должны быть уменьшены. При отрицательных значениях невязочных давлений ($\Delta P < 0$) введение увязочных расходов теплоносителя смещает точку водораздела в сторону ТЭЦ № 1 (точка A).

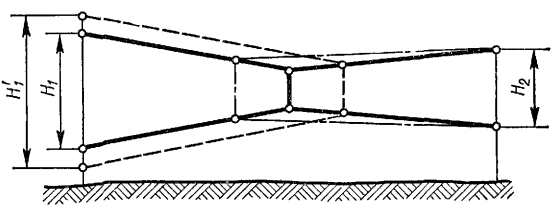


Рис. VII.26. Графики изменения точки водораздела в сетях:
——— — при исходном положении точки водораздела;
– – – – при изменении напора сетевого насоса;
—·—·— — при уменьшении сопротивления сети

Если в промежуточных точках сети имеются насосные подстанции, то при выборе точки водораздела их напоры суммируют с напорами сетевых насосов ТЭЦ в направлении движения теплоносителя.

На положение точки водораздела влияют характеристика сопротивления участков сети и узлов и располагаемые напоры на коллекторах тепловых станций. Увеличение напора сетевого насоса при неизменных гидравлических характеристиках сети смещает точку водораздела в направлении от ТЭЦ (рис. VII.26). Замена труб на больший диаметр или уменьшение нагрузки сетей увеличивает радиус действия ТЭЦ. Следовательно, всякое изменение нагрузок и характеристик сети вызывает изменение располагаемых напоров в сети и на абонентских вводах. Меняя положение точки водораздела, можно добиться экономичной загрузки теплоприготовительных станций.

Расчет потокораспределения в кольцевой сети без регуляторов расхода производят по второму уравнению Кирхгофа методом последовательного приближения. Так как заранее не известны расходы воды у абонентов, то задаются долей расхода воды, поступающей в точку водораздела слева (α) и справа ($1 - \alpha$).

Определяют характеристики сопротивления участков системы (см. рис. VII.25):

$$S = S_{A-I-1-II-2} \text{ и } (-S) = S_{A-IV-3-III-2}, \quad \text{(VII.39)}$$

где знаки «+» и «—» соответствуют движению воды по часовой стрелке и против. Затем находят расходы воды по формулам:

$$V=\sqrt{\frac{\Delta P_A}{S}};\ (-V)=\sqrt{\frac{\Delta P_A}{(-S)}}, \qquad \text{(VII.40)}$$

где ΔP_A — располагаемый перепад давлений в точке подвода воды к кольцу.

Далее проверяют выполнение второго уравнения Кирхгофа. При положительной невязке давления снижают долю расхода воды α, при отрицательной — долю расхода воды α увеличивают. Можно, оставив α такими же, переместить точку водораздела в узел *B* или *C*. Подбор величин α производят до тех пор, пока не будет удовлетворено второе уравнение Кирхгофа.

Пример 1. Для двухтрубной кольцевой водяной сети (см. рис. VII.25) диаметром 273×7 мм определить расходы воды на участках и разность давлений в точке водораздела. Давление сетевых насосов станций 0,7 МПа. При расчете принять: длины участков $l_{\text{I}}=200$ м; $l_{\text{II}}=400$ м; $l_{\text{III}}=150$ м; $l_{\text{IV}}=450$ м; расходы воды в ответвлениях $V_1=200$ м³/ч; $V_2=150$ м³/ч; $V_3=300$ м³/ч; коэффициент местных потерь давления $\alpha=0{,}3$; удельную характеристику сопротивления трубопровода $s=0{,}1267\cdot10^{-2}$ Па·ч²/м⁶·м.

Решение.

1. Сопротивления подающего и обратного трубопроводов для участков сети:

$$S_{\text{I}}=sl_{\text{I}}\ (1+\alpha)\,2=0{,}1267\cdot10^{-2}\cdot(1+0{,}3)200\cdot2=0{,}66\ \text{Па}\cdot\text{ч}^2/\text{м}^6;$$

$$S_{\text{II}}=sl_{\text{II}}\,(1+\alpha)\,2=0{,}1267\cdot10^{-2}\cdot400\cdot1{,}3\cdot2=1{,}32\ \text{Па}\cdot\text{ч}^2/\text{м}^6;$$

$$S_{\text{III}}=sl_{\text{III}}\,(1+\alpha)\,2=0{,}1267\cdot10^{-2}\cdot150\cdot1{,}3\cdot2=0{,}49\ \text{Па}\cdot\text{ч}^2/\text{м}^6;$$

$$S_{\text{IV}}=sl_{\text{IV}}\,(1+\alpha)\,2=0{,}1267\cdot10^{-2}\cdot450\cdot1{,}3\cdot2=1{,}48\ \text{Па}\cdot\text{ч}^2/\text{м}^6.$$

2. Определяем расходы воды на участках сети, предположив точку водораздела на участке *III*:

$$V_{\text{I}}=V_1+V_2=200+150=350\ \text{м}^3/\text{ч};$$

$$V_{\text{II}}=V_2=150\ \text{м}^3/\text{ч};$$

$$V_{\text{III}}=0;$$

$$V_{\text{IV}}=-V_3=-300\ \text{м}^3/\text{ч};$$

$$V_{\text{V}}=350+300=650\ \text{м}^3/\text{ч}.$$

3. Величина невязки потерь давления в кольце *I—II—III—IV*.

$$\Delta P=0{,}66\cdot350^2+1{,}32\cdot150^2+0{,}49\cdot0-1{,}48\cdot300^2=-0{,}0226\ \text{МПа}.$$

4. Величина

$$\sum SV=0{,}66\cdot350+1{,}32\cdot150+0{,}49\cdot0+1{,}48\cdot300=870\ \text{Па}\cdot\text{ч}/\text{м}^3.$$

5. Увязочный расход воды [формула (VII.36)]

$$\Delta V = -\frac{22\,600}{870 \cdot 2} = -13 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

6. Уточненные расходы воды на участках:

$$V_I' = V_I - \Delta V = 350 + 13 = 363 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_{II}' = 150 + 13 = 163 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_{III}' = 0 + 13 = 13 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_{IV}' = -300 + 13 = -287 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

7. Повторно определяем величину невязки потерь давления
$\Delta P' = (0{,}66 \cdot 363^2 + 1{,}32 \cdot 163^2 + 0{,}49 \cdot 13^2 - 1{,}48 \cdot 287^2) = 210$ Па $= 0{,}21 \cdot 10^{-6}$ МПа.
Невязка потерь давления ничтожно мала, ею можно пренебречь, поэтому принимаем водораздел в точке $Г$.

8. Потеря давления от станции до ответвления № 3

$$\Delta P_{A-3} = 0{,}66 \cdot 363^2 + 1{,}32 \cdot 163^2 + 0{,}49 \cdot 13^2 = 0{,}122 \text{ МПа}.$$

9. Разность напоров в точках подключения к кольцу ответвления № 3

$$\Delta P_3 = 0{,}7 - 0{,}122 = 0{,}578 \text{ МПа}.$$

Пример 2. Определить расходы воды на участках закрытой двухтрубной тепловой сети, питаемой от двух источников тепла, а также разность давлений в точках водораздела (см. рис. VII.25). При расчете, принять: расходы воды у абонентов $V_A = 300$ м^3/ч; $V_B = 200$ м^3/ч; $V_G = 500$ м^3/ч; характеристики сопротивлений участков магистрали: $S_I = 5$ Па·ч^2/м^6; $S_{II} = 1{,}5$ Па·ч^2/м^6; $S_{III} = 0{,}6$ Па·ч^2/м^6; $S_{IV} = 2$ Па·ч^2/м^6; разность напоров на коллекторах станций

$$\Delta H = H_1 - H_2 = 130 - 100 = 30 \text{ м}.$$

Решение.

1. Задавшись точкой водораздела в ответвлении к абоненту B, находим расходы воды на участках сети:

$$V_I = V_A + 0{,}5V_B = 300 + 0{,}5 \cdot 200 = 400 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_{II} = 0{,}5V_B = 0{,}5 \cdot 200 = 100 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_{III} = -0{,}5V_B = -0{,}5 \cdot 200 = -100 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_{IV} = -V_C - 0{,}5V_B = -500 - 100 = -600 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

2. Невязка давления

$$\Delta P = S_I V_I^2 + S_{II} V_{II}^2 - S_{III} V_{III}^2 - S_{IV} V_{IV}^2 - \Delta H \rho g =$$
$$= 5 \cdot 400^2 + 1{,}5 \cdot 100^2 - 0{,}6 \cdot 100^2 - 2 \cdot 600^2 - 3 \cdot 10^5 = -0{,}211 \text{ МПа}.$$

Невязка давления отрицательна, что указывает на перегрузку участков, питаемых от источника тепла № 2.

3. Увязочный расход воды

$$\Delta V = \frac{\Delta P}{2\sum SV} = \frac{-0{,}211}{2(5\cdot 400+1{,}5\cdot 100+0{,}6\cdot 100+2\cdot 500)} = -33 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

4. Уточненные расходы воды на участках магистрали:

$$V_{\text{I}}' = V_{\text{I}} - \Delta V = 400+33 = 433 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_{\text{II}}' = 100+33 = 133 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_{\text{III}}' = -100+33 = -67 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_{\text{IV}}' = -600+33 = -567 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

5. Невязка давления при уточненных расходах воды

$$\Delta P' = 5\cdot 433^2+1{,}5\cdot 133^2 - 0{,}6\cdot 67^2 - 2\cdot 567^2 - 3\cdot 10^5 = 0{,}0178 \text{ МПа}.$$

6. Уточненный увязочный расход воды

$$\Delta V' = \frac{0{,}0178\cdot 10^6}{2(5\cdot 433+1{,}5\cdot 133+0{,}6\cdot 67+2\cdot 567)} = 2{,}5 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

7. Расходы воды на участках:

$$V_{\text{I}}'' = 433 - 2{,}5 = 430{,}5 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_{\text{II}}'' = 133 - 2{,}5 = 130{,}5 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_{\text{III}}'' = -67 - 2{,}5 = -69{,}5 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$V_{\text{IV}}'' = -567 - 2{,}5 = -569{,}5 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

8. Невязка давления

$$\Delta P'' = 5\cdot 430{,}5^2+1{,}5\cdot 130{,}5^2 - 0{,}6\cdot 69{,}5^2 - 2\cdot 569{,}5^2 - 3\cdot 10^5 = 5\cdot 10^{-4} \text{ МПа}.$$

Невязка напора незначительна найденное потокораспределение достаточно точно. Водораздел находится в точке ответвления к потребителю B.

9. Разность давлений в точке водораздела

$$\Delta P_B = 1{,}3 - 5\cdot 10^{-6}\cdot 430{,}5^2 - 1{,}5\cdot 10^{-6}\cdot 130{,}5^2 = 0{,}35 \text{ МПа}.$$

ГЛАВА VIII

КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

§ VIII.1. ТРУБЫ И АРМАТУРА

Трубы являются наиболее ответственными элементами тепловых сетей, поэтому современная техника строительства предъявляет к ним ряд эксплуатационных требований: 1) высокая прочность и герметичность, необходимые для безаварийного транспорта теплоносителя под большим давлением и с высокой температурой; 2) малый коэффициент линейного удлинения, обеспечивающий низкие термические напряжения при переменных температурных режимах теплоносителя; 3) антикоррозионная стойкость; 4) высокое термическое сопротивление стенок труб, способствующее сохранению тепла и температуры теплоносителя; 5) неизменность свойств материала труб при длительном воздействии высоких температур и давлений; 6) небольшая стоимость, простота монтажа, надежность соединения и хранения труб и др.

Имеющиеся трубы не удовлетворяют в полной мере всей совокупности предъявляемых требований. Неметаллические трубы из асбестоцемента, стекла, полимеров (полиэтилен и полипропилен) и винипласта обладают высокой антикоррозионной стойкостью и значительно дешевле стальных труб. Стеклянные и полимерные трубы имеют гладкие внутренние поверхности, что обеспечивает им по сравнению со стальными трубами равных диаметров меньшие гидравлические сопротивления. Но асбестоцементные и стеклянные трубы хрупки, соединяются сложными стыковыми конструкциями. Из неметаллических труб только винипластовые трубы и трубы из полимерных материалов обладают высокой эластичностью и хорошо соединяются сваркой. Эти качества труб особенно ценны для монтажа внутренних систем горячего водоснабжения и конденсатопроводов. По данным исследований ВТИ неметаллические трубы могут применяться при температурах до 100°С (винипластовые до 60°С) и давлениях до 0,6 МПа в прокладках, доступных для постоянного наблюдения.

Тепловые сети сооружаются из более прочных стальных труб. Трубопроводы тепловых сетей при рабочем давлении пара более 0 07 МПа и температуре воды более 115°С делятся на 4 категории [23]. Выбор материалов и расчеты таких трубопроводов должны производиться по требованиям «Правил устройства и безопасной эксплуатации трубопроводов пара и горячей воды» [23]. Согласно этим правилам подбор труб, запорно-регулирующей арматуры, фланцев и других устройств производится по условным давлениям и проходам.

Под условным давлением $P_у$ понимается наибольшее

избыточное давление, допустимое для длительной эксплуатации трубы или изделия при температуре 20°С. С повышением температуры теплоносителя допустимое давление должно уменьшаться, и это фактическое допустимое давление называется рабочим. Связь между рабочим $P_{раб}$ и условным давлением определяется зависимостью

$$P_{раб} = \varepsilon P_y, \qquad \text{(VIII.1)}$$

где ε — коэффициент, принимаемый в зависимости от температуры [23].

Под условным проходом D_y подразумевается номинальный внутренний диаметр трубы или изделия. Трубы с каким-то условным диаметром имеют постоянный наружный диаметр и отличаются лишь толщиной стенки.

В тепловых сетях применяются в основном бесшовные горячекатаные и электросварные трубы. Бесшовные горячекатаные трубы по ГОСТ 8732—78 выпускаются с наружными диаметрами 32—426 мм. Электросварные прямошовные по ГОСТ 10706—76 и со спиральным швом по ГОСТ 8696—74 изготовляются с наружными диаметрами более 426 мм. Основные данные по этим трубам приведены в приложении 16.

Бесшовные горячекатаные и электросварные прямошовные трубы с калиброванными торцами допускается использовать при всех способах прокладки сетей. Электросварные со спиральным швом рекомендуются для воздушных и канальных прокладок.

Стальные трубы соединяются между собой на электрической или газовой сварке. Наплавленный металл в сварном стыке может уступать прочности цельной стенки трубы. Прочность стыка еще более ослабляется в результате непровара металла, образования пустот и попадания в шов неметаллических включений. Поэтому в процессе монтажа трубопроводов сварные стыки должны быть подвергнуты механическому и кристаллографическому контролю по соответствующим техническим условиям.

В действующем теплопроводе возникают многочисленные напряжения. Внутреннее давление теплоносителя вызывает в стенках труб растягивающие напряжения, направленные по оси трубы и по радиусу. Под действием собственной массы трубы, массы теплоносителя и тепловой изоляции в трубопроводе образуются изгибающие напряжения. Температурные деформации трубопровода вызывают сжимающие и изгибающие напряжения от трения опор, усилий гнутых компенсаторов и участков естественной компенсации. В узлах с пространственными изгибами трубопровода возможны скручивающие напряжения. В надземных и бесканальных прокладках на трубопроводы действуют дополнительные нагрузки от массы снега, давления ветра, грунта и транспорта.

Расчет труб на прочность сводится к определению допустимого суммарного напряжения и толщины стенки трубы. Наружные водяные сети с давлением до 1.6 МПа и температурой до

200°С рассчитываются на внутреннее давление по формулам [16]:

$$\frac{P_{раб} d_в n}{2S} \leqslant \sigma_{рас}; \qquad \text{(VIII.2)}$$

$$\frac{P_{раб} d_в n}{2S} \leqslant 0{,}9\sigma_т, \qquad \text{(VIII.2а)}$$

где $P_{раб}$ — рабочее давление теплоносителя, Па; $d_в$ — внутренний диаметр трубы, см; n — коэффициент перегрузки ($n=1{,}1$); S — толщина стенки трубы, см; $\sigma_{рас}$ — расчетное сопротивление металла трубы, Па; $\sigma_т$ — предел текучести, Па.

Расчетное сопротивление металла трубы определяется по формуле

$$\sigma_{рас} = \sigma_{вр} K_1 m_1 m_2, \qquad \text{(VIII.3)}$$

где $\sigma_{вр}$ — допустимое напряжение разрыву, Па; K_1 — коэффициент однородности металла при разрыве (для бесшовных труб $K_1=0{,}8$, для сварных — 0,85); m_1 — коэффициент условий работы металла при разрыве ($m_1=0{,}8$); m_2 — коэффициент условий работы трубопровода (для магистральных трубопроводов $m_2=0{,}6$, для распределительных — 0,75).

Допустимые напряжения принимаются из литературы [16, 28].

Толщина стенки трубы определяется по формулам

$$S = \frac{P_{раб} d_н n}{2(\sigma_{рас} + n P_{раб})}; \qquad \text{(VIII.4)}$$

$$S = \frac{P_{раб} d_н n}{2(0{,}9\sigma_т + n P_{раб})}, \qquad \text{(VIII.4а)}$$

где $d_н$ — наружный диаметр трубы, см.

По формулам (VIII.2) — (VIII.4) выбирается наименьшее напряжение и наибольшая толщина стенки трубы. Расчет толщины стенки трубопроводов с более высокими параметрами теплоносителя производится в соответствии с требованиями [23].

Запорная, регулирующая и предохранительная арматура предназначена для регулирования режимов потребления тепла и управления работой тепловых сетей. Арматура изготовляется из сталей, чугуна, цветных металлов и пластмасс. В тепловых сетях чаще всего принимается стальная арматура. Чугун уступает по прочности стали, поэтому область применения чугунной арматуры ограничена давлением 0,07 МПа (для пара) и температурой 115°С (для воды). Чугунная арматура должна размещаться на прямых участках труб, защищенных от изгибающих усилий. Ограничивается применение чугунной арматуры и на открытом воздухе с низкими отрицательными температурами [33], она более надежна в закрытых помещениях с постоянной температурой воздуха. Арматура из цветных металлов дефицитна, а пластмассовая — малопрочна, поэтому в сетях они не нашли широкого применения.

Вся трубопроводная арматура имеет условное обозначение по классификации Центрального конструкторского бюро арматуростроения (ЦКБА). Условное обозначение арматуры состоит из цифр и букв. Первые две цифры обозначают тип

арматуры: 10 — спускные краны; 14 и 15 — вентили; 16 — обратные подъемные клапаны; 17 — предохранительные клапаны; 18 — редукционные клапаны; 25 — регулирующие клапаны; 30 — задвижки; 45 — конденсатоотводчики и др. Буквы за первыми цифрами обозначают материал, из которого изготовлен корпус арматуры: С — сталь углеродистая; ЛС — сталь легированная; НЖ — сталь коррозионно-стойкая; КЧ — ковкий чугун; Ч — серый чугун; Б — бронза; Л — латунь; А — алюминий; П — пластмассы. Цифры (одна или две) после буквенного обозначения указывают конфигурацию арматуры в таблице обозначений. В трехцифровом обозначении первая цифра обозначает вид привода: механический (с червячной передачей — 3, с цилиндрической зубчатой передачей — 4, с конической зубчатой передачей — 5); пневматический — 6; гидравлический — 7; электромагнитный — 8; электрический — 9. Последние буквы в шифре обозначают материал уплотнительных поверхностей: БР — бронза; Л — латунь; НЖ — нержавеющая сталь; К — кожа; Р — резина и др.

Арматура специального назначения в конце шифра дополняется также указанием внутренних покрытий: ГМ — гуммирование; ЭМ — эмалирование; СВ — свинцование и др. Например, задвижка из углеродистой стали с коррозионно-стойкими уплотнительными кольцами обозначается — 30С64НЖ, а с электроприводом и бронзовыми уплотнительными кольцами — 30С964БР.

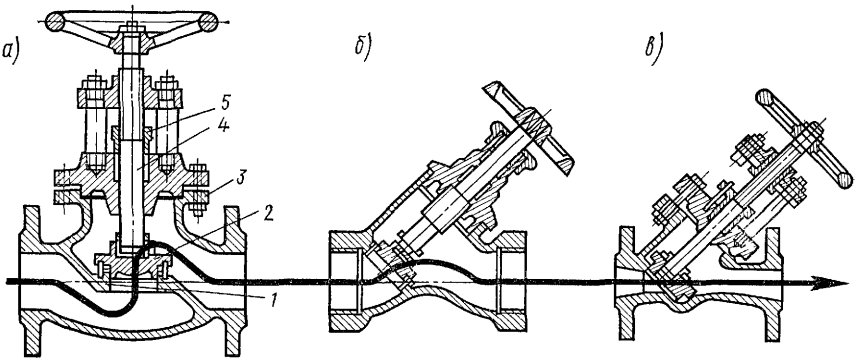


Рис. VIII.1. Вентили:
а — нормальный; *б* — типа «Косва»; *в* — прямоточный; *1* — седло; *2* — золотник (клапан); *3* — корпус; *4* — шпиндель; *5* — сальниковое уплотнение

Вентили (рис. VIII.1) имеют запорный орган в виде золотника, который при закрытии плотно прилегает к седлу, создавая высокую герметичность перекрытия проходного отверстия. Крышка вентиля крепится на корпусе болтами или на резьбе. Подтяжка сальникового уплотнения производится двумя откидными болтами, укрепленными на крышке, или накидной гайкой.

Вентили бывают фланцевые и бесфланцевые. Бесфланцевые вентили подразделяются на приварные и муфтовые. Бесфланцевые приварные вентили соединяются с трубами на сварке и применяются на теплопроводах с давлением $P_у \leqslant 1{,}6$ МПа на резьбе.

Потеря давления теплоносителя в проходных сечениях вентиля зависит от расположения шпинделя. Вентили с наклонным расположением шпинделя (типа «Косва» и прямоточные) имеют наименьшее гидравлическое сопротивление. На трубопроводах вентили устанавливаются так, чтобы теплоноситель поступал под

золотник, чем достигается уменьшение усилий на их открытие и предупреждается отрыв золотника от шпинделя.

Задвижки (рис. VIII.2) по конструктивному исполнению разделяются на клиновые и параллельные, с выдвижным и невыдвижным шпинделем. Стальные задвижки имеют клиновое уплот-

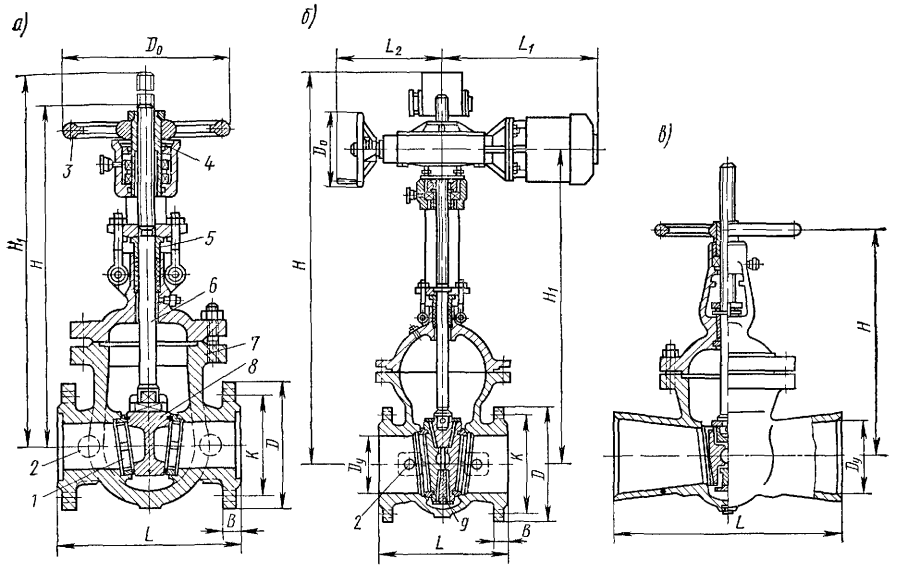


Рис. VIII.2. Стальные клиновые задвижки с выдвижным шпинделем:
а — однодисковая; *б* — двухдисковая с электроприводом; *в* — двухдисковая бесфланцевая; *1* — уплотнительное кольцо в корпусе задвижки; *2* — обводная линия; *3* — маховик; *4* — гайка; *5* — сальниковое уплотнение; *6* — шпиндель; *7* — корпус; *8* — клин уплотнительный; *9* — разжимной клин; *L* — строительная длина задвижки

нение, чугунные — параллельное. Уплотнение создается уплотнительными кольцами из бронзы или нержавеющей стали. Кольца запрессовываются на дисках клиньев и в корпусе.

В клиновых задвижках затвор состоит из сплошного или двухдискового клина, уплотнение обеспечивается путем прилегания плоскостей колец клина к плоскостям колец корпуса. При опускании двухдискового клина разжимной клин, находящийся между дисками, упирается в дно корпуса и распирает диски, плотно прижимая их к уплотнительным кольцам корпуса.

В параллельных задвижках затвор состоит из двух дисков с плоскими параллельно расположенными уплотнительными поверхностями. Закрытие задвижки производится аналогично клиновой задвижке с двухдисковым клиновым затвором.

В задвижках с выдвижным шпинделем маховиком вращается запрессованная в его ступицу гайка, которая сообщает шпинделю поступательное движение. Диски или клин соединены с выдвижным шпинделем шарнирно. В задвижках с невыдвижным шпинделем при вращении маховика происходит подъем или опускание дисков при помощи гайки, навернутой на нижнем конце шпин-

деля. Крупные задвижки выпускаются с обводными линиями. Открытием байпасных задвижек на таких линиях давление с обеих сторон запорного диска выравнивается, в результате усилие открытия арматуры уменьшается. На трубопроводах с диаметрами более 500 мм устанавливаются задвижки с электроприводом. На горизонтальных трубопроводах задвижки с $D_y < 500$ мм и с ручным управлением устанавливают «маховиком вверх» или в любом положении в пределах 90° между вертикальным и горизонтальным расположениями шпинделя. Установка задвижек шпинделем вниз не допускается, так как при открытых задвижках дисковые гнезда заносятся продуктами коррозии и закрытие дисков нарушается. Бесфланцевые задвижки присоединяются к трубам на сварке и применяются на

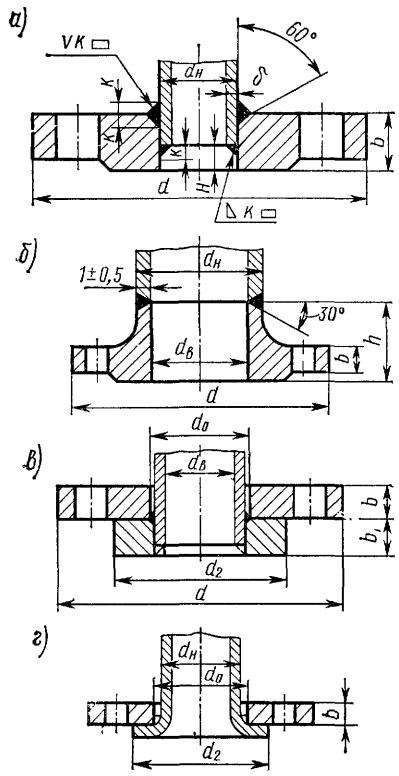


Рис. VIII.3. Фланцы:
а — плоские приварные с соединительным выступом; *б* — с шейкой приварные встык; *в* — свободные на приварном кольце; *г* — свободные на отбортованной трубе

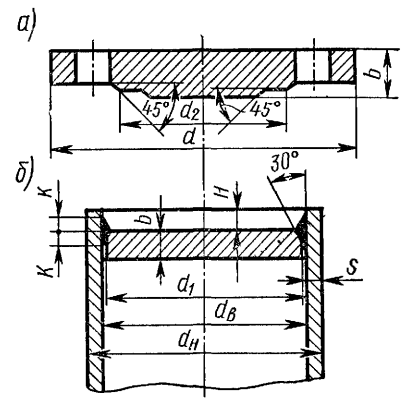


Рис. VIII.4. Заглушки:
а — фланцевая; *б* — приварная

ответственных теплопроводах высокого давления.

Фланцы применяются для присоединения на трубопроводах различной фланцевой арматуры. Конструкции фланцев разнообразны (рис. VIII.3). Подбираются фланцы по условным проходам и давлениям, на которые рассчитаны трубы. В водяных тепловых сетях и паропроводах с $P_y < 2{,}5$ МПа наибольшее распространение получили плоские приварные фланцы, которые устанавливаются с недоводом трубы до уплотнительного торца на величину H. Недовод трубы устраняет попадание натеков сварочного грата на уплотнительные плоскости, при которых ухудшается герметичность фланцевого соединения. Фланцевые соединения по плотно-

сти и прочности уступают сварным соединениям, однако их применение облегчает смену арматуры при ремонтных операциях.

Заглушки (рис. VIII.4) используются для отключения участков теплопроводов и ответвлений на период ремонтов или гидравлических испытаний сетей, а также для заглушения торцов труб. Заглушки, как и фланцы, подбираются по условным давлениям и проходам. Плотность фланцевых соединений при давлении до 4 МПа и температуре до 450°С обеспечивается прокладками из паронита толщиной 1—2 мм. Применение толстых прокладок не рекомендуется, так как при этом увеличивается опасность их разрыва давлением теплоносителя и возникают перекосы фланцевых соединений.

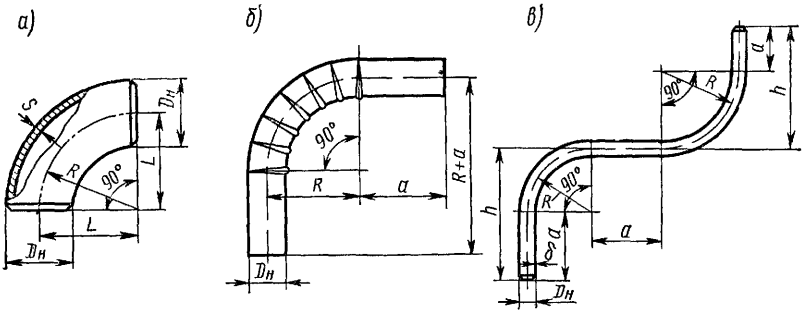


Рис VIII 5 Отводы гнутые:
а — гладкий крутозагнутый ($R=D_н$), *б* — со складками; *в* — гладкий нормальный ($R=3\,5\ D_н$)

Фасонные изделия (отводы, тройники, крестовины, переходы диаметров) рекомендуется выполнять по размерам междуведомственных нормалей (МВН). С целью увеличения механической прочности изделия изготовляют из труб с повышенной (на 1—3 мм) толщиной стенки.

Отводы бывают гнутыми и сварными. Основной характеристикой отводов является радиус изгиба осевой линии трубы R. Гнутые отводы различаются на гладкие и со складками (рис. VIII.5). Гладкие отводы изготовляют из бесшовных труб для условных проходов $D_у \leqslant 400$ мм. Крутозагнутые гладкие отводы с радиусом изгиба, равным наружному диаметру трубы ($R=D_н$), изготовляют на заводах протяжкой гидравлическими домкратами отрезка трубы в горячем состоянии через специальную изогнутую насадку.

Нормальные гладкие отводы с радиусом изгиба $R=3{,}5\ D_н$ изготовляют при нагреве трубы до ~ 1100°С и с набивкой песком. Плотная набивка песка в трубу предупреждает возникновение овальности сечения и быстрое остывание изделия, вызывающее дополнительное напряжение металла. Отводы с радиусом $R>3{,}5\ D_н$ изготовляют на трубогибочных станках путем изгиба труб в холодном состоянии и без набивки песком. Нормальные

гладкие отводы получаются громоздкими. Гладкие отводы отличаются от других большой эластичностью и меньшим гидравлическим сопротивлением, поэтому рекомендуются к широкому применению в тепловых сетях без ограничения параметров теплоносителя.

Гнутые отводы со складками изготовляют при местном разогреве трубы. Число складок зависит от диаметра трубы и радиу-

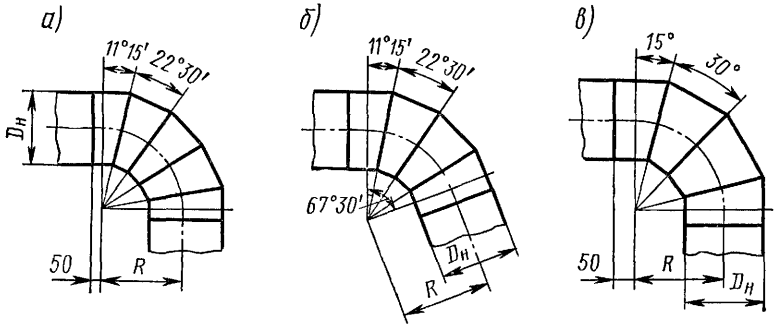


Рис. VIII 6 Сварные отводы:
а — пятисекторный; *б* — четырехсекторный под углом 67°30′; *в* — четырехсекторный под углом 90°

са изгиба. Каждая складка получается после одного разогрева и немедленного изгиба трубы. Такие отводы с радиусом до 2—4 диаметров самые эластичные, но имеют самое большое гидравлическое сопротивление.

В пространственных конструкциях трубопроводов между отводами должен оставляться прямой участок трубы (рис. VIII.5, *в*) длиной $a \geqslant D_у$, а при $D_у < 100$ мм прямой участок трубы принимается не менее 100 мм. Крутозагнутые отводы допускается сваривать между собой без прямого участка.

Сварные отводы (рис. VIII.6) применяют при сооружении тепловых сетей больших диаметров ($D_у > 400$ мм) с давлением теплоносителя до 2,2 МПа и температурой до 350°С. Отводы изготовляют из электросварных труб и собирают на сварке из секторов с углами скоса 11°15′ и 15°. Гидравлическое сопротивление сварных колен с углами скосов 11°15′ несколько меньше, чем с углами 15°. Радиусы отводов принимаются равными $R = (1 \div 3)\ D_н + 50$ мм. По гибкости сварные отводы мало уступают гладкоизогнутым, а по компактности намного превосходят их. Сварные колена диаметром до 400 мм часто применяют для получения малогабаритных отводов.

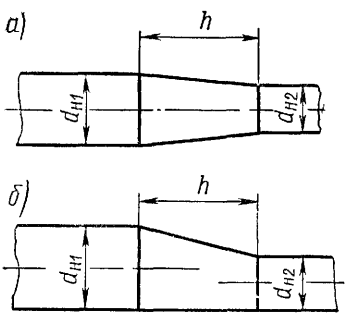


Рис. VIII 7. Переходы диаметров:
а — концентрический; *б* — эксцентрический

Переходы диаметров (рис. VIII.7) шпампованные или сварные применяют для стыкования труб различных диаметров. Эксцентрические переходы устанавливают для выравнивания низа стыкуемых трубопроводов, облегчающего удаление конденсата из паропроводов и опорожнение водяных тепловых сетей на горизонтальных участках. При эксцентрических (несимметричных) переходах возможно применение скользящих опор одинаковой высоты. Концентрические (симметричные) переходы допускается устанавливать на вертикальных участках трубопроводов. Длина переходов принимается не менее удвоенной разности большого и малого диаметров труб.

§ VIII.2. ОПОРЫ ТРУБОПРОВОДОВ

Опорные конструкции по своему назначению подразделяют на подвижные и неподвижные.

Подвижные опоры (рис. VIII.8) воспринимают вес теплопровода и обеспечивают ему свободное перемещение на строительных

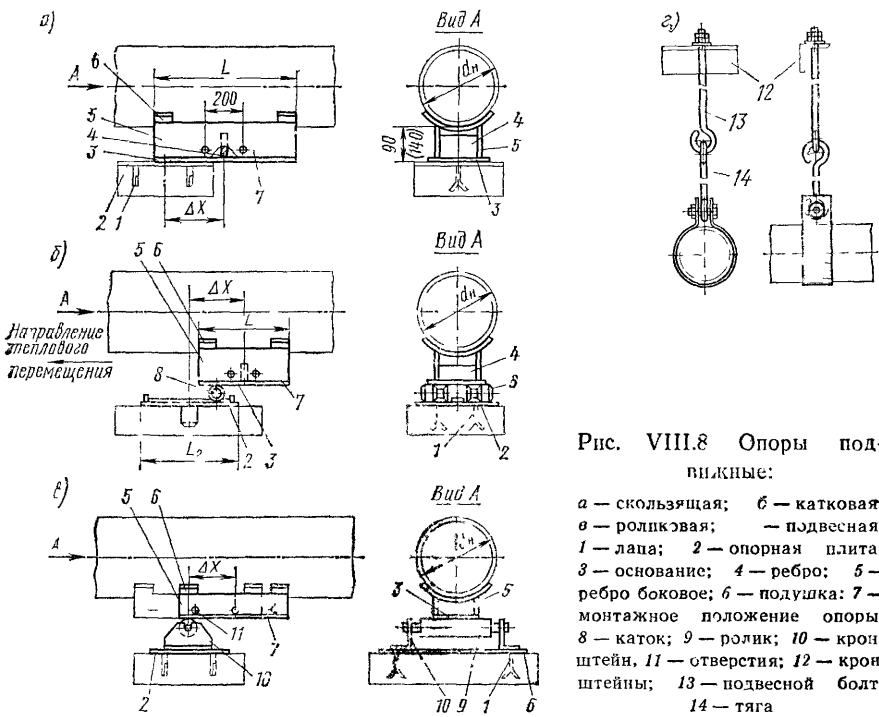


Рис. VIII.8 Опоры подвижные:

а — скользящая; *б* — катковая; *в* — роликовая; *г* — подвесная; *1* — лапа; *2* — опорная плита; *3* — основание; *4* — ребро; *5* — ребро боковое; *6* — подушка; *7* — монтажное положение опоры; *8* — каток; *9* — ролик; *10* — кронштейн, *11* — отверстия; *12* — кронштейны; *13* — подвесной болт; *14* — тяга

конструкциях. Подвижные опоры используют при всех способах прокладки, кроме бесканальной. По принципу свободного перемещения различаются опоры скольжения, качения и подвесные.

Скользящие опоры бывают самых разнообразных конструкций.

Все они свободно опираются на несущие строительные конструкции. Для уменьшения сил трения и истирания несущих конструкций в бетон заливают стальную опорную плиту с приваренными к ней лапами для скрепления с бетоном. Типовые конструкции опор выполняют высокими и низкими. Высокие опоры (140 мм) применяют для трубопроводов с толщиной теплоизоляции более 80 мм; низкие опоры (90 мм) используют для прокладки трубопроводов с толщиной тепловой изоляции до 80 мм. Отверстия в боковых ребрах опор предназначены для закрепления тепловой изоляции над опорой с помощью проволоки. Опоры скользящего типа применяют при всех способах прокладки трубопроводов различных диаметров.

С увеличением диаметров трубопроводов более 175 мм трение на опорах существенно возрастает. Для уменьшения сил трения применяют опоры качения, разделяющиеся на катковые, роликовые и шариковые. Для вращения катков без скольжения по опорной поверхности необходимо, чтобы горизонтальная сила $P_г$ трубопровода превышала силы трения качения катка:

$$P_г \geqslant P_в \frac{f_1+f_2}{2R}, \qquad \text{(VIII.5)}$$

где $P_в$ — вертикальная нагрузка на опору, Н; f_1 — плечо (коэффициент) трения качения при соприкосновении катка с трубопроводом, м; f_2 — плечо (коэффициент) трения качения при соприкосновении катка с опорной поверхностью, м; R — радиус катка, м.

Свободное вращение ролика без заедания в цапфах обеспечивается условием

$$P_г \geqslant P_в \frac{f_1+\mu r}{R}, \qquad \text{(VIII.6)}$$

где f_1 — плечо (коэффициент) трения качения при соприкосновении ролика с трубопроводом, м; μ — коэффициент трения скольжения цапфы; r — радиус цапфы, м; R — радиус ролика, м.

Для грубо обработанных стальных поверхностей принимается $f_1=0{,}5\cdot10^{-3}$ м, а $\mu=0{,}3$. Из сравнения формул (VIII.5) и (VIII.6) можно установить, что при $f_1=f_2$ и равных вертикальных нагрузках катковая опора передает на строительную конструкцию наименьшую горизонтальную реакцию. Из этих формул можно также найти размеры катка и ролика, обеспечивающие свободное их вращение.

Выточки в катках и направляющие планки на опорной плите обеспечивают направленное перемещение удлиняющегося трубопровода. При плохом уходе катки и ролики перекашиваются и заклинивают. Заклиненные опоры быстро корродируют, и коэффициент трения в опорах увеличивается. Исследования показали, что искусственно деформированные катки с большими вмятинами все же имеют меньший коэффициент трения, чем скользящие опоры. Поэтому опоры качения рекомендуется применять для разгрузки отдельных стоек, мачт, кронштейнов, не рассчитанных на

большие горизонтальные нагрузки, при прокладках трубопроводов диаметром более 175 мм надземным способом и в проходных каналах.

Катковые и роликовые опоры надежно работают на прямолинейных участках сети. На поворотах трассы трубопроводы перемещаются не только в продольном, но и в поперечном направлении. Поэтому установка катковых, а иногда и роликовых опор на криволинейных участках трубопроводов не рекомендуется. Эти ограничения снимаются при использовании шариковых опор. Радиус шариковой опоры может быть установлен из формулы (VIII.5) при $f_1 = f_2$. Шариковые опоры применяют в тех же случаях и с той же целью, что и катковые и роликовые опоры, и часто вместо них, особенно на участках горизонтального перемещения трубопроводов под углом к оси трассы.

Подвесные опоры применяют для прокладки водопроводов небольшого диаметра, а также более легких паропроводов диаметром до 500 мм. Нежесткая конструкция подвески позволяет опоре легко поворачиваться и перемещаться вместе с трубопроводом. В результате по мере удаления от неподвижной опоры углы поворота подвесок увеличиваются, соответственно возрастает перекос трубопровода и напряжение в тягах под действием вертикальной нагрузки трубопровода. В силу этого трудно добиться равномерной нагрузки опор и горизонтальности подвешенного трубопровода, поэтому при подвесных опорах недопустимо применение сальниковых компенсаторов, весьма чувствительных к перекосам. Неравномерность нагрузки опор уменьшается с использованием более дорогих пружинных подвесных опор, в которых равномерное распределение усилий обеспечивается регулировкой натяжения пружин. Для уменьшения напряжений и перекосов трубопро-

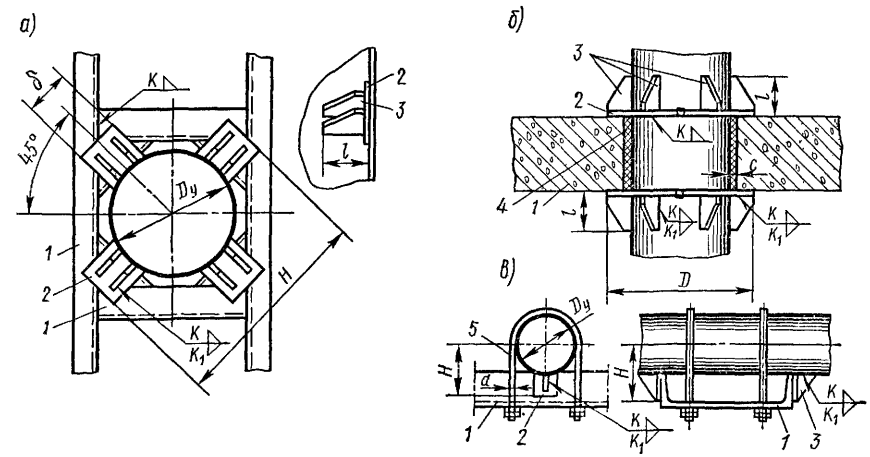


Рис. VIII.9. Опоры неподвижные:
а — лобовые; *б* — щитовые; *в* — хомутовые; *1* — упорная конструкция; *2* — упорная пластина; *3* — косынка, *4* — асбестовый шнур; *5* — хомут

вода необходимо принимать длину подвески l для водяных тепловых сетей равной $l \geqslant 10\ \Delta l$, а для паропроводов — $l \geqslant 20\ \Delta l$, где Δl — перемещение подвески, наиболее удаленной от неподвижного закрепления опоры. Пружинные подвесные опоры целесообразно применять на участках вертикального перемещения трубопроводов.

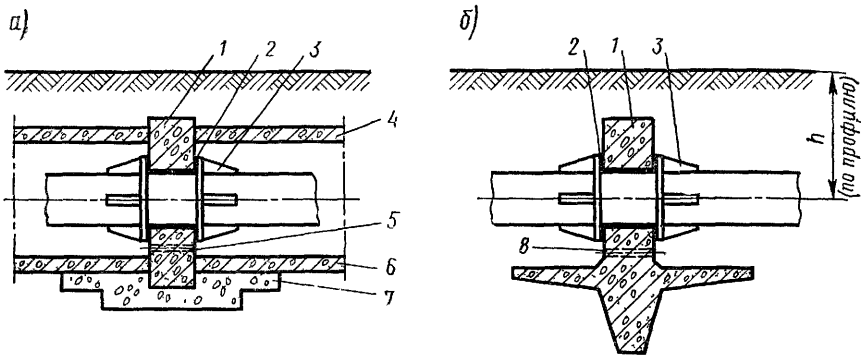


Рис. VIII 10 Установка щитовой неподвижной опоры:

а — в непроходных каналах; *б* — в бесканальных прокладках; *1* — упорная стена; *2* — асбестовая прокладка; *3* — лобовая опора; *4* — перекрытие; *5* — дренажное отверстие; *6* — дно канала; *7* — опорная бетонная подушка; *8* — отверстие для пропуска дренажной трубы

Неподвижные опоры (рис. VIII.9) служат для разделения теплопроводов на участки, независимые друг от друга в воспринятии усилий от температурных деформаций и внутреннего давления. Размещают неподвижные опоры между компенсаторами и участками трубопроводов с естественной компенсацией температурных удлинений. Неподвижное закрепление трубопроводов выполняют различными конструкциями в зависимости от способа прокладки сетей.

Лобовые опоры применяют главным образом в камерах, проходных и полупроходных каналах. Упорную конструкцию выполняют из швеллеров разных номеров, заделанных в днищах и перекрытиях сооружения.

Щитовые опоры используют для неподвижного защемления труб в камерах (см. рис. IX 8), непроходных каналах и при бесканальных прокладках (рис. VIII.10). Осевая нагрузка трубопроводов через щитовые опоры передается на дно и стенки канала, а в бесканальных прокладках — на вертикальную плоскость грунта. Отверстия в упорных стенках делают на 20—40 мм больше диаметра теплопровода. Зазор заполняют картонным или шнуровым асбестом, предупреждающим разрушение бетона при высоких температурах теплоносителя. Большой зазор обеспечивает также свободное перемещение трубы при просадке теплопровода. Дренажное отверстие в стенке делают на уровне дна канала для пропуска дренируемой воды.

Хомутовые неподвижные опоры удобны для закрепления труб, уложенных на балках, кронштейнах и других устройствах.

Провисание трубопровода во многом зависит от размещения точек опоры. Равномерное распределение большой массы трубопровода по точкам опоры лучшим образом сохраняет заданное направление трубопровода. Допустимое расстояние между опорами определяется рядом условий: 1) диаметром и толщиной стенки трубы, характеризующими несущую способность трубопровода; 2) параметрами и родом теплоносителя; 3) способом компенсации температурных удлинений; 4) уклоном трубопровода; 5) способом прокладки тепловых сетей.

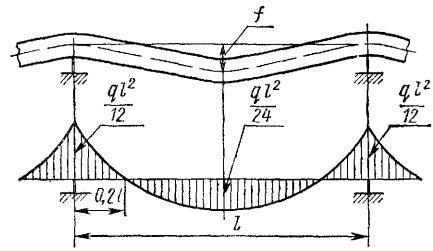


Рис. VIII.11. Прогиб трубопровода и эпюра изгибающих моментов многопролетного трубопровода

Водяные трубопроводы значительно тяжелее паропроводов, поэтому расстояния между опорами на паропроводах несколько больше, чем на водяных линиях. Сальниковые компенсаторы очень чувствительны к перекосам и изгибам труб, устранение которых достигается более частым размещением опор. Уклоны трубопроводов уменьшают вертикальную составляющую нагрузки, тем самым способствуют увеличению допустимого пролета между опорами.

Трубопровод рассматривается как многопролетная неразрезная балка (рис. VIII.11), в которой максимальный изгибающий момент над опорой вдвое превышает изгибающий момент в середине пролета:

$$M_о = ql^2/12 = 2M_п, \qquad \text{(VIII.7)}$$

где $M_о$, $M_п$ — изгибающий момент над опорой и в середине пролета, Н·м; q — полная удельная нагрузка на метр длины трубопровода, Н/м; l — пролет между опорами, м.

Полная удельная нагрузка определяется из выражения

$$q = \sqrt{q_в^2 + q_г^2}, \qquad \text{(VIII.8)}$$

где $q_в$ — удельная вертикальная нагрузка от массы трубы, теплоносителя, теплоизоляции и снега; $q_г$ — удельная горизонтальная нагрузка от ветрового давления.

Удельная нагрузка ветрового давления определяется по графикам [28] или по формуле

$$q_г = K\frac{w^2}{2}\rho d_и, \qquad \text{(VIII.9)}$$

где K — аэродинамический коэффициент (для одиночных труб $K=0{,}7$, для двух и более труб $K=1$); w — скорость ветра, м/с;

ρ — плотность воздуха, кг/м^3; $d_и$ — диаметр изолированного трубопровода, м.

Снеговая и ветровая нагрузки учитываются только при воздушной прокладке тепловых сетей. Значение удельной снеговой нагрузки подсчитывается из нагрузки снега, приходящейся на 1 м^2 горизонтальной площади изолированного трубопровода, которая в среднем равна 500—1000 Н/м^2.

Допустимое расстояние между опорами определяется из условий прочности и допустимой стрелы прогиба трубы на середине пролета для наиболее неблагоприятных режимов работы теплопровода, при которых в самом ослабленном сечении (обычно сварные стыки) напряжения не должны превышать допустимых. Заменяя в выражении (VIII.7) значение изгибающего момента равенством $M_0 = [\sigma_и] W$, найдем допустимое расстояние между опорами

$$l = \sqrt{\frac{12 [\sigma_и] W}{q}}, \qquad \text{(VIII.10)}$$

где $[\sigma_и]$ — допустимое изгибающее напряжение, Па; W — момент сопротивления трубы, м^3.

Допустимое напряжение изгиба принимается в зависимости от типа трубы, способа прокладки и компенсации температурных удлинений трубопровода. В непроходных каналах наблюдается перераспределение напряжений трубопровода вследствие неравномерной просадки опор. Из выражения (VIII.7) следует, что при просадке одной из опор расстояние между точками опирания трубы возрастает вдвое, а изгибающий момент и напряжения — в 4 раза. По этим причинам расстояния между опорами в непроходных каналах принимаются меньшими, чем при других прокладках.

Значение допустимого напряжения изгиба равно:

$$[\sigma_и] = \frac{\eta_1 \sigma_{доп} \varphi_1}{0{,}8}, \qquad \text{(VIII.11)}$$

где η_1 — коэффициент, учитывающий способ компенсации температурных удлинений трубы; $\sigma_{доп}$ — допустимое напряжение от внутреннего давления; φ_1 — коэффициент прочности сварного шва; 0,8 — коэффициент пластичности трубы.

Значения величин, входящих в выражение (VIII.11), принимаются по таблицам и графикам [28]; в приближенных расчетах можно принимать $[\sigma_и] \leqslant 35$ МПа.

Допустимая стрела прогиба, при которой исключается образование воздушных мешков над опорами, отвечает соотношению

$$f = \frac{q l^4}{384 J E} \leqslant 0{,}02 D_у, \qquad \text{(VIII.12)}$$

где E — модуль упругости металла трубы, Па; J — момент инерции трубы, м^4.

На поворотах труб расстояния между опорами рекомендуется принимать не более 0,67 от допустимого расстояния на прямом

участке трубы, а на участках последней и предпоследней опор до поворота или гибкого компенсатора — не более 0,82.

Подвижные опоры закрепляют на холодном трубопроводе с учетом температурного удлинения трубопровода. Монтажное положение опор любого типа на холодной трубе относительно опорных строительных конструкций (см. рис. VIII.8) рассчитывают для каждой опоры в отдельности по формуле

$$\Delta X = \alpha L_0 \Delta t, \qquad \text{(VIII.13)}$$

где ΔX — величина смещения опоры после прогрева трубы, мм; α — коэффициент линейного удлинения металла, мм/м·град; L_0 — расстояние подвижной опоры от неподвижного закрепления трубы, м; Δt — разность температур теплоносителя и окружающей среды.

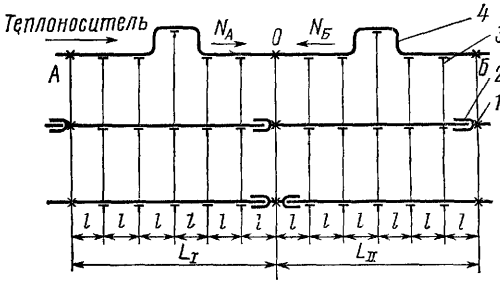


Рис. VIII.12. Размещение опор на трубопроводе:
1 — неподвижная опора; *2* — сальниковый компенсатор; *3* — подвижная опора; *4* — П-образный компенсатор

Таким образом, на холодном трубопроводе подвижные опоры должны приваривать со смещением на величину ΔX в сторону к ближайшей неподвижной опоре, т. е. против направления теплового перемещения трубы.

Расстояния между неподвижными опорами определяют расчетом на прочность труб. В справочной литературе [28] рекомендуемые расстояния установлены практикой эксплуатации тепловых сетей с учетом компенсирующих способностей сальниковых компенсаторов и допустимых напряжений гибких компенсаторов.

Неподвижные опоры разделяют трубопровод на участки длиной L_I, L_{II} (рис. VIII.12). На каждую неподвижную опору между прилегающими участками слева и справа действуют осевые усилия N_A и $N_Б$ от трения опор и реакций компенсаторов. Очевидно, если прилегающие участки выполнены из труб одинакового диаметра и на этих участках трубы опираются на равное число опор, то при $L_I = L_{II}$ равнодействующая осевых усилий будет минимальна или даже равняться нулю, так как $N_A = N_Б$. Неподвижные опоры в таком случае называются разгруженными. Таким образом, размещение неподвижных опор на равных расстояниях друг от друга позволяет уменьшить нагрузку, передаваемую на строительные конструкции.

Неподвижные опоры устанавливают на ответвлениях трубопроводов, в точках размещения запорной арматуры, сальниковых компенсаторов. На трубопроводах с П-образными компенсаторами неподвижные опоры необходимо размещать на середине участка

между компенсаторами. Максимальная несимметричность расположения П-образного компенсатора в пролете длиной L допускается не более 0,6 L. В бесканальных прокладках, когда не используется естественная компенсация трубопровода, неподвижные опоры рекомендуется устанавливать на поворотах трасс.

На расстоянии 0,2 l от опоры (см. рис. VIII.11) изгибающий момент равен нулю. В связи с этим сварные стыки, имеющие пониженную прочность, целесообразно размещать вблизи этих точек.

§ VIII. 3. КОМПЕНСАТОРЫ

Неподвижное закрепление трубопроводов производят для предупреждения самопроизвольного его смещения при удлинениях. Но при отсутствии устройств, воспринимающих удлинения трубопроводов между неподвижными закреплениями, возникают большие напряжения, способные деформировать и разрушать трубы. Компенсация удлинений труб производится различными устройствами (рис. VIII.13), принцип действия которых можно разделить на две группы: 1) радиальные или гибкие устройства, воспринимающие удлинения теплопроводов изгибом (плоских) или кручением (пространственных) криволинейных участков труб или изгибом специальных эластичных вставок различной формы; 2) осевые устройства скользящего и упругого типов, в которых удлинения воспринимаются телескопическим перемещением труб или сжатием пружинящих вставок.

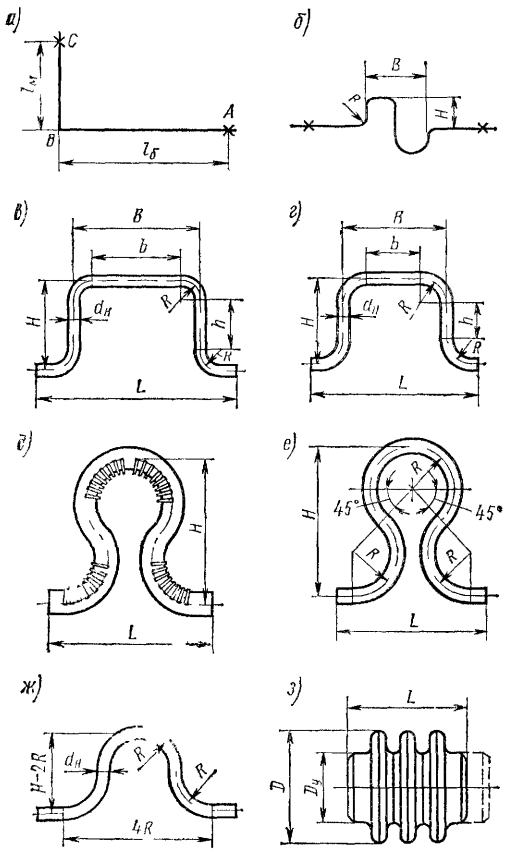


Рис. VIII.13. Типы компенсирующих устройств:

а — естественная компенсация; *б* — S-образный компенсатор; *в* — П-образный компенсатор с большой спинкой, *г* — то же, равносторонний ($b=h$); *д* — лирообразный компенсатор со складками; *е* — то же, гладкозагнутый, *ж* — ω-образный; *з* — линзовый компенсатор

Гибкие компенсирующие устройства самые распространенные. Наиболее простая компенсация достигается естественной гибкостью поворотов са-

мого трубопровода, изогнутого под углом не более 150°. При естественной компенсации трубопроводов в каналах необходимо обеспечить между стенками канала и наружной поверхностью изолированного трубопровода зазор, достаточный для свободного удлинения плеч трубы. В бесканальных прокладках для использования естественной компенсации на участках поворотов должны быть сооружены непроходные каналы соответствующих поперечных размеров.

Для естественной компенсации могут быть использованы подъемы и опуски труб, но естественная компенсация не всегда может быть предусмотрена. К устройству искусственных компенсаторов следует обращаться лишь после использования всех возможностей естественной компенсации.

На прямолинейных участках компенсация удлинений труб решается специальными гибкими компенсаторами различной конфигурации. Лирообразные компенсаторы, особенно со складками, из всех гибких компенсаторов обладают наибольшей эластичностью, но вследствие усиленной коррозии металла в складках и повышенного гидравлического сопротивления применяются редко. Более распространены П-образные компенсаторы со сварными и гладкими коленами; П-образные компенсаторы со складками, как и лирообразные, по указанным выше причинам применяются реже.

Достоинством гибких компенсаторов является то, что они не нуждаются в обслуживании и для их укладки в нишах не требуется сооружение камер. Кроме того, гибкие компенсаторы передают на неподвижные опоры только реакции распоров. К недостаткам гибких компенсаторов относятся: повышенное гидравлическое сопротивление, увеличенный расход труб, большие габариты, затрудняющие их применение в городских прокладках при насыщенности трассы городскими подземными коммуникациями.

Линзовые компенсаторы относятся к осевым компенсаторам упругого типа. Компенсатор собирается на сварке из полулинз, изготовленных штамповкой из тонколистовых высокопрочных сталей. Компенсирующая способность одной полулинзы составляет 5—6 мм. В конструкции компенсатора допускается объединять 3—4 линзы, большее число нежелательно из-за потери упругости и выпучивания линз. Каждая линза допускает угловое перемещение труб до 2—3°, поэтому линзовые компенсаторы можно использовать при прокладке сетей на подвесных опорах, создающих большие перекосы труб.

Отечественной промышленностью линзовые компенсаторы выпускаются на давление $P_у \leqslant 1{,}6$ МПа. Наиболее совершенной разновидностью линзовых компенсаторов являются универсальные волнистые компенсаторы шарнирного типа, выпускаемые на $P_у \leqslant 2{,}5$ МПа при температуре теплоносителя до 450°С. Эти компенсаторы, установленные на S- и Z-образных участках трубопроводов, позволяют значительно увеличить компенсирующую способность изломанного участка.

Осевая компенсация скользящего типа создается сальниковыми компенсаторами. К настоящему времени устаревшие чугунные литые конструкции на фланцевых соединениях повсеместно вытеснены легкой, прочной и простой в изготовлении стальной сварной конструкцией, показанной на рис. VIII.14. Типовые сальниковые компенсаторы изготовляют из стандартных труб. Компенсатор состоит из корпуса, стакана и уплотнительных приспособлений. При удлинении трубопровода стакан вдвигается в полость корпуса. Герметичность скользящего соединения корпуса и стакана создается сальниковой набивкой, которая приготовляется из плетеного в квадратное или круглое сечение прографиченного асбестового шнура, пропитанного цилиндровым маслом. Скосы кромок на буксах способствуют более плотному прижатию набивки к поверхности стакана. Набивка со временем истирается и теряет упругость. Для восстановления плотности конструкции производят подтяжку сальника. Многократные подтяжки значительно увеличивают силы трения в сальнике, в результате частично или полностью утрачивается компенсирующая способность. Лучшие результаты дает периодическая замена сальниковой набивки.

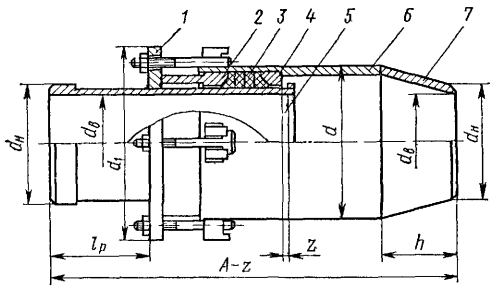


Рис. VIII 14 Бесфланцевый односторонний сварной сальниковый компенсатор:
1 — нажимной фланец; *2* — грундбукса; *3* — сальниковая набивка; *4* — контрбукса; *5* — стакан; *6* — корпус; *7* — переход диаметров

Перекосы осей корпуса и стакана приводят к заеданию и заклиниванию компенсатора, поэтому при монтаже требуется соблюдать высокую точность соосной укладки труб на подходах со стороны подвижного стакана. Для этого на двух пролетах, примыкающих к стакану, допустимое расстояние между подвижными опорами рекомендуется уменьшать в 2 раза.

Сальники требуют постоянного надзора, для их обслуживания необходимо сооружение камер больших размеров. Для уменьшения числа дорогостоящих камер применяют сальниковые компенсаторы двустороннего действия. Компенсаторы устанавливают на водяных и паровых сетях при условном давлении до 2,5 МПа. На трубопроводах малого диаметра (до 100—150 мм), обладающих большой гибкостью, компенсаторы работают плохо, часто дают течи.

Компенсация температурных удлинителей трубопроводов назначается при средней температуре теплоносителя более +50°С. Тепловые перемещения теплопроводов обусловлены линейным удлинением труб при нагревании. Тепловое удлинение трубопровода (в мм) между опорами рассчитывают по формуле

$$\Delta l_1 = \alpha L(t - t_0), \qquad \text{(VIII.14)}$$

где L — длина трубопровода между неподвижными опорами, м; t — температура теплоносителя, °С; t_0 — температура окружающей среды, °С.

Коэффициент линейного удлинения α стальных труб принимается в зависимости от температуры [11, 23, 28]; в среднем он равен 0,012 мм/м·°С.

Для безаварийной работы тепловых сетей необходимо, чтобы компенсирующие устройства были рассчитаны на максимальные удлинения трубопроводов. Исходя из этого при расчете удлинений температура теплоносителя принимается максимальной, а температура окружающей среды — минимальной и равной: 1) расчетной температуре наружного воздуха при проектировании отопления — для надземной прокладки сетей на открытом воздухе; 2) расчетной температуре воздуха в канале — для канальной прокладки сетей; 3) температуре грунта на глубине заложения бесканальных теплопроводов при расчетной температуре наружного воздуха для проектирования отопления.

§ VIII.4. РАСЧЕТ КОМПЕНСАТОРОВ

При изгибе гибких компенсаторов круглое сечение трубы сплющивается в эллиптическое, жесткость которого значительно понижается. Коэффициент жесткости гибких отводов зависит от геометрической характеристики отвода, представляющей собой отношение

$$h = SR/r_c^2, \qquad \text{(VIII.15)}$$

где S — толщина стенки трубы; R — радиус изгиба отвода; r_c — средний радиус трубы, $r_c = (d_н - S)/2$, где $d_н$ — наружный диаметр трубы.

При $h \leqslant 1$ коэффициент жесткости гладкого отвода определяется по формуле Кларка и Рейснера

$$K = h/1{,}65; \qquad \text{(VIII.16)}$$

при $h > 1$ — по формуле Кармана

$$K = \frac{1 + 12h^2}{10 + 12h^2}. \qquad \text{(VIII.17)}$$

В сплющенном сечении трубы напряжения изгиба несколько уменьшаются и учитываются коэффициентом напряжения, который для гладких отводов определяется зависимостью

$$m = 0{,}9/h^{0{,}66}. \qquad \text{(VIII.18)}$$

Для сварных отводов значения коэффициентов K и m принимаются равными единице. Изгибающие напряжения в отводах с учетом коэффициентов напряжения равны

$$\sigma_и = Mm/W, \qquad \text{(VIII.19)}$$

где M — изгибающий момент в сечении изогнутой трубы; W — момент сопротивления трубы.

В трубопроводах, защемленных неподвижными опорами на одной прямой линии (рис. VIII.15), расчет изгибающих усилий основан на теории изгиба прямого бруса. Согласно этой теории усилие P, действующее по оси трубопровода, определяется выражением

$$P=\frac{\Delta l E J}{\int_0^H \frac{h^2 dh}{K}}, \qquad \text{(VIII.20)}$$

где Δl — величина деформации участка трубы по направлению действующей силы; h — расстояние от середины элементарного участка

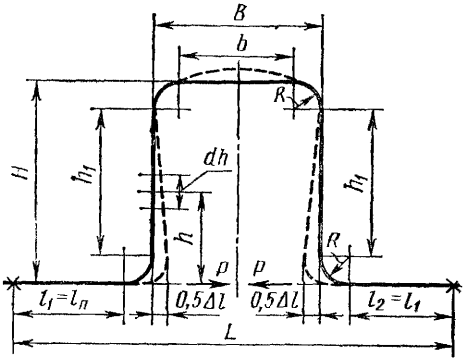


Рис. VIII.15. Схема П-образного компенсатора:
H — плечо (вылет) компенсатора; B — спинка компенсатора

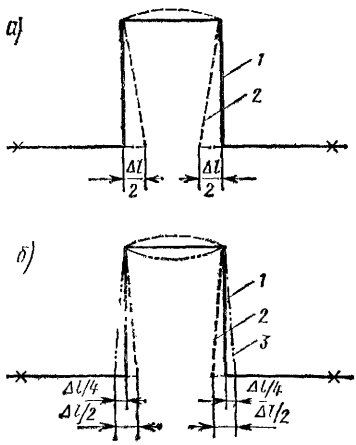


Рис. VIII.16. Схема деформации П-образного компенсатора:
а — без предварительной растяжки; *б* — с предварительной растяжкой; *1* — положение компенсатора в холодном ненапряженном состоянии; *2* — рабочее состояние; *3* — предварительная растяжка холодного компенсатора

трубы до направления действующей силы; dh — длина элементарного участка трубы.

Изгибающий момент в рассматриваемом сечении равен $M=Ph$. Тогда изгибающее напряжение в отводе с учетом значения усилия P после преобразования приводится к виду

$$\sigma_и=\frac{\Delta l E d_н h m}{2A}, \qquad \text{(VIII.21)}$$

где

$$A=\int_0^H \frac{h^2 dh}{K}. \qquad \text{(VIII.22)}$$

Из выражения (VIII.21) можно получить зависимость для расчета компенсирующей способности любого гибкого компенсатора, если

в нем заменить фактическое напряжение допустимым по формуле (VIII.11) и принять предельное значение плеча $h=H$:

$$\Delta l=\frac{2[\sigma_и]A}{Ed_нHm}. \qquad \text{(VIII.23)}$$

Для увеличения компенсирующей способности гибких компенсаторов и уменьшения компенсационных напряжений рекомендуется производить предварительную их растяжку. Плечи П-образного компенсатора без предварительной растяжки в рабочем состоянии перемещаются на величину 0,5 Δl (рис. VIII.16). Компенсирующая способность такого компенсатора равна величине полного удлинения участка трубопровода Δl. При этом на внешней стороне спинки возникают растягивающие напряжения, на внутренней — сжимающие. В компенсаторе с предварительной растяжкой в холодном состоянии трубопровода, например на 50% от полного теплового удлинения, в спинке образуются напряжения, обратные по знаку рабочему напряжению. В этом положении внешняя сторона спинки сжата, внутренняя растянута.

В рабочем положении, когда трубопровод прогреется до температуры теплоносителя, плечи компенсатора переместятся также на величину 0,5 Δl, но относительно ненапряженного состояния сдвинутся на величину 0,25 Δl. При этом рабочее напряжение в компенсаторе будет значительно меньше, чем рабочее напряжение компенсатора без предварительной растяжки. Чтобы в рабочем состоянии компенсатора с предварительной растяжкой возникли такие же напряжения, как в компенсаторе без предварительной растяжки, плечи компенсатора должны переместиться дополнительно на величину 0,25 Δl.

Величина предварительной растяжки принимается в зависимости от температуры теплоносителя. При расчете гибких компенсаторов на компенсацию учитывается не полное, а расчетное тепловое удлинение трубопровода, так как в процессе продолжительного воздействия нагрузки при высоких температурах происходит постепенное понижение напряжений. Расчетное тепловое удлинение трубопровода учитывается коэффициентом ε_1:

$$\Delta X_н=\varepsilon_1\Delta l_1, \qquad \text{(VIII.24)}$$

где ε_1 — коэффициент, учитывающий релаксацию напряжений и предварительную растяжку компенсаторов ($\varepsilon_1=0{,}5$ при температуре теплоносителя до 250°С); Δl_1 — полное тепловое удлинение, рассчитываемое по формуле (VIII.14).

Компенсирующая способность гибких компенсаторов с предварительной растяжкой определяется зависимостью

$$\Delta X_н=\Delta l/\varepsilon_1, \qquad \text{(VIII.25)}$$

где Δl — находится из выражения (VIII.23).

Подставляя в (VIII.23) значение интеграла A, найденное по формуле (VIII.22) для конкретной схемы гибкого компенсатора, можно получить расчетное уравнение компенсирующей способно-

сти для различных симметричных компенсаторов. С помощью уравнений (VIII.20), (VIII.23) и (VIII.24) могут быть найдены усилия, вызывающие деформацию, и фактические напряжения в компенсаторе принятых размеров.

При выводе выражения (VIII.23) влияние гибкости трубопровода между неподвижными опорами не учитывалось. Вместе с тем установлено, что с увеличением длины прямолинейного участка от неподвижной опоры до компенсатора $l_п > 40\ D_у$ деформация компенсатора уменьшается вследствие повышения гибкости трубопровода и передачи реакций сил трения подвижных опор и защемляющего момента неподвижных опор, действующих в противоположном направлении реакции P (на рис. VIII.15). Поэтому при расчете П-образных компенсаторов с короткими прямыми участками $l_п < 40\ D_у$ вводятся поправки, приведенные в табл. VIII.1.

Таблица VIII.1 Значения поправочных коэффициентов для расчета П-образных компенсаторов

Длина прямого участка	Коэффициенты поправки	
	к компенсирующей способности n_1	к силе деформации n_2
40 $D_у$	1	1
10 $D_у$	0,9	1,3
0 $D_у$	0,8	1,7

Примечание. При других значениях $l_п$ поправочные коэффициенты определяются интерполяцией

В трубопроводе с компенсаторами, смещенными от середины пролета в сторону одной из неподвижных опор ($l_1 > l_2$ или $l_1 < l_2$), силы P и напряжения увеличиваются примерно на 20—40% по сравнению с симметрично расположенными компенсаторами ($l_1 = l_2$). Расчетное тепловое удлинение во всех случаях определяется по фактическому расстоянию между неподвижными опорами.

Расчеты по формулам (VIII.20)—(VIII.25) могут быть заменены унифицированными номограммами (рис. VIII.17), разработанными ВГПИ ТЭП для различных размеров и конструкций компенсаторов. Эти номограммы построены без учета предварительной растяжки и при условии равенства прямолинейных участков $l_1 = l_2 = l_п = 40\ D_у$, прилегающих с обеих сторон компенсатора.

Пример. Найти размеры П-образного компенсатора, установленного на трубопроводе с наружным диаметром 273 мм. Расстояние между неподвижными опорами 110 м. Температура теплоносителя 245°С, температура окружающей среды —33°С.

Решение. Коэффициент линейного удлинения трубы при температуре 245°С равен 0,0131 мм/м·°С [28]. Тепловое удлинение трубопровода по формуле (VIII.14) составляет $\Delta l_1 = 0{,}0131 \cdot 110[245 - (-33)] = 400$ мм.

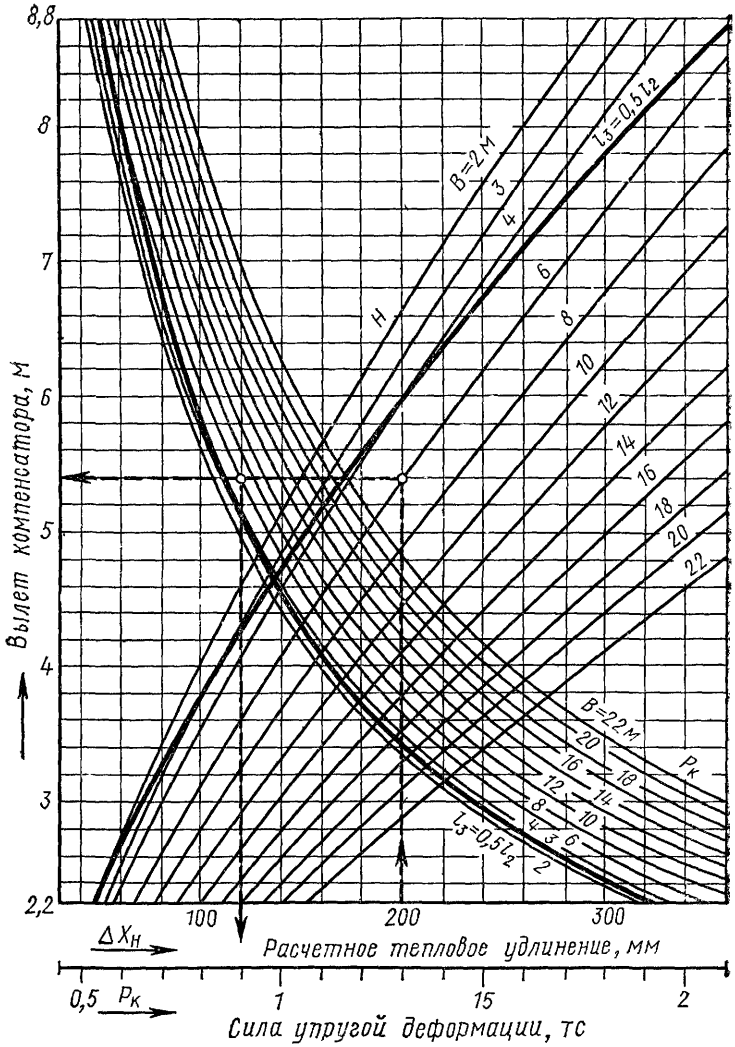


Рис. VIII.17. Номограмма для расчета П-образного компенсатора с гнутыми гладкими отводами (при $d_н$=273 мм, S=8 мм, R=1000 мм):

$P_к$ — усилие компенсатора

Расчетное тепловое удлинение с учетом предварительной растяжки компенсатора на половину теплового удлинения равно $\Delta X_н = 0{,}5 \cdot 400 = 200$ мм.

Примем радиус гнутья гладких отводов 1000 мм и толщину стенки трубы 8 мм. Далее примем компенсатор с длиной спинки $B = 6$ м. Для этих данных на рис. VIII.17 ход решения показан стрелками: потребный вылет компенсатора $H = 5{,}4$ м, сила упругой деформации $P_к = 0{,}9$ тс.

Фактическая длина прямых участков труб с каждой стороны компенсатора равна

$$l_п^ф = (L - B)/2 = (110 - 6)/2 = 52 \text{ м}.$$

Длина прямого участка, по которой составлена номограмма: $l_п = 40 \cdot 0{,}25 = 10$ м. Так как фактическая длина прямых участков значительно больше нормативных, то вводить поправки на компенсирующую способность компенсатора и упругую силу деформации не следует.

По величине $\Delta X_н = 200$ мм можно принять и другие размеры компенсатора. Например, $B = 10$ и соответствующий вылет будет $H = 4{,}4$ м, при этом сила деформации компенсатора возрастает до 1,17 тс. Таким образом можно подобрать такие размеры, при которых сила деформации будет минимальной. Но при выборе размеров компенсатора необходимо учитывать местные условия для размещения вылетов и плеч.

Компенсирующая способность сальникового компенсатора определяется свободным ходом стакана в корпусе, но расчетная компенсирующая способность принимается меньше хода стакана

$$l_р = l - z, \qquad \text{(VIII.26)}$$

где l — свободный ход стакана; z — неиспользуемая компенсирующая способность, оставляемая на случай понижения температуры воздуха ниже расчетной температуры монтажа ($z = 50$ мм на каждый стакан компенсатора).

Так как величина теплового удлинения участков может быть различной, то расчетная компенсирующая способность не всегда используется полностью. В таких случаях установочная длина компенсатора, необходимая для определения потребной длины камеры, определяется разностью

$$l_у = A - z - (l - \Delta l_1), \qquad \text{(VIII.27)}$$

где A — длина компенсатора при полностью выдвинутом стакане; $l_у$ — установочная длина компенсатора; Δl_1 — тепловое удлинение трубы на участке.

Перед присоединением компенсатора с трубами стакан выдвигается из корпуса на монтажную длину, определяемую по температуре наружного воздуха, при которой производится монтаж. Монтажная длина компенсатора устанавливается расчетом по формуле

$$l_м = l_у - \alpha (t_м - t_о) L, \qquad \text{(VIII.28)}$$

где $t_м$ — температура воздуха во время установки компенсатора.

Перемещению стакана в компенсаторе препятствует трение, возникающее в сальниковой набивке. Сила трения набивки (в Н) определяется по формуле

$$P_к = 2\pi d_н b P_{раб} \mu, \qquad \text{(VIII.29)}$$

где $d_н$ — наружный диаметр стакана (принимается на 1—3 мм

меньше наружного диаметра трубы, из которой выполнен стакан), м; b — длина сальниковой набивки, м; $P_{раб}$ — рабочее давление теплоносителя, Па; μ — коэффициент трения набивки по металлу ($\mu=0{,}15$).

Компенсирующая способность линзовых компенсаторов принимается в зависимости от числа линз, и она обычно приводится в паспорте завода-изготовителя. Осевое усилие линзовых компенсаторов складывается из составляющих:

$$P_к=P_1+P_2, \qquad \text{(VIII.30)}$$

где P_1 — реакция деформации компенсатора, Н; P_2 — реакция внутреннего давления, Н.

Реакция температурной деформации линзовых компенсаторов рассчитывается по формуле

$$P_1=\frac{\Delta l_1}{n}\varepsilon_2, \qquad \text{(VIII.31)}$$

где Δl_1 — тепловое удлинение трубопровода на участке, м; n — число линз в компенсаторе; ε_2 — жесткость волны, Н/м (принимается по паспортной характеристике компенсатора).

Реакция внутреннего давления, вызывающая растяжение линз компенсатора, определяется выражением

$$P_2=\varphi\frac{\pi}{4}(D^2-d^2)P_и, \qquad \text{(VIII.32)}$$

где φ — коэффициент, зависящий от конструктивных размеров линз (в среднем $\varphi=0{,}5\div0{,}6$); D, d — наружный и внутренний диаметры линз, м; $P_и$ — избыточное давление теплоносителя, Па.

При расчете гибких самокомпенсирующихся участков различных конфигураций принимают, что неподвижные опоры представляют собой абсолютно жесткие защемления. Расчет реакций защемления и напряжений в защемленных узлах плоских самокомпенсирующихся участков производится в зависимости от соотношения больших $l_б$ и малых $l_м$ плеч и угла, образованного между плечами. Для каждой конфигурации таких участков в справочной литературе [28] приведены расчетные формулы и номограммы для определения вспомогательных коэффициентов, входящих в расчетные выражения.

§ VIII.5. КОНСТРУИРОВАНИЕ ТРУБОПРОВОДОВ

Современные трубопроводы выполняются преимущественно из стальных труб, соединенных между собой на сварке. В конструкцию трубопровода входят также различные устройства, предназначенные для распределения теплоносителя к потребителям, облегчения обслуживания трубопровода во время эксплуатации. Правильное конструирование элементов тепловых сетей и размещение обслуживающей арматуры является главным условием надежной эксплуатации системы теплоснабжения.

Как отмечалось ранее (см. § II 6), протяженные магистральные трубопроводы разделяются на секционные участки с перемычками между подающей и обратной линиями (рис. VIII.18). Перемычки выполняют из труб диаметром не менее 0,3 от диаметра магистральной трубы и устанавливают у секционирующих

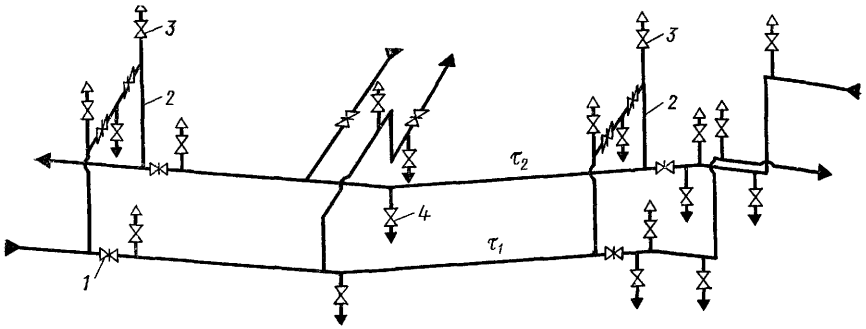


Рис VIII 18 Схема размещения арматуры на водяных тепловых сетях:
1 — секционирующая задвижка, *2* — перемычка, *3* — воздушник, *4* — спускной вентиль

задвижек. На перемычке устраивают две задвижки с контрольным спускным вентилем между ними. Перемычки используют для циркуляции воды при аварийных отключениях сетей и для заполнения трубопроводов водой в пусковой период. С помощью спускных и воздушных вентилей на перемычке ускоряется слив воды и удаление воздуха перед подготовкой сетей к пуску.

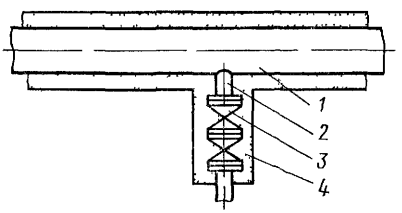


Рис VIII 19 Конструкция спускников (дренажей) на водяных сетях и пусковых дренажей на паропроводах:
1 — дренируемый теплопровод *2* — штуцер; *3* — запорная арматура, *4* — теплоизоляция

Запорная арматура на ответвлениях необходима для отключения потребителей и распределения теплоносителя. Предусматривается она на всех ответвлениях паровых и водяных сетей с диаметром более 100 мм, а также на всех ответвлениях к отдельным зданиям независимо от диаметра трубы.

Для улучшения спуска воды и выпуска воздуха из трубопроводов последние прокладывают с уклоном в любую сторону не менее 0,002. На паропроводах минимальный уклон принимается 0,002 по ходу пара и 0,01 при направлении уклона против хода пара.

Спускные устройства (рис. VIII.19) размещают во всех нижних точках трубопровода для спуска воды в установленные нормы времени:

Условный проход трубы, мм	до 300	350—500	более 600
Время спуска воды, ч, не более	2	4	5

Диаметры спускных устройств принимают в зависимости от диаметров дренируемых трубопроводов [28, 33] или рассчитывают по формуле

$$d = d_{\text{пр}} a \sqrt[4]{\frac{\Sigma l}{i_{\text{пр}}} n}, \qquad \text{(VIII.33)}$$

где d — диаметр штуцера и запорной арматуры, м; $d_{\text{пр}}$ — приведенный диаметр дренируемого трубопровода, м; a — коэффициент расхода арматуры (для вентилей $a=0{,}0144$ и $0{,}011$ — для задвижек); Σl — общая длина дренируемого участка, м; $i_{\text{пр}}$ — приведенный уклон дренируемого участка трубы; n — коэффициент, зависящий от времени спуска воды:

Время спуска воды, ч	1	2	3	4	5
Коэффициент n	1	0,72	0,58	0,5	0,45

Значения приведенных диаметров и уклонов определяют по формулам

$$d_{\text{пр}} = \frac{\Sigma d_i l_i}{\Sigma l}; \quad i_{\text{пр}} = \frac{\Sigma i_i l_i}{\Sigma l}, \qquad \text{(VIII.34)}$$

где $\Sigma d_i l_i$ — сумма произведений различных диаметров и длин трубопроводов на дренируемом участке, м^2; $\Sigma i_i l_i$ — сумма произведений различных уклонов и длин трубопроводов на дренируемом участке, м.

При размещении спускного устройства в нижней точке трубопровода диаметр штуцера определяют по формуле

$$d_{\text{э}} = \sqrt{d_1^2 + d_2^2}, \qquad \text{(VIII.35)}$$

где d_1, d_2 — диаметры штуцеров, определяемые по формуле (VIII.33) для каждого примыкающего к нижней точке участка трубопровода, м.

На водяных тепловых сетях на дренажном штуцере устанавливают один вентиль. Спускаемая вода должна отводиться в водостоки, канализацию и другие линии сброса. Устройство воздушных вентилей во всех верхних точках водяных тепловых сетей обязательно, так как их открытие ускоряет выпуск воды из отключенного участка трубопровода. Диаметр воздушных штуцеров принимается в зависимости от диаметра трубопровода [28, 33].

Дренирование паропроводов необходимо для периодического или непрерывного отвода конденсата, образующегося от переувлажнения пара или при разогреве холодных труб, в связи с чем дренажи разделяют на пусковые и постоянные со сбором и без сбора конденсата.

Пусковые дренажи размещаются во всех нижних точках паропроводов, а также на прямых участках через 200—300 м при встречном уклоне и через 400—500 м при попутном уклоне. Используются они во время прогрева паропроводов в период их пуска после монтажа или ремонта. При рабочем давлении пара до 2,2 МПа на дренажном штуцере устанавливается по одной запор-

ной арматуре, при большем давлении — по две; одна из них служит для регулирования отвода конденсата. На паропроводах с диаметрами до 100 мм дренажные штуцера приваривают непосредственно к трубам, как показано на рис. VIII.19. На паропроводах больших диаметров штуцера приваривают к карманам (рис. VIII.20), предназначенным для улавливания конденсата с большой длины паропровода и предупреждения выброса пара вместе с конденсатом. Пусковые дренажи устраивают без сбора и возврата конденсата.

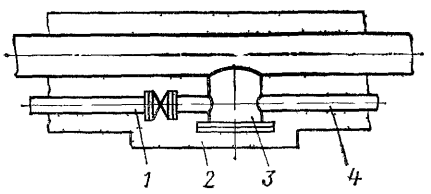


Рис. VIII 20 Совмещенная конструкция постоянного и пускового дренажа паропровода

1 — пусковой дренаж; *2* — теплоизоляция; *3* — карман, *4* — постоянный дренаж

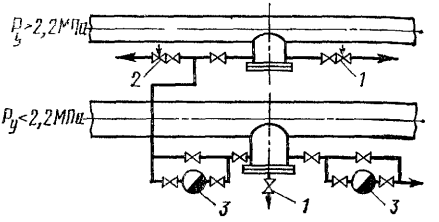


Рис. VIII 21. Схема дренирования паропроводов различного давления:

1 — пусковая продувка, *2* — контрольная продувка; *3* — конденсатоотводчик

Постоянные дренажи используют при транспорте насыщенного пара, а также на паропроводах перегретого пара при резко переменном расходе. Постоянные дренажи обычно совмещают с пусковыми, размещенными в нижних точках паропровода, и устраивают со сбором и возвратом конденсата.

При надземной прокладке паропроводов отвод конденсата осуществляется в конденсатопроводы через конденсационные горшки, которые утепляют в специальных ящиках, установленных на эстакаде или на земле. При подземной прокладке для отвода конденсата чаще применяют подпорные шайбы.

При совместной прокладке паропроводов нескольких параметров дренирование производят в один сборный конденсатоотвод (рис. VIII.21), причем дренирование паропроводов с повышенными параметрами осуществляется в карман паропровода с пониженными параметрами пара. Такая схема дренирования позволяет уменьшить общий отвод конденсата в результате частичного испарения конденсата повышенных параметров в паропроводе низкого давления.

ГЛАВА IX

ПРОКЛАДКИ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

§ IX.1. ПОДЗЕМНАЯ ПРОКЛАДКА

Для городов и населенных пунктов по архитектурным соображениям рекомендуется применять подземную прокладку теплопроводов, независимо от качества грунта, загруженности подземных коммуникаций и стесненности проездов. Для промышленных площадок подземная прокладка используется при высокой насыщенности подземных коммуникаций с целью упорядочения технологических прокладок в одном коллекторе с теплопроводами.

Подземные прокладки подразделяют (рис. IX.1) на канальные и бесканальные.

Канальные прокладки предназначены для защиты трубопроводов от механического воздействия грунтов и коррозионного влияния почвы. Стены каналов облегчают работу трубопроводов,

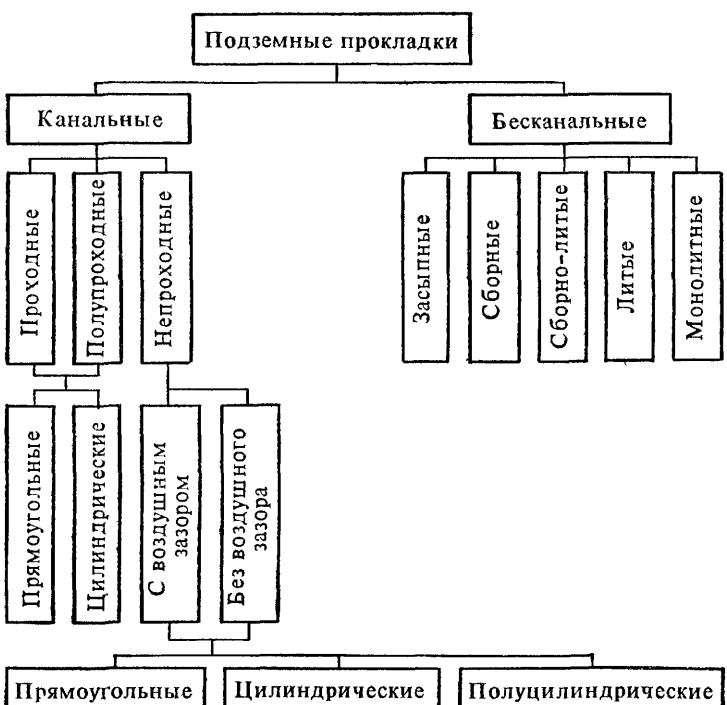


Рис. IX.1. Виды подземных прокладок тепловых сетей

поэтому канальные прокладки допускаются для теплоносителей с давлением до 2,2 МПа и температурой до 350°С. В бесканальных прокладках трубопроводы работают в более тяжелых условиях, так как они воспринимают дополнительную нагрузку грунта и при неудовлетворительной защите от влаги подвержены наружной коррозии. В связи с этим бесканальные прокладки рекомендуется применять при температуре теплоносителя до 180°С.

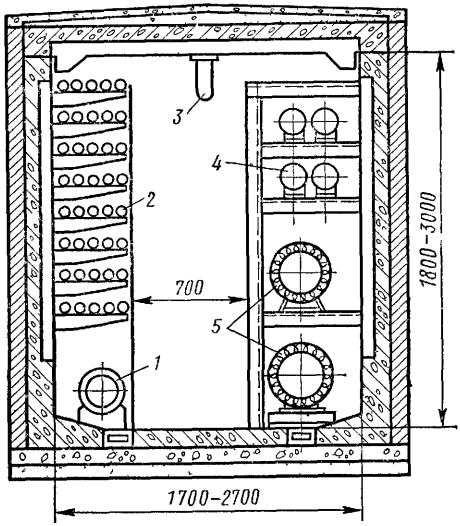


Рис. IX 2. Проходной канал из сборных железобетонных блоков:

1 — водопровод; *2* — электрические кабели; *3* — светильник; *4* — технологические трубопроводы; *5* — теплопроводы

Проходные каналы (рис. IX.2) применяются при прокладке в одном направлении не менее пяти труб большого диаметра. Большим достижением советского градостроительства является использование проходных коллекторов для прокладки городских подземных коммуникаций различного назначения совместно с теплопроводами. Совместная прокладка городских сетей и теплопроводов удачно разрешает сложную проблему организации подземного хозяйства крупных городов и вместе с тем обеспечивает долговечную их службу и плановое строительство новых линий связи. Проходные каналы используют часто для прокладки теплопроводов под многоколейными железными дорогами и автострадами с интенсивным движением транспорта, не допускающим вскрытия каналов и нарушения работы узлов на период ремонта сетей.

Каналы сооружают из кирпича, монолитного или сборного железобетона. С 1966 г. проходные каналы изготовляют по типовым проектам с различными размерами в свету [18, 28]. Наименьшая высота канала принимается 1,8 м, ширина определяется числом и размерами труб с учетом допустимых зазоров между ними. Ширина прохода для обслуживания принимается не менее 0,7 м. Габариты типовых каналов выбирают из условия свободного доступа, ремонта и обслуживания арматуры, оборудования и теплоизоляции. Общие коллекторы оборудуют монтажными проемами, вентиляцией, освещением, телефонной связью и средствами водоотлива.

В проходных каналах трубы большого диаметра размещают в нижнем ряду, меньшего диаметра — вверху Теплопроводы рекомендуется укладывать в правом (по ходу теплоносителя со станции) вертикальном ряду, остальные — в левом При компоновке сечения канала допустимые разрывы между коммуникациями и ограждениями принимаются по нормам строительного проектирования [28, 33].

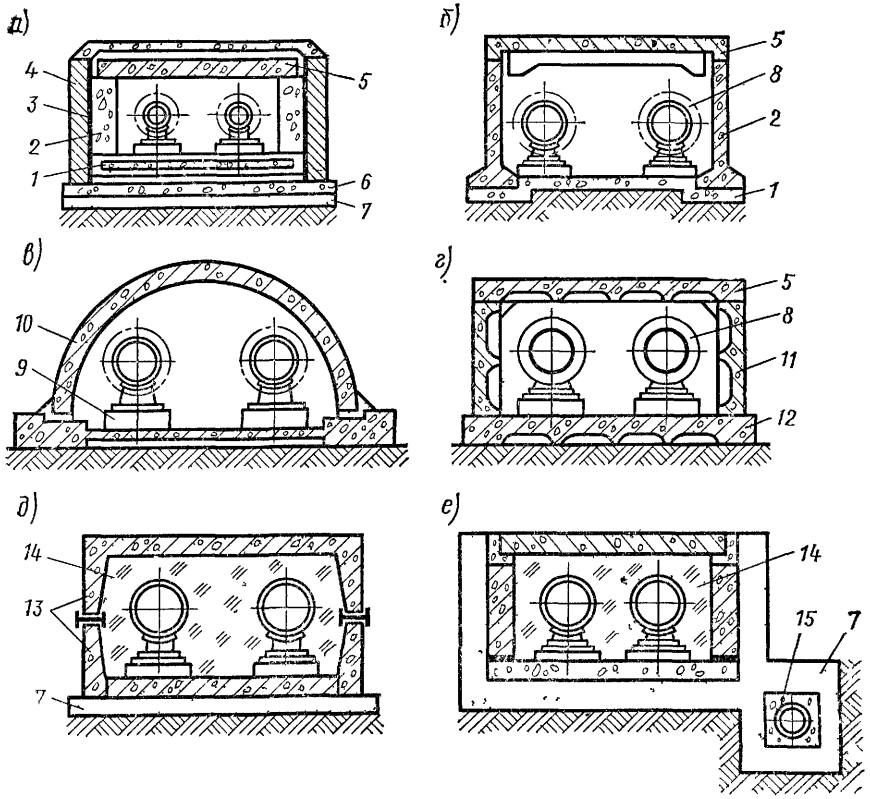


Рис IX 3 Непроходные каналы

а — сборный с оклеечной гидроизоляцией, *б* — сборный из железобетонных плит; *в* — сводчатый с опорной рамой, *г* — сборный из вибропрокатных плит, *д* — из лотковых элементов, *е* — сборный с дренажем, *1* — железобетонное основание, *2* — стеновой блок *3* — гидроизоляция, *4* — кирпичная стенка, *5* — блок перекрытия, *6* — бетонная подготовка *7* — песчаная подготовка, *8* — навесная теплоизоляция, *9* — подушка, *10* — железобетонный свод *11* — рамы из вибропрокатных плит, *12* — плита днища, *13* — железобетонный лоток, *14* — засыпная теплоизоляция, *15* — дренажная труба

Полупроходные каналы применяют в стесненных условиях местности, когда невозможно возведение проходных каналов Их используют в основном для прокладки сетей на коротких участках под крупными инженерными узлами, не допускающими вскрытия каналов для ремонта трубопроводов. Высота полупро-

ходных каналов принимается не менее 1,4 м, свободный проход — не менее 0,6 м; при этих габаритах возможно проведение мелкого ремонта труб. Материалы для изготовления полупроходных каналов и принцип размещения в них коммуникаций аналогичны проходным каналам.

Непроходные каналы имеют наибольшее распространение среди других видов каналов (рис. IX.3). Каждый вид канала применяется в зависимости от местных условий изготовления, свойств грунта, места прокладки. В непроходные каналы укладывают трубопроводы тепловых сетей, не требующие постоянного надзора. Сборные каналы (рис. IX.3, *а*) со стенками из неармированного бетона, усиленными кирпичной кладкой, прокладывают в слабых грунтах высокой влажности. Оклеечная гидроизоляция служит защитой от проникновения в канал грунтовой воды, воды атмосферных осадков. Каналы (рис. IX.3, *б*, *в*, *г*) с прочными армированными конструкциями перекрытий и стенок пригодны для повсеместной прокладки, в том числе и под улицами, площадями и под автодорогами местного значения. Подготовка основания из фильтрующих материалов под каналами (рис. IX.3, *д*) предупреждает затопление тепловых сетей в период максимального паводкового подъема уровня грунтовых вод. Каналы с дренажной обсыпкой стенок и дренажной трубой (рис. IX.3, *е*) предназначены для прокладок в зоне грунтовых вод.

Отсутствие воздушного зазора между стенками каналов и тепловой изоляцией в конструкциях (рис. IX.3, *д*, *е*) ухудшает вентиляцию воздуха и подсушку изоляции, вследствие чего тепловая изоляция постоянно находится во влажном состоянии. Легкому влагонасыщению изоляции способствует капиллярный подъем воды со дна канала, проникающей из грунта через неплотности стенок. Высокая влажность тепловой изоляции увеличивает теплопотери и является основной причиной ускоренной коррозии трубопроводов. В настоящее время прокладки в каналах без воздушного зазора не допускаются. В каналах с воздушным зазором между стенками и изоляцией трубопроводов (рис. IX.3, *а*, *б*, *в*, *г*) тепловая изоляция в меньшей степени подвержена увлажнению, поэтому коррозия трубопроводов в таких каналах значительно ослаблена.

Вода, попавшая в каналы, частично испаряется и в виде конденсата выпадает на холодных стенках. Конденсат, падая с перекрытия на трубопроводы, увлажняет тепловую изоляцию, поэтому необходимо проектировать такие формы стенок каналов, чтобы капель не попадала на тепловую изоляцию. Сводчатая форма перекрытия (рис. IX.3, *в*) наиболее удобна для организованного стока такой влаги на дно канала.

Разновидностью непроходных каналов являются теплопроводы ВТИ — «Красный строитель», представляющие собой конструкции заводского изготовления из асбестоцементных или железобетонных центрифугированных труб, в которые вставлены металлические трубы, а зазор между трубами заполнен минеральной ватой.

Применение готовых блоков позволяет индустриализировать строительство тепловых сетей. Эти конструкции хорошо зарекомендовали себя при прокладке квартальных сетей в грунтах естественной влажности.

С 1963 г. непроходные каналы изготовляют по типовым проектам (рис. IX.4). Типы и размеры каналов маркируют цифрами

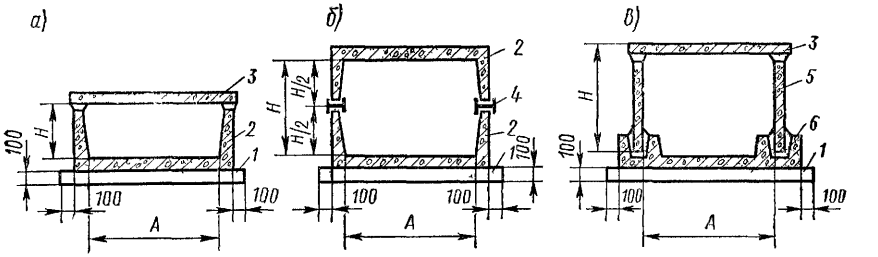


Рис. IX.4. Типовые конструкции непроходных каналов:

а — из лотковых элементов, перекрываемых плитками типа КЛ; *б* — сборные из лотковых элементов типа КЛс; *в* — из сборных плит типа КС; *1* — песчаная подготовка; *2* — лоток; *3* — перекрытие; *4* — двутавр; *5* — стеновая плита, *6* — днище

и буквами. Цифры перед буквами определяют количество ячеек канала, цифры после букв означают внутренние размеры каналов (в см). Например, маркировка канала 2КЛ 90×60 означает двухъячейковый канал из лотковых элементов, перекрываемых плитами, ширина каждой ячейки 900 мм, высота 600 мм.

Подвижные опоры трубопроводов в каналах опираются на железобетонные подушки с закладными металлическими пластинами. С помощью подушек (см. рис. IX.3) между низом изолированного трубопровода и дном канала образуется воздушный зазор, препятствующий увлажнению изоляции от попадающей в канал воды. Для стока воды вдоль канала между подушками соседних трубопроводов должно оставляться расстояние не менее 0,1 м. Высота подушек принимается в зависимости от диаметра трубопровода по нормам проектирования [33].

Глубина заложения каналов принимается исходя из минимального объема земляных работ и надежного укрытия от раздавливания транспортом. Наименьшее заглубление от поверхности земли до верха перекрытия каналов в любом случае принимается не менее 0,5 м.

Бесканальная прокладка — перспективный и экономичный способ строительства тепловых сетей. Перечень строительно-монтажных операций, а следовательно, и объем работ при бесканальной прокладке значительно уменьшается, благодаря чему стоимость сетей по сравнению с канальной прокладкой снижается на 20—25%. По этим соображениям тепловые сети с диаметрами трубопровода до 500 мм рекомендуется прокладывать преимущественно бесканально.

Бесканальные прокладки до 1941 г. имели большое распространение, позже (до 1949 г.) из-за несовершенства гидроизо-

ляции они вышли из употребления. В настоящее время разработаны и испытаны новые теплоизоляционные материалы, позволившие вновь обратиться к бесканальным прокладкам.

Бесканальные прокладки различаются по конструкции тепловой изоляции (см. рис. IX.1). Некоторые из них показаны на рис. IX.5.

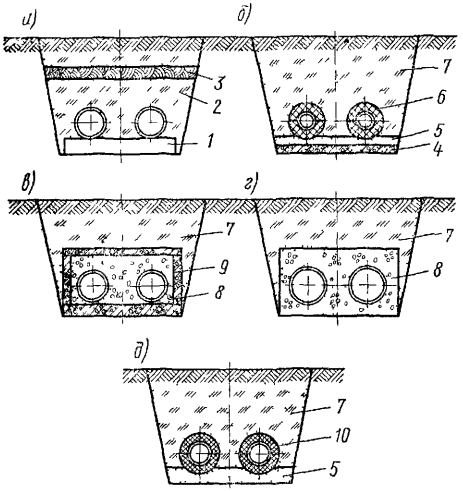


Рис. IX 5 Типы бесканальных прокладок:
а — засыпные; *б* — сборные; *в* — сборно-литые; *г* — литые; *д* — монолитные; *1* — опора, *2* — засыпка изоляции; *3* — слой утрамбованной глины; *4* — бетонная подготовка; *5* — песчаная подсыпка; *6* — формованная штучная изоляция; *7* — грунт; *8* — пенобетон, *9* — плиты; *10* — монолитная тепловая изоляция

З а с ы п н ы е. В качестве изоляционного материала используются различные насыпные материалы. В траншеях трубы укладывают на бетонные или деревянные лежни или непосредственно на подстилку изоляции. Слой изоляции плотно утрамбовывают. Под воздействием коррозии и просадки грунта наблюдались частые разрывы сварных стыков труб. Вследствие этого засыпные конструкции рекомендуются для временной прокладки сетей в сухих грунтах с температурой теплоносителя до 110°С.

С б о р н ы е. В сборных прокладках формованные изоляционные изделия в виде кирпичей, сегментов, скорлуп закрепляются на трубах бандажной проволокой. Поверх изоляции в несколько слоев накладывают рулонную гидроизоляцию. Собранные конструкции укладывают на постель и засыпают грунтом. Формованные изделия из диатома, асбестоцемента, пенобетона, пеносиликата большей частью легко насыщаются влагой, поэтому собранная конструкция теплопровода даже при нанесении гидроизоляции оказывается недостаточно герметичной. По этим причинам сборные прокладки используют как временные сооружения.

С б о р н о - л и т ы е. В этих прокладках трубы укладывают в опалубку из пенобетонных плит. Пространство в опалубке заливают пенобетонной массой. После затвердевания бетона образуется прочная оболочка, исключающая независимое перемещение трубы при температурных удлинениях.

В некоторых конструкциях трубопроводы предварительно изолируют слоем минеральной ваты, затем заливают твердеющей массой или засыпают материалом, который после увлажнения цементируется. В таком исполнении трубы при удлинении свободно перемещаются в оболочке и конструкция становится подобно канальной

Литые. В литых прокладках трубы укладывают в съемную опалубку, в которую заливают бетонный раствор или бетонную смесь. Если вокруг монолитной конструкции нанесено гидроизоляционное покрытие, то это достаточно герметичное сооружение может быть использовано для прокладки в зоне грунтовых вод.

Монолитные конструкции изготовляют на заводах путем накручивания арматурной сетки с небольшим зазором от поверхности очищенной от ржавчины трубы и заливки твердеющего раствора вокруг трубы в специальных формах. После термообработки масса прочно сцепляется с металлом труб, образуя монолитную конструкцию. Готовые трубы укладывают в траншеи на песчаные постели. Монолитные оболочки при тепловом удлинении перемещаются в грунте вместе с трубами. Оболочки, выполненные из бетонов, при прокладке во влажных грунтах требуют надежной гидроизоляции.

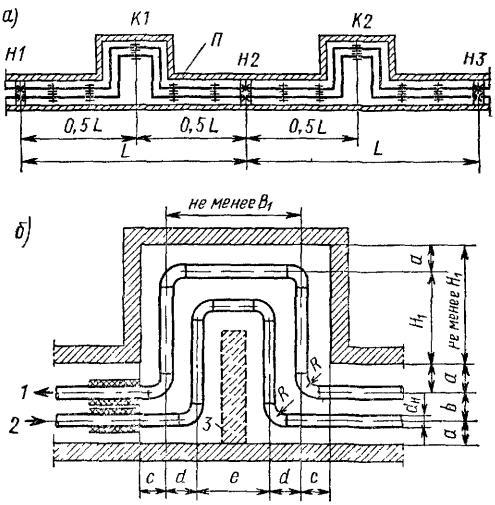


Рис IX.6. Компенсаторные ниши:
а — размещение ниш по трассе теплопроводов; *б* — размещение компенсаторов в нише, К — компенсаторная ниша; Н — неподвижная опора; П — подвижная опора; *1* — подающий трубопровод; *2* — обратный трубопровод; *3* — стенка

Бесканальную прокладку производят на глубине от поверхности земли до верха оболочки теплопровода не менее 0,7 м. Основным недостатком бесканальных прокладок является повышенная просадка и наружная коррозия теплопроводов. Просадка труб вызывает перенапряжение сварных стыков и заедание сальниковых компенсаторов. Для предупреждения просадок применяется местное уплотнение грунта, иногда используются подкладки бетонных плит под трубы или производится бетонная заливка основания. В настоящее время для двухтрубных сетей различных диаметров разработаны типовые проекты бесканальной прокладки в грунтах различной категории и влажности [28].

На трассе подземных теплопроводов сооружаются вспомогательные строительные элементы, имеющие различное назначение. *Ниши* (рис. IX.6) предназначены для размещения П-образных компенсаторов при всех видах подземной прокладки. Изготовляют ниши из тех же материалов, что и примыкающие к ним стены каналов. Расстояния между нишами L определяются расчетом или принимаются равными допустимым расстояниям между неподвижными опорами.

Габаритные размеры ниши подбираются по размерам компен-

саторов с учетом их температурной деформации. При компоновке ниш на место внешнего компенсатора с наибольшими размерами, как правило, должны быть уложены компенсаторы трубопроводов с наивысшей температурой теплоносителя (подающий трубопровод). Размеры вписанного компенсатора должны обеспечивать температурное удлинение трубопровода с наименьшей температурой теплоносителя (обратный трубопровод).

Компоновочные размеры компенсаторной ниши принимаются по типовым проектам [28] или рассчитываются по формулам:

$$c \geqslant (0{,}5d_{н}+\delta)+0{,}5\Delta l_1+a_{ис}; \qquad (IX.1)$$

$$d \geqslant (d_{н}+2\delta)+0{,}5\,(\Delta l_1-\Delta l_2)+a_{ии}; \qquad (IX.2)$$

$$e=B_2 \geqslant 2R+(d_{н}+2\delta), \qquad (IX.3)$$

где $d_{н}$ — наружный диаметр трубы; δ — толщина тепловой изоляции; R — радиус гнутья трубы; Δl_1, Δl_2 — температурные удлинения подающего и обратного трубопроводов; $a_{ис}$ — допустимое расстояние между стенкой и изоляцией, принимаемое по нормам проектирования [28, 33]; $a_{ии}$ — допустимое расстояние между поверхностями изоляции, принимаемое по нормам [28, 33]; B_2 — длина спинки компенсатора обратного трубопровода (определяется расчетом).

Значения расстояний a, b (см. рис. IX.6) принимаются по размещению труб в сечении канала. При больших габаритных размерах ниш для уменьшения размеров плит перекрытия устанавливается промежуточная стенка *3*. В этом случае размер e должен быть увеличен на толщину стенки *3*. В бесканальных прокладках с обеих сторон ниши рекомендуется пристраивать непроходные каналы, которые сооружаются также в местах использования естественной компенсации трубопроводов. Длина каналов принимается по конструктивным соображениям исходя из местных условий. Вводы трубопроводов в каналы целесообразно герметизировать, не нарушая свободного перемещения трубопроводов.

Камеры устанавливают по трассе подземных теплопроводов для размещения в них задвижек, сальниковых компенсаторов, неподвижных опор, ответвлений, дренажных и воздушных устройств, измерительных приборов. Расстояния между камерами обычно принимают равными расстояниям между неподвижными опорами. Внутренние габариты камер зависят от числа и диаметров труб, размеров оборудования. Высота камер принимается не менее 2 м. Для обслуживания арматуры и оборудования предусматриваются свободные проходы, расстояния от стен и между оборудованием принимаются по нормам проектирования [28, 33].

Спуск в камеры осуществляется через входные и аварийные люки по скобам, заделанным в стены, или по лестницам. Конструкции и количество люков должны обеспечивать безопасный выход в любых аварийных обстановках и извлечение оборудования из камер. Для извлечения крупногабаритного оборудования, не проходящего через обычные люки, устраивают монтажные

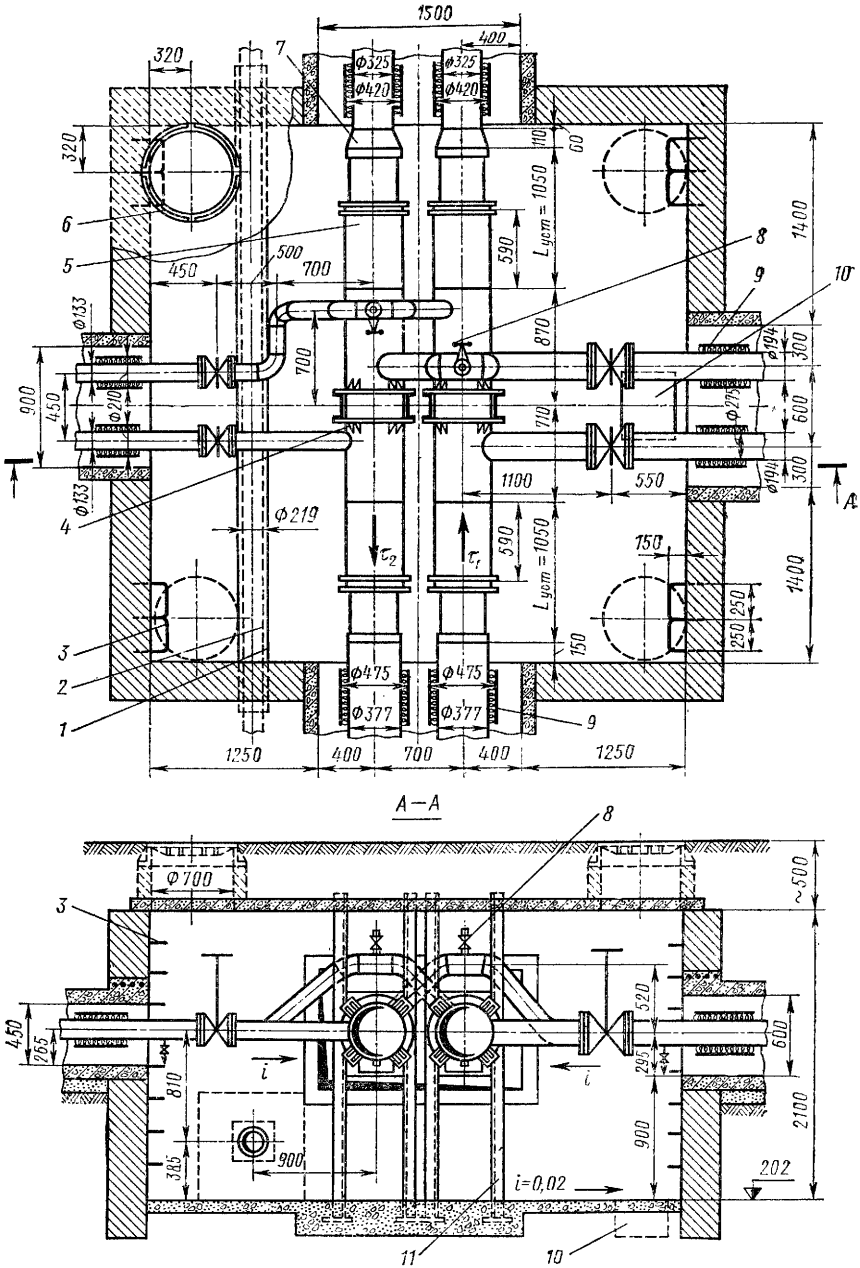


Рис. IX.7. Теплофикационная камера с двумя ответвлениями:

1 — стальная труба — футляр; *2* — попутный дренаж; *3* — скобы; *4* — лобовая опора; *5* — сальниковый компенсатор; *6* — люк; *7* — переход диаметров; *8* — воздушник; *9* — тепловая изоляция; *10* — дренажный приямок; *11* — упорная конструкция из швеллеров

люки или проемы. При необходимости сооружают крупные камеры павильонного типа с устройством в них грузоподъемных механизмов. Дно камер и павильонов делается с уклоном 0,02 в сторону водосборного приямка. Камеры выполняют из кирпича, сборных плит, объемных элементов или из монолитного железобетона типовых размеров [11, 18]. Примеры компоновки камер приведены на рис. IX.7 и IX.8.

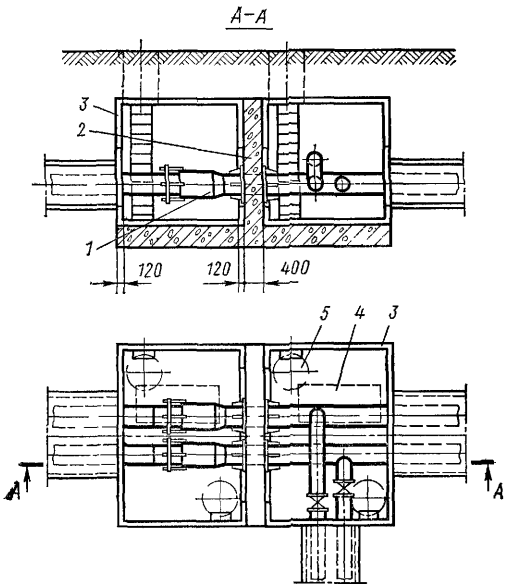


Рис. IX.8 Камера из типовых вибропрокатных плит с одним ответвлением:
1 — сальниковый компенсатор, *2* — щитовая опора, *3* — кабина, *4* — монтажный проем, *5* — люк

В местах ответвления тепловых сетей к небольшим зданиям тепловые камеры могут быть выполнены в виде смотровых колодцев из круглых сборных железобетонных колец типовых размеров [11, 18].

Вентиляционные камеры сооружают только на трассе проходных каналов для обеспечения в них температуры воздуха не более 50°С, а во время ремонтов — не более 40°. Вентиляция может быть естественной и принудительной. Для естественной вентиляции в высших точках трассы устраивают вытяжные шахты, а между ними в низших точках — приточные шахты. На небольших участках вентиляция может заменяться проветриванием через открытые люки камер. Во время работ в крупных коллекторах допускается применение вентиляторов.

Монтажные проемы сооружают на трассе проходных каналов через 200—300 м для затаскивания и выемки труб. Длина проемов не менее 4 м, а ширина — не менее максимального диаметра трубы плюс 0,1 м, но не менее 0,7 м.

Продольный дренаж применяют для искусственного понижения уровня грунтовых вод в узкой полосе трассы. Грунтовые и поверхностные воды, проникая через стенки каналов и покровные оболочки бесканальных прокладок, увлажняют теплоизоляцию и вызывают коррозию труб. Для защиты подземных прокладок от затопления применяют гидрофобные теплоизоляционные материалы, герметичные каналы и продольное дренирование. Большое значение имеет планировка поверхности земли над теплопроводом с уклоном в сторону от трассы, а также уплотнение и прикатка грунта для предупреждения местных просадок почвы, в которых застаиваются талые воды и атмосферные осадки. Хорошо защи-

щают теплопроводы уличные асфальтовые и бетонные дорожные покрытия.

Герметизация строительных конструкций создается гудронированием наружных стенок каналов, камер и бесканальных прокладок (см. рис. IX.3, *а*) расплавом битума или битумных мастик с температурой не ниже 150°С с последующим обклеиванием рулонными гидроизоляционными материалами — изолом, бризолом. При большой влажности грунта оклейку стенок дополнительно защищают кирпичной кладкой в полкирпича, а перекрытия — бетонным раствором толщиной не менее 50 мм. Однако при низких температурах гидроизоляция теряет эластичность, растрескивается и пропускает воду. Вследствие этого герметизация, как и гидрофобные теплоизоляционные материалы, не обеспечивает защиту сетей от увлажнения. В качестве самостоятельного средства защиты эти меры эффективны лишь в сухих грунтах, временно насыщающихся атмосферными осадками.

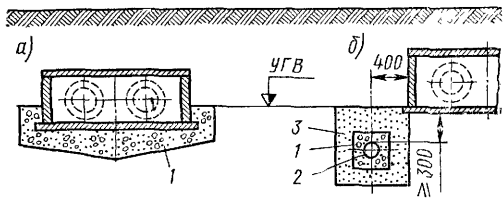


Рис. IX.9. Виды продольных дренажей: *1* — гравий; *2* — дренажная труба; *3* — песок

В неблагоприятных гидрогеологических условиях с большими сезонными колебаниями уровней грунтовых вод наиболее целесообразно продольное дренирование. Дренаж представляет собой пористую засыпку из щебня, гравия средней крупности 5—20 мм и крупнозернистого песка 0,5—1 мм. Конструкция дренажа зависит от уровня и дебита грунтовых вод. При малом дебите и невысоком уровне грунтовых вод (УГВ) местное дренирование устраивается в виде фильтрующего основания и обсыпки стенок канала на высоту максимального подъема грунтовых вод (рис. IX.9, *а*). При большом дебите и высоком уровне воды дренирование рекомендуется выполнять по типовым проектам (рис. IX.9, *б*), разработанным для каналов различного сечения и грунтов с различной фильтрующей способностью. Дренажные трубы укладывают в зернистом слое с уклоном для лучшего отвода приточной воды. Дренаж устраивают с одной или двух сторон канала. Односторонний дренаж производится со стороны наибольшего притока воды. Устойчивое понижение уровня воды на глубину более 200 мм от низа изоляции достигается заглублением верха дренажной трубы на 300 мм и более от низа дна канала, а при бесканальной прокладке — от низа изоляции.

Дренажные трубы (рис. IX.10) изготовляют из керамики, бетона, асбестоцемента. Для пропуска воды в них высверливают отверстия или пробивают щели. Гранулометрический состав обсыпки подбирают так, чтобы при фильтрации воды не происходило выноса мелких частиц (менее 0,25 мм) через поры более

крупных заполнителей и забивания водоприемных отверстий в трубах. В последнее время предложено использование толстостенных трубофильтров, изготовленных из крупнопористых бетонов. Благодаря большой пористости стенок вода свободно проникает в трубы. Такие трубофильтры укладывают без устройства зернистого основания. Для чистки заиленных труб устраивают кирпичные или сборные колодцы (рис. IX.11). Смотровые колодцы размещают на прямых участках через 40—75 м в местах смены диаметров дренажных труб и перепадов уровней их заложения, а также на поворотах трасс и ответвлений.

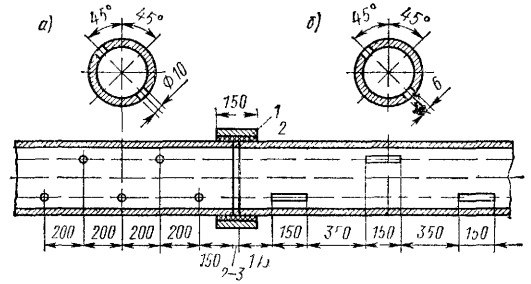


Рис IX.10 Асбестоцементные дренажные трубы: *а* — с отверстиями *б* — с щелями, *1* — соединительная муфта; *2* — асбестоцементная заделка стыка

Дренирование компенсаторных ниш и камер осуществляется ответвлениями от основного дренажа. При большом объеме работ по сооружению дренирующих обводов вокруг каждой ниши и камеры, требующих дополнительного устройства четырех поворотов дренажных труб и возведения на каждом повороте смотрового колодца, целесообразно дренажные трубы пропускать через ниши и камеры в стальных футлярах, как показано на рис. IX.7. Концы футляров должны быть выведены за наружные поверхности стен

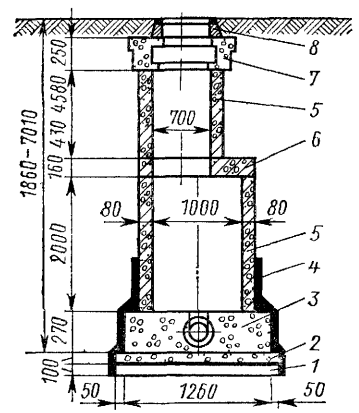


Рис IX.11 Смотровой колодец из сборных железобетонных элементов.

1 — песок или щебень, *2* — бетон, *3* — лоток, *4* — битумная обмазка, *5* — кольцо *6* — плита, *7* — кольцо, *8* — люк с крышкой

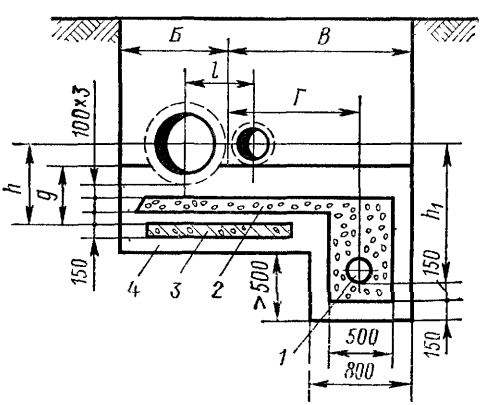


Рис IX.12 Типовая конструкция продольного дренажа бесканальных прокладок в слабых грунтах:

1 — дренажная труба, *2* — гравий, *3* — железобетонная плита, *4* — песок

сооружения на расстояние не менее 500 мм, а кольцевые зазоры между трубами на торцах футляров заделаны цементным раствором и залиты битумом. Чтобы вода из дренажной трубы не вытекала в футляр и далее в пересекаемые ниши и камеры, дренажные трубы на длине футляров должны быть уложены без водоприемных отверстий.

Бесканальная прокладка во влажных просадочных грунтах отрицательно отражается на работе теплопроводов. Местное упрочнение грунтов обеспечивается втрамбовыванием щебня, бетонного боя, набивкой свай и термохимическими способами обработки почвы. Типовое проектирование бесканальных прокладок в слабых и влажных грунтах предусматривает упрочнение и дренирование основания путем замены слабого грунта уплотненной песчаной засыпкой на глубину не менее 500 мм и укладкой железобетонной плиты (рис. IX.12).

В непроходных невентилируемых каналах серьезную опасность представляет конвективная влага, образующаяся в результате конденсации влажного воздуха на холодных стенках канала. Скопление влаги под перекрытием образует капель. Падение конденсата на изоляцию труб вызывает ее разрушение и впоследствии коррозию труб. Для устранения вредного влияния конвективной влаги необходима периодическая вентиляция каналов и укладка перекрытий с наклоном 5—6° в любую сторону для направленного стока капели по вертикальным стенам канала. Вода из каналов, уложенных с уклоном, по специальным лоткам или просто между подушками, устроенными под опорами трубопроводов, стекает в камеры. В камерах для сбора дренируемой воды устраивают приямки (см. рис. IX.7), из которых вода периодически или непрерывно откачивается в дренажные колодцы или непосредственно в низшие точки местности в стороне от трассы.

§ IX.2. НАДЗЕМНАЯ ПРОКЛАДКА

Воздушный способ прокладки получил распространение на территориях промышленных предприятий и на площадках, свободных от застроек. Неоспоримо преимущество надземной прокладки и в районах с высоким уровнем грунтовых вод или с сильно пересеченным рельефом местности. Воздушная прокладка имеет ряд положительных эксплуатационных преимуществ: а) лучшая доступность и обозреваемость сетей, способствующие своевременному устранению неисправностей; б) отсутствие разрушающего влияния грунтовых вод; в) использование более надежных в работе П-образных компенсаторов; г) широкая возможность устройства прямолинейного продольного профиля теплопроводов, при котором уменьшается количество воздушных и спускных вентилей. Вместе взятые факторы способствуют повышению долговечности и снижению стоимости сетей по сравнению с канальной прокладкой на 30—60%. Использование надземной прокладки позволяет

снять ограничения параметров теплоносителей, установленных для подземных сетей.

Надземная прокладка осуществляется на отдельно стоящих стойках и эстакадах. На территории промышленных предприятий межцеховые коммуникации иногда прокладывают на кронштейнах, заделанных в стенах зданий.

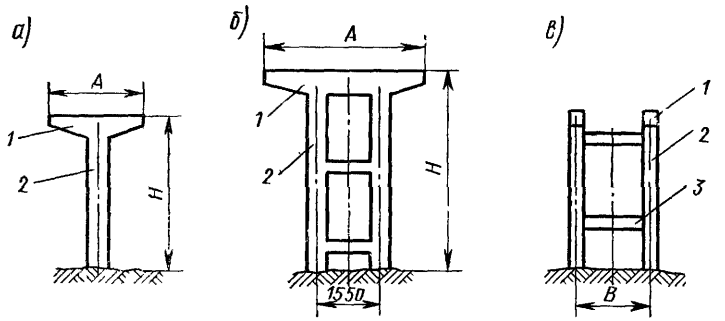


Рис IX 13. Типовые конструкции стоек:
а — одноветвевые, *б* — двухветвевые; *в* — анкерная стойка, составленная из отдельных стоек, *1* — траверса, *2* — стойка, *3* — поперечные межстоечные связи

Отдельно стоящие стойки бывают: деревянные, стальные, железобетонные, высокие и низкие. Деревянные стойки недолговечны и применяются для временных прокладок. Стальные стойки дороги, поэтому они повсеместно вытесняются железобетонными стойками. Типовыми проектами [28] предусматривается изготовление стоек (рис. IX.13) с вертикальной нагрузкой 50—600 кН на каждую стойку.

По способу восприятия нагрузки различают стойки промежуточные и анкерные. Промежуточные стойки предназначены в основном для восприятия вертикальной нагрузки от массы труб, теплоносителя и изоляции. Они рассчитаны также на восприятие небольшой горизонтальной нагрузки, возникающей от трения опорных конструкций труб на стойках. Анкерные или неподвижные стойки воспринимают вертикальную и горизонтальную нагрузку трубопроводов. Горизонтальная нагрузка при температурных удлинениях труб может достигать больших значений, поэтому анкерные стойки выполняются пространственной формы из промежуточных стоек, соединенных между собой поперечными связями.

По принципу работы высокие стойки подразделяют на жесткие, гибкие и качающиеся (рис. IX.14). Жесткие стойки прочно защемлены в фундаменте. При температурном удлинении труб стойки изгибаются под воздействием трения опорных конструкций трубы и стойки. Гибкие стойки защемлены в фундаменте, верх стоек шарнирно соединен с трубопроводом. При удлинении трубы

верх стоек перемещается вместе с трубой, вызывая изгиб стойки. Качающиеся стойки шарнирно соединены с фундаментом и трубами, поэтому температурное удлинение труб вызывает поворот стоек относительно нижних шарниров. Из всех стоек чаще применяют жесткие как наиболее дешевые и удобные при монтаже трубопроводов.

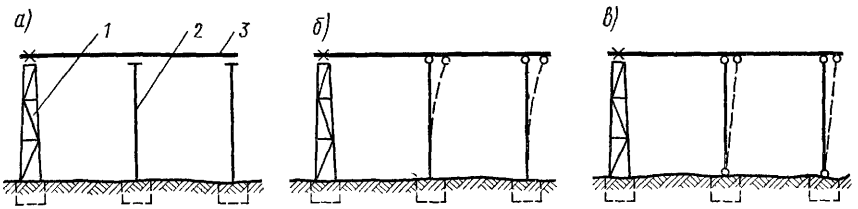


Рис. IX.14. Типы отдельно стоящих стоек:
а — жесткие; *б* — гибкие; *в* — качающиеся; *1* — анкерные (неподвижные) стойки; *2* — промежуточные стойки; *3* — трубопровод

Расстояние между стойками l_c нормируется и в зависимости от несущей способности труб принимается от 6 до 24 м. Большие пролеты между стойками допустимы для прокладки труб большого диаметра (рис. IX.15). На промежуточных стойках трубы свободно опираются на подвижных опорах. Горизонтальные усилия, возникающие в пролете длиной L между неподвижными опорами, воспринимаются анкерными стойками, на которых трубы закреплены неподвижно. Под П-образными компенсаторами уста-

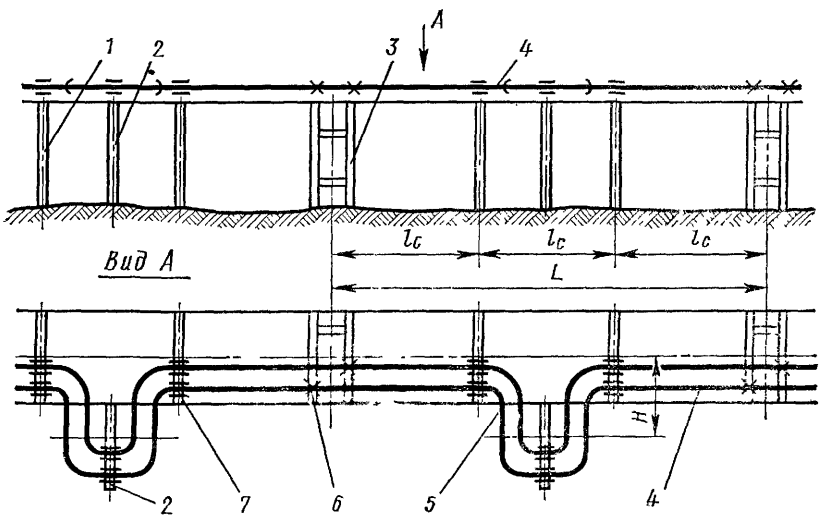


Рис. IX.15. Прокладка трубопроводов большого диаметра на высоких стойках:
1 — стойка промежуточная; *2* — то же, компенсаторная; *3* — то же, анкерная; *4* — трубы; *5* — П-образный компенсатор; *6* — неподвижная опора; *7* — подвижная опора

навливают компенсаторные стойки, которые размещаются с одной или двух сторон вдоль трассы на расстоянии от нее, равном наибольшему вылету H П-образных компенсаторов.

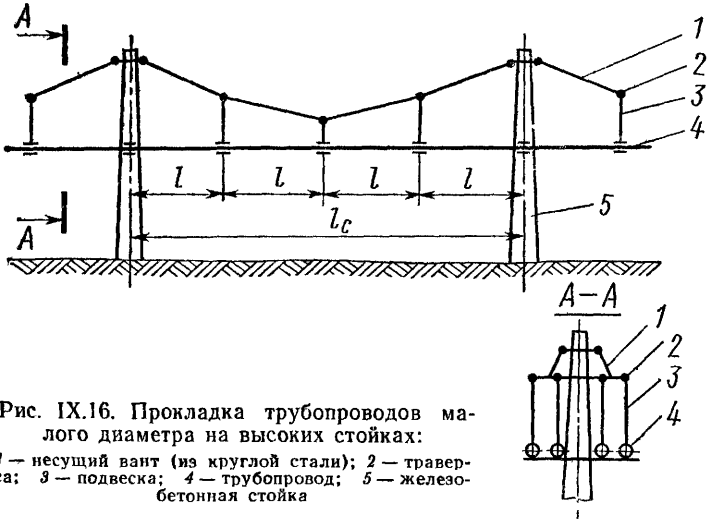


Рис. IX.16. Прокладка трубопроводов малого диаметра на высоких стойках:

1 — несущий вант (из круглой стали); *2* — траверса; *3* — подвеска; *4* — трубопровод; *5* — железобетонная стойка

При прокладке труб небольшого диаметра на отдельных стойках промежуточные опоры создаются посредством вантовых рас-

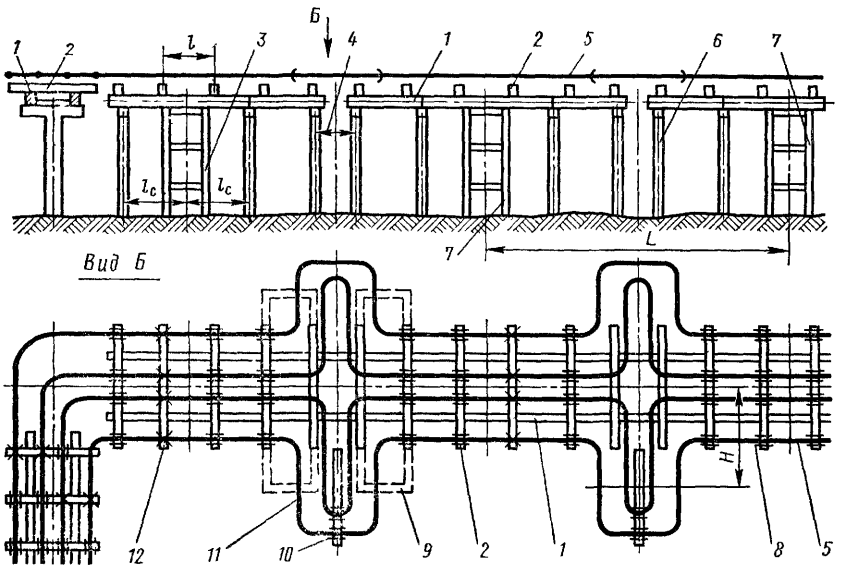


Рис. IX.17. Прокладка труб на эстакадах.

1 — продольная балка; *2* — траверса; *3* — анкерная стойка концевая; *4* — температурный разрыв эстакады; *5* — трубы; *6* — промежуточная стойка; *7* — анкерная стойка промежуточная; *8* — подвижная опора; *9* — компенсаторная рама; *10* — компенсаторная стойка; *11* — П-образный компенсатор; *12* — неподвижная опора

тяжек и подвесок (рис. IX.16). Расстояния между точками подвески *l* принимают в соответствии с несущей способностью трубы наименьшего диаметра.

Низкие стойки применяют для прокладки труб на свободных от застроек площадках. Чтобы поверхностные воды и снеговые покровы не создавали увлажнение тепловой изоляции, расстояние между низом изоляции и поверхностью земли должно быть не менее 0,35 м.

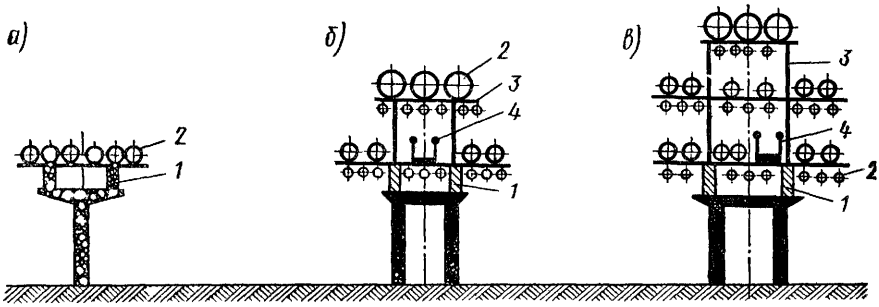


Рис. IX.18. Сечения эстакад:

а — одноярусное; *б* — двухъярусное; *в* — трехъярусное; *1* — продольные балки; *2* — трубопроводы; *3* — надстройка; *4* — настил для прохода и обслуживания

Эстакады (рис. IX.17) сооружают для совместной прокладки большого числа трубопроводов различного назначения и диаметров. Изготовляют эстакады из металла или железобетона. Расстояния между стойками принимают от 6 до 24 м, кратными 3 или 6 м, поскольку эстакады перекрывают балками стандартной длины. В типовых конструкциях сборных железобетонных эстакад используют типовые стойки. Пролеты между стойками перекрывают железобетонными продольными балками, на которых через 3—4 м раскладывают траверсы. Балки и траверсы, приваренные к стойкам, образуют пролетные строения. Несколько маршей пролетных строений и стоек образуют жесткую единую конструкцию. При большой протяженности эстакад пролетные строения разделяют температурными разрывами (швами) на температурные блоки. Температурные блоки предназначены для свободного удлинения пролетных строений Расстояния между ними принимаются обычно равными расстояниям между неподвижными опорами трубы наибольшего диаметра.

Трубы большого диаметра опираются непосредственно над стойками, мелкие трубы — на траверсах и над стойками. Горизонтальные нагрузки трубопроводов, воспринимаемые пролетными строениями, передаются частично на промежуточные стойки, но основная доля горизонтальных усилий передается на анкерные стойки. В температурных швах размещаются компенсаторные рамы или компенсаторные стойки для опирания на них П-образных компенсаторов.

Пролетные строения могут быть многоярусными. Размещение труб на надстройках многоярусных эстакад показано на рис. IX.18. Теплопроводы укладывают на нижнем ярусе, причем трубопроводы с более высокой температурой теплоносителя размещают ближе к краю траверсы, этим обеспечивая удобную увязку П-образных компенсаторов различных размеров. Самые крупные холодные трубопроводы устраивают на самом верхнем ярусе. Мелкие трубы (с диаметром до 150 мм) допускается подвешивать на подвесных опорах под траверсами. Размещение трубопроводов в поперечном сечении эстакады должно быть таким, чтобы перегрузка одной стороны (от оси эстакады) не превышала 30% от полной нагрузки на сечение эстакады.

На пролетных строениях между трубами устраивают проходы шириной не менее 0,6 м, с которых производится обслуживание арматуры, теплоизоляции, опор. Эстакады с такими проходами по всей длине трассы называют проходными. При небольшом количестве труб на эстакаде обслуживание трубопроводов производится с переносных лестниц или площадок, такие эстакады называют непроходными.

§ IX.3. ПРОКЛАДКА ТЕПЛОПРОВОДОВ В ОСОБЫХ УСЛОВИЯХ

Строительство тепловых сетей в сейсмических районах при 8 баллах и более, в просадочных и вечномерзлых грунтах, а также в районах горных выработок должно осуществляться с соблюдением дополнительных требований норм проектирования [33]. Во всех случаях лучшим решением является прокладка сетей на эстакадах и стойках.

В просадочных грунтах II типа и плывунах допускается укладка трубопроводов в каналах лоткового типа из сборных железобетонных элементов или монолитного бетона. Небольшие просадки оснований каналов устраняются втрамбовыванием в грунт слоя щебня, бетонного боя и других кусковых материалов до полного уплотнения постели трассы на глубину не менее 0,3 м. При глубине просадки более 0,4 м основание каналов уплотняется дополнительной укладкой по всей ширине траншеи суглинистого грунта, обработанного битумом или дегтярными отходами. Для надземной прокладки допускается забивка свай под основания стоек или термическая обработка грунта. Упрочнение постели трассы в сухих насыпных или торфянистых грунтах может быть осуществлено укладкой в основании теплопроводов железобетонных плит, а при высокой влажности слабых грунтов — с дополнительным дренированием основания.

В районах вечной мерзлоты воздушная прокладка является основным методом строительства, так как тепловыделения подземных теплопроводов могут вызвать оттаивание грунта и просадку каналов. Если на глубине оттаивания залегают непросадочные грунты, то допускаются обычные канальные прокладки сетей, но с обязательной вентиляцией каналов. Однако вводы

трубопроводов в здания выполняют только надземными, для чего на расстоянии до 6 м от стен зданий трубопроводы должны быть выведены из каналов на поверхность земли и уложены на низкие стойки. Этими мерами предупреждается размораживание грунта вблизи фундаментов сооружений, рассчитанных по принципу сохранения мерзлоты.

В районах горных выработок и высокой сейсмичности тепловые сети прокладывают надземно или в каналах, бесканальная прокладка допускается для сетей с условным диаметром труб до 400 мм. К изготовлению элементов конструкций теплопроводов предъявляют повышенные требования. Особое внимание уделяется выбору трассы, размещению опор, компенсаторов, дренажных и воздушных устройств на трубопроводах, проектные решения по которым принимаются с учетом прогнозируемых деформаций профиля местности. Температурные удлинения теплопроводов рекомендуется компенсировать гибкими устройствами. Сальниковые компенсаторы допускается использовать в канальных прокладках на трубопроводах с условным диаметром более 400 мм. Катковые и шариковые опоры к установке на трубопроводах не допускаются.

§ IX.4. ПЕРЕСЕЧЕНИЕ ТЕПЛОПРОВОДОВ С ИНЖЕНЕРНЫМИ СООРУЖЕНИЯМИ И ВОДНЫМИ ПРЕГРАДАМИ

Способ пересечения теплотрассы с надземными и подземными сооружениями в каждом конкретном случае определяется местными условиями. Если на участках пересечений допустимо сооружение переходов открытым способом, то трубопроводы прокладывают в обычных каналах. При невозможности производства работ открытым способом, требующим, например, перерыва движения транспорта на период сооружения канала, применяют различные закрытые способы прокладки сетей.

Закрытый переход под препятствием производится проколом или продавливанием стального или железобетонного футляра, в котором затем прокладывают трубопроводы тепловых сетей. Диаметры футляров принимают на 100—200 мм больше диаметров трубопроводов с тепловой изоляцией.

Прокол футляров осуществляется гидравлическими домкратами. Для облегчения прокола на переднем конце футляра закрепляется конический наконечник с диаметром на 10—20 мм больше диаметра футляра. Конус распирает и уплотняет вокруг футляра грунт. Большие усилия прокола ограничивают прокладки футляров диаметром до 450—500 мм и длиной не более 30 м (в мягких грунтах).

При продавливании (рис. IX.19) прокладывают футляры диаметром от 800 до 1400 мм. Наименьший диаметр устанавливают из условий удобства ручной выемки грунта из футляра. При продавливании грунт заполняет передний конец футляра, откуда его непрерывно удаляют. Для уменьшения усилий продавливания на

рабочем конце футляра устанавливают конический оголовок. При длинных проходках футляры наращивают приваркой отдельных звеньев. Направление прокладки футляров обеспечивается швеллерным направляющим устройством, закрепленным на дне шахты.

Закрытые механизированные переходы с большой скорбстью проходки до 15 м/ч осуществляют установками горизонтального

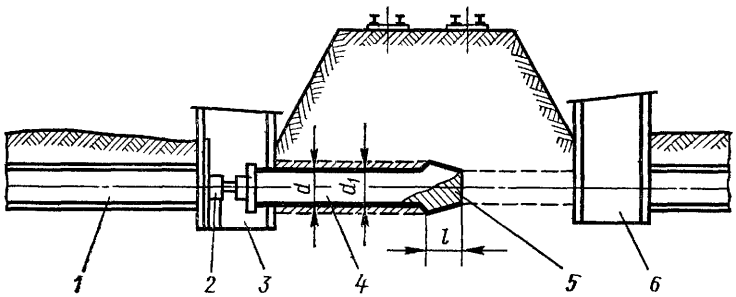


Рис IX 19 Продавливание футляра:
1 — канал; *2* — гидравлический домкрат, *3* — входная шахта; *4* — футляр; *5* — конический оголовок, *6* — выходная шахта

бурения (УГБ), которые продавливают футляр с помощью лебедки и системы полиспастов. Внутри футляра монтируется шнек с фрезерной режущей головкой, производящей разработку и механическое удаление грунта. Для привода шнека и горизонтального перемещения футляра установлена система привода и управления, состоящая из двигателя внутреннего сгорания, редуктора, лебедки и коробки передач. УГБ выпускают различных типоразмеров для прокладки футляров диаметром от 325 до 1220 мм, длиной от 40 до 60 м.

Для совместной прокладки коммуникаций различного назначения под инженерными сооружениями применяют щитовые проходки (рис. IX.20). Ручная разработка грунта в теле земляного полотна железной дороги или шоссе производится под прикрытием круглого футляра большого диаметра. Футляр продавливается гидравлическими домкратами, расположенными внутри щита. Домкраты упираются в железобетонную отделку, сооружаемую под защитой щита. Отделку выполняют вслед за щитовой проходкой. Для этого внутри щита укладывают цилиндрические (рис. IX.20) или прямоугольные стеновые блоки. В пространство между щитом и прямоугольными стеновыми блоками нагнетается цементный раствор, который после затвердевания создает монолитное сооружение. Концы футляров и щитов выводят в каждую сторону под пересекаемым сооружением на расстояние не менее 3 м На концах переходов на месте шахт возводят смотровые камеры, в которых устанавливают запорную арматуру, устройства для спуска воды из трубопроводов и футляров. Под грузонапряженными железными дорогами расстояния по вертикали от верха щитовой

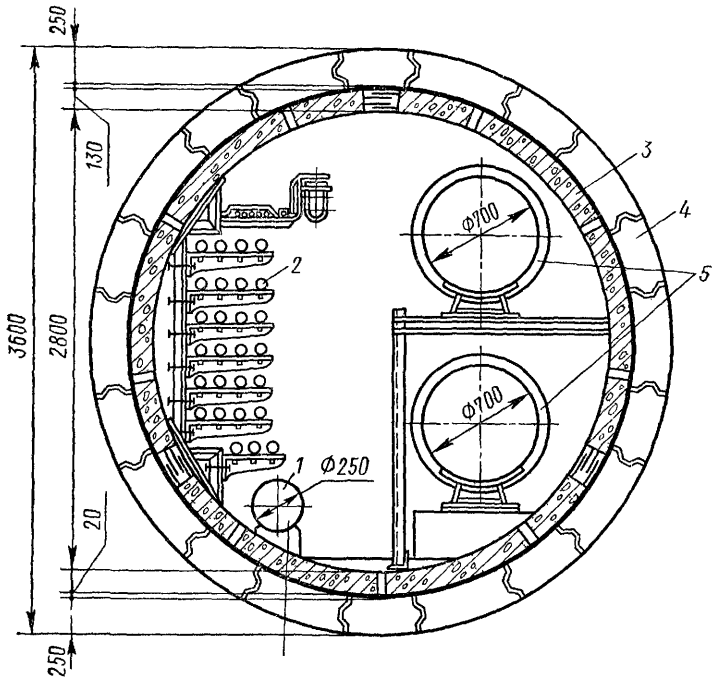


Рис. IX.20. Сечение щитовой проходки:
1 — водопровод; *2* — кабели; *3* — сборная рубашка; *4* — отделка из бетонных изделий; *5* — теплопроводы

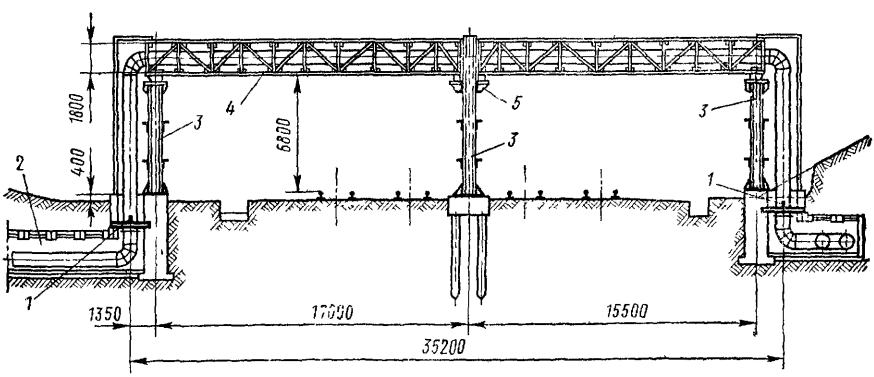


Рис. IX.21. Эстакадный переход над железнодорожными путями:
1 — пружинные опоры на теплопроводах; *2* — канал; *3* — стойки; *4* — пролетное строение; *5* — неподвижные опоры теплопроводов

проходки до отметки поверхности земли принимают не менее 2 м, под автодорогами — 0,5 м.

Когда невозможно обеспечить допустимое заглубление теплопроводов под пересекаемыми сооружениями, выполняют переходы над препятствием. Надземные переходы над сухопутными препятствиями (железные и автомобильные дороги) и водными преградами (овраги, реки) устраивают на стойках или эстакадах. Переходы на отдельных стойках используют при небольшом числе труб большого диаметра. Эстакадные переходы (рис. IX.21) применяют при большой ширине препятствия и прокладке большого числа коммуникаций. Для надземных переходов используют автодорожные мосты, тепловые сети в этом случае прокладывают под проезжими частями мостов. Воздушные переходы теплопроводов над оврагами и реками выполняют на мачтах с использованием подвесной конструкции (см. рис. IX.16).

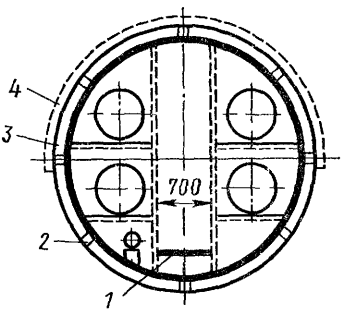


Рис IX 22. Сечение многотрубного дюкера:

1 — настил для прохода и обслуживания; *2* — ребра жесткости; *3* — стальная труба; *4* — грузы

Подводные переходы теплопроводов выполняют в стальных футлярах, называемых дюкерами. Дюкер — это сложный инженерный комплекс, предназначенный для совместной или одиночной прокладки по дну водоемов различных коммуникаций и тепловых сетей.

Многотрубный дюкер (рис. IX.22) представляет собой металлический сварной цилиндр большого диаметра (до 3 м) с толщиной стенки 12—16 мм, усиленный ребрами жесткости. Наружные поверхности дюкера гидроизолируются в несколько слоев битумной мастикой, гидроизолом и битумной эмалью. Дюкер погружается на заранее подготовленное гравийное ложе заполнением водой его внутреннего пространства. Погруженный и закрепленный в неподвижной опоре дюкер дополнительно пригружается чугунными или железобетонными грузами. Неподвижные опоры и грузы предупреждают всплытие дюкера после откачки из него воды. Дюкеры небольшого диаметра могут быть использованы для прокладки отдельных теплопроводов (рис. IX.23).

Обслуживание дюкеров производится из береговых камер. Советские строители тепловых и газовых сетей накопили немалый опыт сооружения уникальных дюкеров различной длины и диаметров. В апреле 1973 г. закончена прокладка двух дюкеров диаметром 1220 мм через реку Витим (Витимский гигант), в ноябре 1975 г. была завершена необычная для практики гидростроительства укладка по дну Волги в районе г. Калинина теплофикационного дюкера диаметром 3 м, в октябре 1976 г. через Волго-Донское водохранилище проложен дюкер длиной 4 км, предназначенный для газопровода запада страны.

Пересечения тепловых сетей с различными надземными и подземными сооружениями и инженерными коммуникациями должны выполняться с соблюдением допустимых расстояний по горизон-

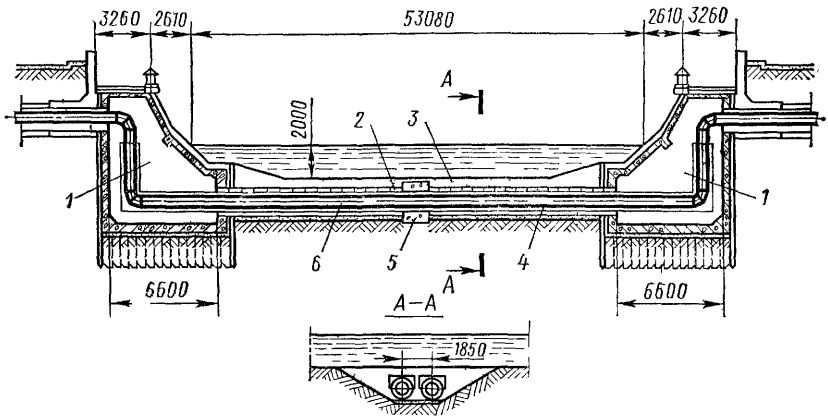


Рис. IX 23. Подводный переход теплопроводов в отдельных дюкерах:
1 — береговая камера, *2* — железобетонные грузы, *3* — присыпка песком и гравием; *4* — дюкер; *5* — бетонная неподвижная опора; *6* — теплопровод

тали и вертикали, указанных в нормах проектирования тепловых сетей [28, 33]. Особо строго должны выполняться требования пересечений с газопроводами и электрическими сетями.

§ IX.5. ТРАССА И ПРОФИЛЬ ТЕПЛОВОЙ СЕТИ

Сооружение тепловых сетей связано с выполнением трудоемких и дорогостоящих операций, общая стоимость которых достигает 50% от стоимости тепловых станций. Большая доля (от 45 до 80%) капиталовложений в сети расходуется на строительно-монтажные и земляные работы, поэтому для сокращения начальных вложений и сроков строительства необходима тщательная проработка вариантов трассы и профиля прокладки сетей.

Трассу теплопроводов проектируют на территории жилых кварталов, промышленных площадок и на площадках, свободных от застроек. Выбор трассы производят на рабочем генплане в масштабе 1:500, на котором должны быть указаны все существующие надземные и подземные сооружения и объекты перспективного строительства. В пояснительной записке к генплану должны быть указаны тепловые нагрузки районов, глубина заложения и высота застроек, характеристика грунтов, уровень стояния грунтовых вод, геодезические отметки поверхности земли и др.

В черте города и на территории промышленных площадок трассу выбирают параллельно проездам или линиям застроек. Следует избегать размещения трассы параллельно с трамвайными путями

и отсасывающими кабелями постоянного тока или под проездами с усовершенствованными дорожными покрытиями. В стесненных условиях допускается прокладка сетей под тротуарами и в полосе зеленых насаждений. Трасса должна быть по возможности прямолинейной и пролегать в одной стороне проезда или застройки. Частые пересечения с инженерными коммуникациями и линия-

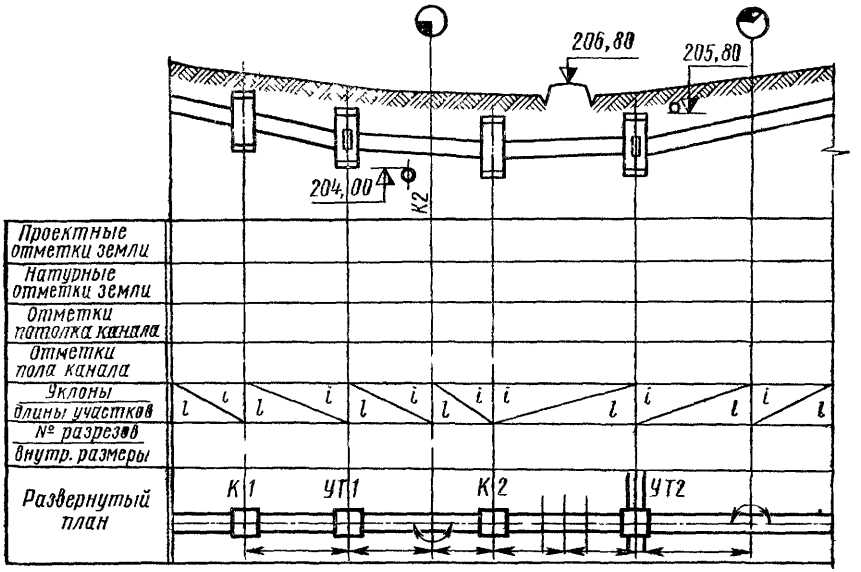


Рис. IX.24. Продольный профиль теплотрассы:
УТ — узел ответвления трубопроводов; *К* — компенсаторная ниша

ми городского транспорта удорожают сети. Если невозможно избежать такие пересечения, то они должны выполняться под углом 90° и в исключительных случаях — под углом не менее 45°.

Выбранная трасса должна обеспечивать полную сохранность всех близко расположенных подземных и надземных сооружений, уличных украшений на весь период строительства и эксплуатации теплопроводов, а также допускать дополнительную укладку в полосе застройки других коммуникаций. Лучшим решением является совместная прокладка теплопроводов с другими трубопроводами и кабелями в общем городском коллекторе. Подробные указания по выбору трассы на территории населенных пунктов приведены в специальной литературе [28, 33].

В новых районах массовой застройки и на незастроенных территориях ось трассы проектируется параллельно дорогам или ранее уложенным сетям. Рекомендуется избегать пересечения рек, оврагов, болот, так как это связано с возведением дополнительных специальных сооружений.

Выбор трассы совмещается с выбором способа прокладки теплопроводов и продольного профиля (рис. IX.24). Выбор надземного или подземного способа прокладки сетей зависит от назначения района (жилой массив, территория предприятия или свободная от застройки), профиля местности, уровня грунтовых вод, удобства эксплуатации и др. Исходя из условий местности и допустимых норм заглубления теплопроводов от поверхности земли, для проектируемой трассы прорабатывается несколько вариантов профиля прокладки. К исполнению принимается вариант с максимальным приближением продольного профиля к прямой линии с уклоном ее к горизонту. Уклоны принимаются не менее 0,003—0,005 — для паропроводов соответственно по направлению движения пара и против движения пара, 0,002 — для водяных сетей, 0,003 — для конденсатопроводов.

Ломаный профиль трассы усложняет эксплуатацию из-за необходимости сооружения камер для размещения и обслуживания спускных устройств и воздушников. Поэтому на участках между камерами с сальниковыми компенсаторами или с ответвлениями трубопроводов уклоны должны быть постоянными или одного направления, например меньший уклон допускается сменять бо́льшим, или наоборот. Смена уклонов разных направлений должна производиться только в камерах. Уклоны ответвлений рекомендуется принимать в сторону камер, в других случаях необходимо руководствоваться требованиями нормативов [28].

§ IX.6. НАГРУЗКИ НА ОПОРЫ

Подвижные опоры трубопроводов передают на несущие строительные конструкции в основном вертикальную нагрузку. Величина осевых горизонтальных усилий от трения опорных поверхностей зависит от диаметра трубопровода и конструкции опоры.

Вертикальная нагрузка на все виды подвижных и неподвижных опор определяется по удельной нагрузке теплопровода в рабочем состоянии

$$P_в = ql, \qquad \text{(IX.4)}$$

где q — удельная нагрузка, определяемая по формуле (VIII.8), Н/м; l — расстояние между подвижными опорами, м.

Горизонтальная реакция подвижной опоры скользящего типа определяется равенством

$$P_г = P_в\mu. \qquad \text{(IX.5)}$$

Коэффициенты трения скольжения μ принимаются равными: 0,3 — сталь по стали; 0,6 — сталь по бетону. Горизонтальная осевая реакция катковых, роликовых, шариковых и подвесных опор с достаточной точностью может быть найдена по формуле (IX.5) при коэффициенте трения $\mu = 0{,}1$.

Осевые горизонтальные усилия, передаваемые неподвижными опорами на строительные опорные конструкции, складываются из

реакций трения подвижных опор, реакций компенсирующих устройств и неуравновешенных сил внутреннего давления. Реакции трения подвижных опор, передаваемые на неподвижные опоры, определяют по формуле

$$P_{тр}=P_{г}n_{о}, \qquad (IX\ 6)$$

где $n_{о}$ — число подвижных опор между неподвижными опорами.

При компенсации температурных удлинений П-образными и S-образными компенсаторами в формуле (IX.6) принимается число подвижных опор от неподвижной опоры до компенсирующего устройства, так как (см. рис. VIII.12) реакции трения подвижных опор, размещенных по другую сторону от компенсатора, передаются на другую неподвижную опору.

Реакции неуравновешенных сил внутреннего давления являются результатом давления теплоносителя на внутреннее поперечное сечение трубы. Эти реакции возникают на поворотах, когда торцевое сечение трубы перекрывается отводом; в неуравновешенных сальниковых компенсаторах и переходах диаметров труб, когда давление теплоносителя передается на кольцевое сечение трубы, определяемое разностью сечений труб большого и малого диаметров. Наибольшие осевые усилия от внутреннего давления возникают при полностью закрытой арматуре, когда с обеих ее сторон устанавливаются разные давления.

Расчет осевых усилий от внутреннего давления производят по формуле

$$P_{вд}=P_{раб}(f_{1}-f_{2}), \qquad (IX\ 7)$$

где $P_{раб}$ — рабочее давление теплоносителя, Па; f_{1}, f_{2} — большее и меньшее внутреннее сечение трубы, м^{2}. На поворотах труб на 90° и при закрытых задвижках $f_{2}=0$.

На каждую неподвижную опору осевые усилия действуют слева и справа (см. рис. VIII.12). В зависимости от направления реакций усилия частично уравновешиваются или суммируются. Неподвижные опоры, воспринимающие частично уравновешенные горизонтальные осевые усилия, называются *разгруженными*. Разгруженные неподвижные опоры размещаются между смежными прямолинейными участками трубопроводов, в связи с чем получили и другое название — *промежуточные*. Подушки или стойки, на которых закрепляются эти неподвижные опоры, соответственно называются разгруженными или промежуточными (см. рис. IX. 17, поз. 7). На неподвижные опоры, размещенные на поворотах трубопроводов или перед заглушкой, горизонтальные усилия, действующие с одной стороны, не уравновешиваются усилиями с другой стороны опоры. Такие неподвижные опоры называют *неразгруженными* или *концевыми*, соответственно называются подушки и стойки — неразгруженные или концевые (см. рис. IX 17, поз *3*).

В общем случае, результирующая горизонтальная осевая на-

грузка, действующая на неразгруженную концевую неподвижную опору, представляет сумму

$$N_к = P_{тр} + P_{вд} + P_к, \qquad (IX.8)$$

где $P_к$ — реакция трения в сальниковом компенсаторе или распорного усилия гибкого компенсатора.

Результирующая реакция, действующая на разгруженную промежуточную неподвижную опору, определяется суммой

$$N_п = \Delta P_{тр} + P_{вд} + \Delta P_к, \qquad (IX.9)$$

где $\Delta P_{тр}$, $\Delta P_к$ — разность реакций трения подвижных опор и компенсирующих устройств, действующих слева и справа на неподвижную опору.

При определении горизонтальных осевых нагрузок на промежуточные неподвижные опоры учитывают все режимы работы трубопровода в процессе нагревания от холодного до рабочего состояний и в процессе охлаждения от рабочего до холодного состояний. Это объясняется тем, что силы трения подвижных опор и упругой деформации гибких компенсирующих устройств при нагревании и охлаждении трубопровода меняют свое направление, поэтому горизонтальные осевые нагрузки на опору определяются для каждого режима работы трубопровода. При этом силы, действующие на неподвижную опору в одном направлении, складываются, а затем из большей суммы

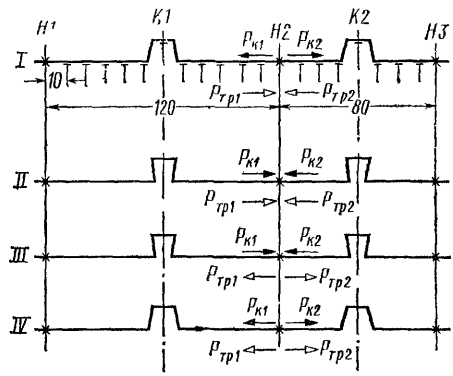


Рис. IX.25. Схема действия сил на промежуточную неподвижную опору при различных режимах работы трубопровода:
I — начало нагревания; *II* — конец нагревания, *III* — начало охлаждения; *IV* — конец охлаждения

сил вычитают меньшую. Учитывая возможные отклонения от расчетных величин, меньшие суммы сил трения и упругой деформации вычитаются с коэффициентом поправки 0,7, который создает запас прочности неподвижной опоры. Если суммы сил слева и справа от неподвижной опоры одинаковы, то результирующая реакция принимается по одной из суммы сил с коэффициентом поправки 0,3. По данным расчетов строятся эпюры действующих сил для каждого режима работы трубопровода. В качестве расчетных нагрузок на неподвижную опору принимается наибольшая из полученных четырех результатов.

Пример. Определить расчетную нагрузку на промежуточную неподвижную опору № 2 (рис. IX.25) при следующих данных: удельная нагрузка трубопровода в рабочем состоянии 50 Н/м; усилие компенсатора K_1 в состоянии предваритель-

ной растяжки и в рабочем состоянии $P_{к1}=5000$ Н; усилие компенсатора $К2$ в состоянии предварительной растяжки и в рабочем состоянии $P_{к2}=4000$ Н.

Решение. Силы трения подвижных опор определим по формуле (IX.6): на участке между неподвижными опорами Н1, Н2

$$P_{тр1}=\mu q l n_{01}=0{,}3\cdot 50\cdot 10\cdot 5=750 \text{ Н};$$

на участке между неподвижными опорами Н2, Н3

$$P_{тр2}=\mu q l n_{02}=0{,}3\cdot 50\cdot 10\cdot 3=450 \text{ Н},$$

где $l=10$ м; n_{01}, n_{02} — число опор слева и справа от неподвижной опоры (приняты из рис. IX 25).

I режим, соответствующий трубопроводу в холодном состоянии. Так как усилия, действующие в левую сторону ($P_{к1}+P_{тр2}=5000+450=5450$ Н), больше усилий, направленных вправо ($P_{к2}+P_{тр1}=4000+750=4750$ Н), то результирующая реакция на неподвижную опору определится из равенства

$$N_{п\,I}=P_{к1}+P_{тр2}-0{,}7\,(P_{к2}+P_{тр1})=2125 \text{ Н}.$$

II режим, соответствующий трубопроводу в рабочем состоянии. Усилия, действующие вправо, больше усилий, действующих в обратном направлении, поэтому результирующая реакция на неподвижную опору составит

$$N_{п\,II}=P_{к1}+P_{тр1}-0{,}7\,(P_{к2}+P_{тр2})=2635 \text{ Н}.$$

III режим. С началом охлаждения трубопровода реакции трения подвижных опор изменяют направления, препятствуя сокращению величины температурного удлинения трубопровода. По сумме действующих сил вправо и влево устанавливаем расчетную зависимость

$$N_{п\,III}=P_{к1}+P_{тр2}-0{,}7\,(P_{к2}+P_{тр1})=2125 \text{ Н}.$$

IV режим. С возникновением предварительного растяжения компенсаторов направление их усилий изменится, поэтому расчетная нагрузка на опору составит

$$N_{п\,IV}=P_{к1}+P_{тр1}-0{,}7\,(P_{к2}+P_{тр2})=2635 \text{ Н}.$$

Таким образом, для рассматриваемой схемы трубопровода режимы II и IV отвечают наиболее нагруженным состояниям неподвижных опор. Другие часто встречающиеся при проектировании расчетные схемы трубопроводов и методы их решения представлены в справочной литературе [28].

ГЛАВА X

ТЕПЛОВАЯ ИЗОЛЯЦИЯ И ТЕПЛОВЫЕ ПОТЕРИ

§. X.1. НАЗНАЧЕНИЕ ТЕПЛОВОЙ ИЗОЛЯЦИИ И ТРЕБОВАНИЯ К МАТЕРИАЛАМ

Экономическая эффективность систем централизованного теплоснабжения при современных масштабах теплового потребления в значительной мере зависит от тепловой изоляции оборудования и трубопроводов. Тепловая изоляция служит для уменьшения тепловых потерь и обеспечения допустимой температуры изолируемой поверхности. Борьба за снижение транспортных потерь тепла в теплопроводах является важнейшим средством экономии топливных ресурсов. Дополнительные затраты, связанные с нанесением тепловой изоляции и антикоррозионных покрытий, относительно невелики и составляют 5—8% от общей стоимости тепловых сетей, но качественное изолирование повышает стойкость металла против коррозии, в результате которой существенно увеличивается срок службы трубопроводов. Тепловая изоляция оздоровляет условия труда эксплуатационного персонала и позволяет сохранить высокие параметры теплоносителя на большом удалении от источника тепла.

Тепловая изоляция трубопроводов и оборудования тепловых сетей применяется при всех способах прокладки независимо от температуры теплоносителя. Теплоизоляционные материалы непосредственно контактируют с внешней средой, для которой свойственны непрерывные колебания температуры, влажности и давления. В крайне неблагоприятных условиях находится теплоизоляция подземных и особенно бесканальных теплопроводов. Ввиду этого теплоизоляционные материалы и конструкции должны удовлетворять ряду требований. Соображения экономичности и долговечности требуют, чтобы выбор теплоизоляционных материалов и конструкций производился с учетом способов прокладки и условий эксплуатации, определяемых внешней нагрузкой на теплоизоляцию, уровнем грунтовых вод, температурой теплоносителя, гидравлическим режимом работы тепловой сети и др.

Материалы, используемые в качестве теплоизолятора, должны обладать высокими теплозащитными свойствами и низким водопоглощением в течение длительного срока эксплуатации. Водопоглощение и гидрофобность (свойство поверхностного водоотталкивания) имеют важное значение для сохранения начальных теплофизических свойств теплоизоляционного материала и для экономии теплоснабжения. Коэффициент теплопроводности большинства сухих изоляционных материалов изменяется в пределах

0,05—0,25 Вт/м·°С, с увлажнением коэффициент теплопроводности увеличивается иногда в 3—4 раза.

Теплоизоляционные свойства одних и тех же материалов существенно ухудшаются и с увеличением объемной плотности. Тяжелая теплоизоляция разрушающе действует на удерживающую сетку и проволоку, провисшая теплоизоляция обрывается с трубопровода и оборудования и не выполняет своего прямого назначения. В связи с этим изоляционные материалы и бандажное крепление (сетка, проволока) должны обладать высокой механической и коррозионной стойкостью, способной противостоять воздействию внешней нагрузки и влажности.

Высокие требования предъявляются к химической чистоте изоляторов. Изоляционные материалы, содержащие химические соединения, коррозионно-агрессивные по отношению к металлу, не допускаются к применению, так как при увлажнении эти соединения легко вымываются из теплоизоляции, попадая на металлические поверхности, вызывают их коррозию. Наиболее агрессивными элементами являются серные и сернистые окислы (SO_3, SO_2), содержащиеся в большом количестве в различных шлаках и минеральных ватах. Шлаки и ваты относятся к числу качественных изоляторов, но содержание окислов серы более 3% делает их непригодными для применения во влажных условиях.

Некоторые заполнители, как асбестит, асбозурит, древесные опилки, камышит и другие, в основном органические материалы, при увлажнении изменяют структуру, растрескиваются и загнивают, вследствие чего они также не рекомендуются для теплоизоляции.

Область применения тепловой изоляции определяется температурной стойкостью вещества, способностью сохранять первоначальные тепловые и механические свойства при высоких температурах теплоносителей.

Состояние тепловой изоляции и ее долговечность зависят также от режимов работы теплопровода. Практика эксплуатации показала, что теплопроводы, периодически отключаемые на сезонные ремонты, корродируют быстрее непрерывно действующих. В непрерывно действующих теплопроводах потоки тепла, проходящие через слой изоляции, поддерживают ее в постоянно сухом состоянии. При отключении сетей уменьшающиеся потоки тепла от остывающего теплоносителя не в состоянии противостоять диффузии влаги с поверхности слоя изоляции к поверхности труб. Миграция влаги в глубь слоя изоляции сопровождается вымыванием водорастворимых химических элементов, которые при длительном отключении сетей вызывают коррозию труб.

§ X.2. КОНСТРУКЦИИ ТЕПЛОВОЙ ИЗОЛЯЦИИ

Теплоизоляционные материалы применяются в виде зернистых, волокнистых и пастообразных масс, не обладающих необходимой строительной прочностью, а также в виде штучных формованных

изделий. Для закрепления материалов на изолируемой поверхности труб и изделий и защиты их от коррозии необходимо соответствующее конструктивное оформление теплоизоляции. В конструкцию тепловой изоляции входят: антикоррозионное покрытие металлических поверхностей, основной изоляционный слой, армирующие и крепежные изделия, наружная отделка изоляции. Операции по нанесению тепловой изоляции выполняются в определенной технологической последовательности, разделяющейся на этапы: 1) подготовка труб или оборудования; 2) антикоррозионная защита; 3) нанесение основного слоя теплоизоляции; 4) наружная отделка конструкции.

При подготовке изделий наружная поверхность защищается от ржавчины и грязи до металлического блеска. Трубы очищают электрическими и пневматическими щетками, пескоструйными аппаратами или химическим травлением в ингибированной кислоте. Затем поверхности обезжириваются уайт-спиритом, бензином или другими органическими растворителями.

Для защиты металла от коррозии применяют битумные мастики и пасты, различные лаки и эмали на битумной основе, смолы и краски, рулонные материалы, полиэтиленовые липкие пленки, ленты и другие материалы. Антикоррозионная обработка наружной поверхности труб производится в зависимости от способа прокладки тепловых сетей [18, 33]. Для теплопроводов с температурой теплоносителя до 150°С чаще всего применяют битумную грунтовку с оклейкой по изольной мастике рулонным изолом в два слоя. При более высоких температурах теплоносителя антикоррозионную защиту выполняют стеклоэмалированием различных марок [33].

Основной изоляционный слой выполняют из материалов, отвечающих требованиям теплоизолятора. Толщина этого слоя принимается в зависимости от теплофизических свойств материала и норм, предъявляемых к изолируемой поверхности.

Крепежные детали предназначены для крепления теплоизоляционных материалов на изолируемой поверхности. В качестве крепежных изделий применяют металлические сетки, проволочные кольца и прошивки, бандажи из полосового железа или арматурной стали и др.

Наружная отделка состоит из покровного слоя и защитного покрытия. Покровный слой, выполняемый небольшой толщиной (10—20 мм), служит для предохранения основного слоя от атмосферных осадков, грунтовой влаги и механического повреждения. Покровным слоем заделывают всевозможные шероховатости, выправляют внешние дефекты конструкции. Защитное покрытие наносят на покровный слой наклеиванием водоотталкивающих рулонных или тканых материалов с последующей окраской поверхности или без окраски. Такая защита повышает надежность покровного слоя (особенно в агрессивных средах) и улучшает оформление внешнего вида. Таким образом, наружная отделка изоляции вместе с армирующими деталями повышает механиче-

скую прочность всей изоляционной конструкции и увеличивает срок ее службы.

В зависимости от способа и места прокладки теплопроводов наружную отделку выполняют различными материалами. Наружную отделку теплопроводов, уложенных внутри помещений и на открытом воздухе, рекомендуется завершать закрытием кожухами из тонколистового оцинкованного железа или алюминия и его сплавов. В помещениях металлическую обшивку допускается заменять проволочной сеткой с мелкой ячейкой (1,6—2,5 мм), синтетической пленкой или тканью из стекловолокна. При большом объеме отделочных работ используют асбестоцементные полуцилиндры с раструбами для перекрытия поперечных швов и без раструбов, скорлупы из жесткого стекловолокна, оболочки из гибкого стеклопластика или текстолитового стеклоцемента. В производственных помещениях, а иногда и на открытых площадках предприятий поверхность отделки теплоизоляции окрашивают масляной или силикатной краской.

В непроходных каналах рекомендуется отделка лакостеклотканью с различными гидрофобными пропитками, допускается ранее широко применявшаяся мокрая асбестоцементная штукатурка (толщиной 10—15 мм) по металлической сетке. Металлическая сетка улучшает сцепление штукатурки с основным изоляционным слоем. В проходных каналах лакостеклоткань должна наноситься поверх обертки из рубероида.

Покровный слой в бесканальных прокладках выбирают в зависимости от материала основного слоя изоляции. Но чаще используют покрытие изолом в два слоя по изольной мастике, изоляция из автоклавного армопенобетона дополнительно должна защищаться асбестоцементной штукатуркой по металлической сетке.

По исполнению основного изоляционного слоя и наружной отделки различают несколько видов конструкций тепловой изоляции: засыпные, мастичные, подвесные, оберточные, монолитные.

Засыпные конструкции наиболее простые и дешевые. Применяют их в непроходных каналах без воздушного зазора (см. рис. IX.3) и бесканальных прокладках (см. рис. IX.5). Отличительная особенность конструкции состоит в высокой увлажняемости изоляции, предъявляющей повышенные требования к защите трубопроводов от коррозии, поэтому засыпная изоляция удобна для временных прокладок сетей, а также для быстрого восстановления разрушенной подвесной изоляции в непроходных каналах (см. рис. IX.3, *д*, *е*).

Мастичная изоляция составляется из сыпучих материалов, размешанных в воде с связующими волокнистыми добавками (очесы, асбест, трепел). Густая мастика наносится на горячий трубопровод, обернутый сетчатым каркасом, несколькими слоями толщиной по 10—15 мм. Полное высыхание каждого последующего слоя постепенно замедляется, в результате весь процесс изоляции занимает продолжительное время. Образующая конструкция достаточно прочна и долговечна, но вследствие большой плотности

обмазки изоляция имеет высокий коэффициент теплопроводности. Малопроизводительные затраты ручного труда делают мастичную изоляцию непригодной для массового производства изолировочных работ. Мастичную изоляцию часто применяют на коротких

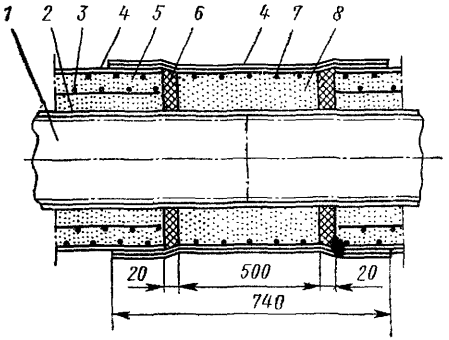


Рис. X.1. Сборная подвесная изоляция из жестких формованных скорлуп:

1 — антикоррозионное покрытие; *2* — асбестоцементная мастика; *3* — арматура; *4* — покровный слой; *5* — скорлупа; *6* — асбестоцементная связка; *7* — проволочный бандаж; *8* — изоляция сварного стыка

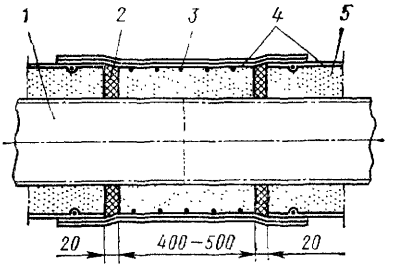


Рис. X.2. Сборная подвесная изоляция из мягких формованных скорлуп:

1 — антикоррозионное покрытие; *2* — асбестоцементная связка стыков; *3* — проволочный бандаж; *4* — покровный слой; *5* — скорлупа

участках труб малого диаметра (до 32 мм), подверженных сотрясениям и вибрациям, или трубопроводов с большим числом арматуры и изгибов.

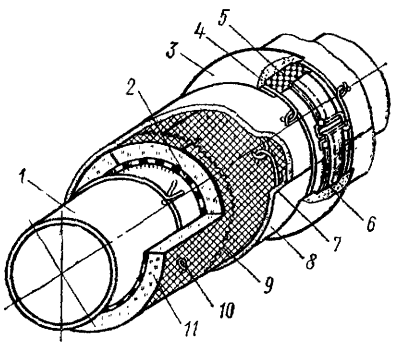


Рис. X.3. Оберточная изоляция прошивными матами из волокнистых материалов в обкладках:

1 — антикоррозионное покрытие; *2* — внутренняя обкладка металлической сеткой; *3* — отделка стыка; *4* — проволочная скрутка; *5* — сетка; *6* — бандаж с пряжкой; *7* — скрутка проволочная; *8* — покровный слой из асбестоцементных полуцилиндров; *9* — сшивка стыков обкладки отожженной проволокой; *10* — наружная обкладка металлической сеткой; *11* — мат

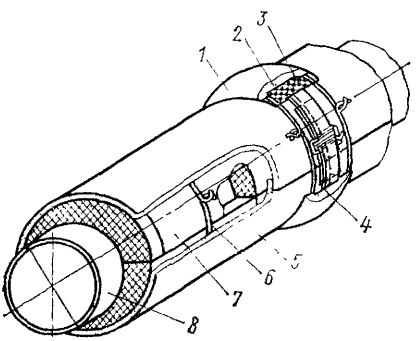


Рис. X.4. Оберточная изоляция прошивными матами из волокнистых материалов без обкладок:

1 — отделка стыка; *2* — проволочная скрутка; *3* — сетка; *4* — бандаж с пряжкой; *5* — покровный слой из асбестоцементных полуцилиндров; *6* — проволочная скрутка; *7* — мат; *8* — антикоррозионное покрытие

Подвесные теплоизоляционные конструкции выполняют из жестких или мягких формованных изделий заводского изготовления. Виды освоенных изделий самые разнообразные. На рис. X.1 показана конструкция из жестких полуцилиндрических скорлуп, изготовленных из совелита, асбестовермикулита, пенодиатомита и других материалов на цементной или керамической связке. Скорлупы закрепляются на трубах по асбестоцементному или совелитовому слою мастики и проволочной стяжкой. Швы заделывают мастикой. Мягкие скорлупы из минеральной ваты и стекловолокна, пропитанные синтетическим связующим, благодаря гибкости плотнее прилегают к криволинейной поверхности, поэтому накладываются на трубы без мастики (рис. X.2). Стыки скорлуп заделывают мастикой.

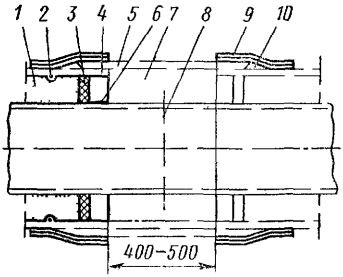


Рис X 5 Монолитная изоляция

1 — армированный пенобетон; *2* — стяжное кольцо; *3* — цементная заливка стыка; *4* — покровный слой из пенобетонных скорлуп, *5* — покровный слой стыка труб пенобетонными скорлупами; *6* — антикоррозионное покрытие труб; *7* — уплотнение шва пенобетонной крошкой на битуме, *8* — стык труб *9* — отделка стыка; *10* — цементная заделка

Подвесные изоляционные изделия выпускают также в виде плит и сегментов. Закрепляют их на трубопроводе аналогичным образом.

Обертоочная изоляция выполняется из прошивных матов в обкладках (рис. X.3) и без обкладок (рис. X.4) или из мягких плит на синтетической связке. На рис. X.3 показана конструкция с использованием минераловатных или стекловолокнистых матов с двусторонней обкладкой металлической сеткой или стеклотканью. Маты с обкладками прошиваются мягкой отожженной проволокой или стеклонитью. На трубопроводе маты закрепляются проволочной скруткой и дополнительной сшивкой продольных и поперечных швов наружной обкладки. Затем вся эта конструкция закрывается покровным слоем, выбираемым в зависимости от способа прокладки теплопровода. По металлической сетке в качестве покровного слоя удобнее всего использовать асбестоцементную штукатурку, которая сглаживает все неровности и прочно скрепляется с основным изоляционным слоем. Конструкция изоляции матами без обкладок на рис. X.4 отличается более частым размещением проволочных скруток.

Монолитные изоляции (рис. X.5) изготовляют на специализированных заводах. Процессы изолирования зависят от исходных материалов. Технология монолитной армопенобетонной изоляции, разработанная в г. Ленинграде в 1948 г., состоит в следующем. На поверхность очищенных от ржавчины труб накручивают арматурную сетку. Армированные трубы вставляют в металлические кассетные формы с закрывающимися торцевыми крышками. Формы заливают бетоном, содержащим компоненты пенообразователя (столярный клей, канифоль и кальцинированная сода), и помещают в автоклавы для термообработки. Термообработка

массы происходит при давлении 0,8 МПа и температуре 175°С. Последующей сушкой при температуре 200°С доводят остаточную влажность бетона до 3—5%. После сушки на поверхность изоляции наносится гидроизоляция 2—3 слоями рулонного материала.

Пропарка оболочки создает прочное сцепление армированного пенобетона с металлом трубы, вследствие чего при тепловом удлинении теплопровода исключается независимое перемещение трубы в оболочке. Оболочка надежно защищает трубы от механического воздействия грунта, поэтому монолитные теплопроводы широко используют в бесканальных прокладках тепловых сетей. Высокая щелочность пенобетона ($pH \geqslant 8{,}5$) обеспечивает его нейтральность к металлу.

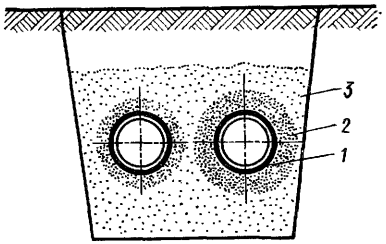


Рис. Х.6. Бесканальная прокладка в самоспекающихся асфальтитах: *1* — расплав асфальтоизола; *2* — спекшийся пористый слой; *3* — неспекшийся слой

В последние годы для монолитной теплоизоляции предложен большой ассортимент материалов: газо- и пеносиликаты, керамзитобетон, перлитобетон, битумоперлит, битумокерамзит, ячеистая керамика и другие материалы, обладающие высокой температурной стойкостью, низкой влагопроницаемостью и теплопроводностью. Особенно перспективны битумоперлитные массы.

Советскими специалистами разработаны новые, более совершенные и экономичные конструкции тепловой изоляции, предназначенные для бесканальных прокладок. К их числу относятся прокладки в самоспекающихся асфальтитах, в песчано-цементной засыпке, пористом слое и др. Тепловая изоляция в самоспекающихся асфальтитах (рис. Х.6) происходит естественным путем за счет тепловыделений теплопроводов. Для этого трубы укладывают в траншеи и засыпают порошкообразным асфальтоизолом. После пуска теплопроводов в эксплуатацию вследствие разогрева засыпки образуются три слоя изоляции с различными строениями, свойствами и назначениями: *1* — тонкий водонепроницаемый слой расплава асфальтоизола имеет низкую (0,09—0,11 Вт/м·°С) теплопроводность и электропроводность. Вязкий слой обеспечивает свободное перемещение горячего трубопровода и полную защиту его от коррозии и электрических токов в грунте; *2* — пористый слой является основным изоляционным слоем. Толщина пористого спекшегося слоя зависит от состава засыпки и температуры теплоносителя. Спекшаяся масса гидрофобна, поэтому одновременно представляет дополнительную антикоррозионную защиту; *3* — неспекшийся слой образует дополнительную порошкообразную теплоизоляцию.

В состав самоспекающегося порошка входят природный битум и добавки мазута. Изменяя проценты добавок мазута, можно получить асфальтоизол с необходимой температурой плавления.

Прокладки в песчано-цементных засыпках осуществляются путем предварительной укладки в траншею труб, обернутых слоем минеральной ваты и толя. Смешанная песчано-цементная засыпка естественным образом увлажняется и затвердевает, образуя прочную оболочку вокруг труб.

§ X.3. ТЕРМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ТЕПЛОПРОВОДОВ

Транспортные потери тепла зависят от конструкции тепловой изоляции и способов прокладки теплопроводов. Полное термическое сопротивление изолированного теплопровода, уложенного в канале, складывается из термических сопротивлений: 1) теплоотдаче от теплоносителя к внутренней поверхности трубы $R_в$, м·°С/Вт; 2) теплопроводности стенки трубы $R_т$; 3) теплопроводности антикоррозионного покрытия, основного и покровного слоев изоляции $R_и$; 4) теплоотдаче от наружной поверхности изоляции в окружающую среду $R_н$; 5) теплоотдаче от воздуха в канале к внутренней поверхности стенок канала $R_{пк}$; 6) теплопроводности стенок канала $R_к$; 7) теплопроводности грунта $R_г$:

$$R = R_в + R_т + R_и + R_н + R_{пк} + R_к + R_г. \qquad (X.1)$$

Термические сопротивления антикоррозионного и покровного слоев обычно малы, в практических расчетах ими допускается пренебрегать, используя небольшой теплоизолирующий эффект этих слоев в качестве запаса. В бесканальных прокладках значения величин $R_{пк}$ и $R_к$ ввиду отсутствия стенок канала не учитываются.

При прокладке теплопроводов на открытой площадке или в закрытом помещении полное термическое сопротивление теплопереходу от теплоносителя к окружающему воздуху определяется суммой

$$R = R_в + R_т + R_и + R_н. \qquad (X.2)$$

Термические сопротивления и удельные тепловые потери относят обычно к 1 м длины теплопровода.

Термическое сопротивление поверхности для цилиндрических тел определяется по формуле

$$R = \frac{1}{\pi d \alpha}, \qquad (X.3)$$

где πd — поверхность трубопровода длиной 1 м; α — коэффициент теплоотдачи на поверхности, Вт/м²·°С.

В формулах (X.1) и (X.2) к термическому сопротивлению поверхности относятся $R_в$, $R_н$, $R_{пк}$. Коэффициенты теплоотдачи от воды или пара к внутренней стенке трубы велики, поэтому величиной $R_в$ можно пренебречь, считая, что температура на внутренней стенке трубы равна температуре теплоносителя.

При расположении горячих объектов на открытом воздухе, в закрытых помещениях и в каналах переход тепла от наружной поверхности изоляции в окружающий воздух происходит лучеис-

пусканием и конвекцией. Раздельное определение коэффициентов теплоотдачи лучеиспусканием и конвекцией не обеспечивает надлежащей точности расчета ввиду сложности определения исходных параметров. Поэтому в практике расчетов тепловой изоляции сложный теплообмен характеризуют суммарным коэффициентом теплоотдачи наружной поверхности $\alpha_н$.

Значения коэффициентов $\alpha_н$ для цилиндрических поверхностей определяют по приближенным формулам [26, 28]:

для объектов в закрытых помещениях с температурой на поверхности изоляции $t_{пов} < 150°C$

$$\alpha_н = 10{,}3 + 0{,}052\,(t_{пов} - t_о), \qquad (X.4)$$

для объектов на открытом воздухе

$$\alpha_н = 11{,}6 + 7\sqrt{w}, \qquad (X.5)$$

где $t_о$ — температура окружающей среды (воздуха), °С; w — скорость движения воздуха, м/с (при отсутствии данных принимается 10 м/с).

Термическое сопротивление теплоотдачи наружной поверхности изолированного трубопровода определяют по формуле (X.3) при подстановке в нее $\alpha_н$ и значения диаметра изоляции $d_и$.

При определении $R_{пк}$ в формуле (X.3) принимается эквивалентный диаметр внутреннего контура канала $d_э$, рассчитываемый по формуле

$$d_э = 4F/P_в, \qquad (X.6)$$

где F — площадь сечения канала, м²; $P_в$ — периметр внутреннего контура канала, м.

Значение коэффициента теплоотдачи от воздуха к стенкам канала можно принимать $\alpha_{пк} = 8$ Вт/м²·°С.

Термическое сопротивление слоя для цилиндрических тел выводится из уравнения

$$R_с = \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}, \qquad (X.7)$$

где λ — коэффициент теплопроводности слоя, Вт/м·°С; d_1 и d_2 — внутренний и наружный диаметры слоя, м.

К термическому сопротивлению слоя относятся $R_т$, $R_и$, $R_к$, $R_г$. Незначительным термическим сопротивлением стенок труб $R_т$ в расчетах обычно пренебрегают, при этом принимают температуру на наружной поверхности трубы равной температуре теплоносителя.

Термическое сопротивление теплопроводности грунта определяют по формуле Форгхеймера [28]

$$R_г = \frac{1}{2\pi\lambda_г} \ln \left(2\frac{h}{d} + \sqrt{4\frac{h^2}{d^2} - 1}\right), \qquad (X.8)$$

где $\lambda_г$ — коэффициент теплопроводности грунта; h — глубина заложения оси теплопровода, м; d — диаметр теплопровода, м.

При глубине заложения трубопровода $h/d \geqslant 1{,}25$ формула Форгхеймера упрощается:

$$R_г = \frac{1}{2\pi\lambda_г} \ln 4\frac{h}{d}. \qquad (X.9)$$

Термическое сопротивление стенок канала рассчитывают по формуле (X.7) при подстановке в нее эквивалентных диаметров по наружному и внутреннему контурам канала. Если теплопроводность стенок канала не известна или отсутствуют данные по наружному периметру канала, то общее термическое сопротивление стенок канала и грунта определяют по формулам (X.8) или (X.9) при подстановке в них эквивалентного диаметра канала, рассчитанного по внутреннему контуру.

Температурное поле грунта на глубине до 0,7 м находится под влиянием колебаний температуры наружного воздуха, на большей глубине этим влиянием можно пренебречь. В связи с этим при глубине заложения теплопроводов $h \leqslant 0{,}7$ м подсчет тепловых потерь должен производиться по гемпературе грунта, равной среднегодовой температуре наружного воздуха. В этом случае в формулах (X.8), (X.9) принимается приведенная глубина заложения

$$h_{пр} = h + \lambda_г/\alpha_о, \qquad (X.10)$$

где h — действительная глубина заложения; $\alpha_о$ — коэффициент теплоотдачи на поверхности грунта ($\alpha_о = 2$—3 Вт/м²·°С). Коэффициент теплопроводности грунта зависит от вида и влажности грунта [28]. При отсутствии сведений о грунте коэффициенты теплопроводности можно принимать равными: для сухих грунтов — 0,55; для маловлажных грунтов — 1,1; для средневлажных грунтов — 1,7; для сильновлажных грунтов — 2,3 Вт/м·°С.

§ X 4. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ НАДЗЕМНЫХ ТЕПЛОПРОВОДОВ

Основной задачей теплового расчета теплопроводов всех видов прокладок является выбор конструкции тепловой изоляции, обеспечивающей рациональный минимум тепловых потерь и допустимое падение температуры теплоносителя. В ряде случаев тепловые расчеты производят для определения температурного поля вокруг теплопроводов и других практических задач.

Удельные тепловые потери теплопроводов воздушной прокладки (в Вт/м) составляют:

$$q = (\tau - t_о)/R, \qquad (X\ 11)$$

где τ — температура теплоносителя; $t_о$ — расчетная температура окружающей среды; R — полное термическое сопротивление теплопровода.

Температуру на поверхности тепловой изоляции рассчитывают на основе уравнения теплового баланса при установившемся тепловом режиме. Для установившихся режимов тепло, поступающее от теплоносителя к наружной поверхности изоляции, в том же

количестве отводится от поверхности изоляции к окружающему воздуху. Математически этот переход тепла записывается равенством

$$\frac{\tau - t_{пов}}{R_и} = \frac{t_{пов} - t_0}{R_н}. \qquad (X.12)$$

Решая его относительно температуры на поверхности изоляции $t_{пов}$, получим

$$t_{пов} = \frac{\tau/R_и + t_0/R_н}{1/R_и + 1/R_н}. \qquad (X.13)$$

Совместная проклада трубопроводов на открытом воздухе или в помещении не оказывает существенного влияния на теплопотери соседних трубопроводов. При температуре воздуха +25°С температура на поверхности изоляции в зоне постоянного обслуживания теплопроводов должна быть не выше +45°С для закрытых помещений и +60°С на открытом воздухе. За расчетную температуру окружающей среды принимают среднегодовую температуру наружного воздуха.

§ X.5. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПОДЗЕМНЫХ ТЕПЛОПРОВОДОВ

Полное термическое сопротивление одиночного изолированного теплопровода бесканальной прокладки (рис. X.7) равно:

$$R = R_и + R_г, \qquad (X.14)$$

а удельные тепловые потери определяются по формуле (X.11).

При двухтрубной бесканальной прокладке в результате тепловых потерь вокруг теплопроводов в грунте образуются темпера-

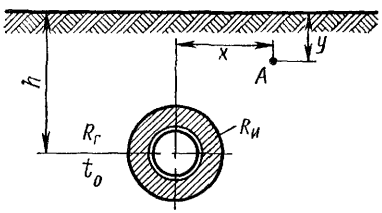


Рис X.7 Расчетная схема бесканального однотрубного теплопровода

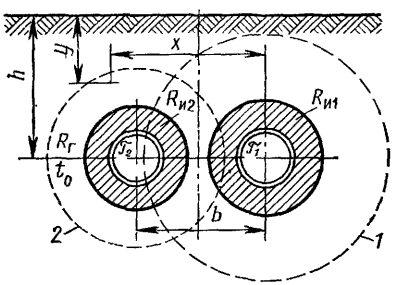


Рис X.8 Расчетная схема бесканального двухтрубного теплопровода

1 — ориентировочное температурное поле, образующееся в грунте вокруг подающего трубопровода; *2* — то же вокруг обратного трубопровода

турные поля (рис. X.8), которые, воздействуя друг на друга, способствуют уменьшению теплопотерь каждой трубы в отдельности. Снижение тепловых потерь будет тем больше, чем выше температура грунта вокруг соседнего трубопровода. Следовательно, влия-

ние соседнего трубопровода равноценно увеличению термического сопротивления для рассматриваемой трубы. Это дополнительное условное термическое сопротивление инженером Е. П. Шубиным предложено определять по формуле

$$R_0 = \frac{1}{2\pi\lambda_т} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2h}{b}\right)^2}, \qquad (X.15)$$

где b — расстояние между осями труб по горизонту, м.

Может оказаться, что обратный трубопровод целиком будет охвачен температурным полем подающего трубопровода. Если при этом температура обратной воды будет равна температуре поля или будет ниже нее, то теплопотери обратного теплопровода могут отсутствовать или даже иметь отрицательное значение, т. е. будет происходить нагрев за счет теплопотерь подающей трубы. В этих условиях надобность тепловой изоляции обратной трубы отпадает и для уменьшения теплопотерь подающей трубы целесообразна прокладка обратного трубопровода без изоляции. Удельные тепловые потери с учетом величины R_0 определяют по формулам

$$q_1 = \frac{(\tau_1 - t_0) R_2 - (\tau_2 - t_0) R_0}{R_1 R_2 - R_0^2}; \qquad (X.16)$$

$$q_2 = \frac{(\tau_2 - t_0) R_1 - (\tau_1 - t_0) R_0}{R_1 R_2 - R_0^2}, \qquad (X.17)$$

где t_0 — расчетная температура окружающей среды, принимаемая для бесканальной прокладки и непроходных каналов равной среднегодовой температуре грунта на глубине заложения оси теплопровода; R_1 и R_2 — полные термические сопротивления первой и второй трубы, определяемые по формуле (X.14).

Нагрев почвы вокруг бесканальных теплопроводов не должен нарушать нормального функционирования подземных электрических кабелей и других коммуникаций, прокладываемых вблизи трассы тепловых сетей. Допустимые нормы сближения и пересечения электрических кабелей с тепловыми сетями проверяются расчетом по величине дополнительного нагрева грунта. Температуру в произвольной точке A вокруг одиночного трубопровода (рис. X.7) определяют по формуле

$$t = t_0 + (\tau - t_0) \frac{\frac{1}{2\pi\lambda_т} \ln \sqrt{\frac{x^2 + (y+h)^2}{x^2 + (y-h)^2}}}{R}. \qquad (X.18)$$

Температурное поле вокруг двухтрубного теплопровода (рис. X.8) рассчитывают по формуле

$$t = t_0 + \frac{q_1}{2\pi\lambda_т} \ln \sqrt{\frac{x^2 + (y+h)^2}{x^2 + (y-h)^2}} + \frac{q_2}{2\pi\lambda_т} \ln \sqrt{\frac{(x-b)^2 + (y+h)^2}{(x-b)^2 + (y-h)^2}}. \qquad (X.19)$$

Отсчет расстояния x произвольной точки A производится от оси трубы, в которой протекает теплоноситель с большей температу-

рой. При определении температуры почвы в температурном поле температура сетевой воды принимается по температурному графику при среднемесячной температуре наружного воздуха расчетного месяца, а для паропроводов — максимальная температура пара на рассматриваемом участке. Расчетная температура окружающей среды для зимнего периода принимается равной низшей среднемесячной температуре грунта на глубине заложения оси теплопроводов, а для летнего — высшей среднемесячной температуре.

В одно- и многотрубных каналах переход тепла от теплоносителя к грунту протекает по-разному, в связи с чем различаются методики тепловых расчетов.

В *однотрубных каналах* (рис. X.9) при установившемся тепловом режиме поток тепла от теплоносителя расходуется на нагрев воздуха в канале, затем тепло нагретого воздуха передается через стенки канала в грунт. Тепловой баланс такого теплоперехода выражается равенством

$$q=\frac{\tau-t_к}{R_и+R_н}=\frac{t_к-t_о}{R_{пк}+R_к+R_г}, \qquad (X.20)$$

где $t_к$ — температура воздуха в канале.

Решая равенство (X.20) относительно $t_к$, найдем

$$t_к=\frac{\tau/(R_и+R_н)+t_о/(R_{пк}+R_к+R_г)}{1/(R_и+R_н)+1/(R_{пк}+R_к+R_г)}. \qquad (X.21)$$

Температура воздуха в обслуживаемых каналах не должна превышать +40°С. Заданный уровень температуры обеспечивается подбором толщины изоляции и вентиляцией воздуха в канале.

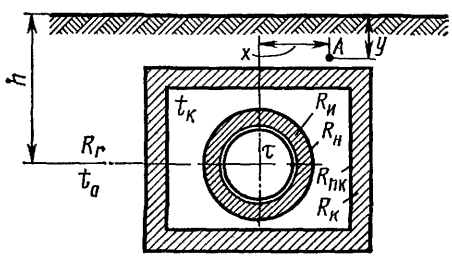


Рис. X.9. Расчетная схема однотрубного теплопровода канальной прокладки

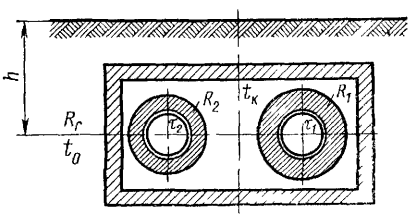


Рис. X.10. Расчетная схема двухтрубного теплопровода канальной прокладки

В *многотрубном одноячейковом канале* (рис. X.10) тепловые потоки от каждого трубопровода нагревают воздух в канале, затем общий тепловой поток от нагретого воздуха через стенки канала рассеивается в грунте. При таком теплопереходе тепловые потери одного трубопровода зависят от теплопотерь других теплопроводов. Для определения теплопотерь каждого трубопровода необходимо прежде всего определить температуру

воздуха в канале. Обозначим сумму термических сопротивлений слоя $R_{\text{и}}$ и наружной поверхности изоляции $R_{\text{н}}$ первой и второй трубы R_1 и R_2, температуры теплоносителей соответственно через τ_1 и τ_2. Сумму термических сопротивлений $R_{\text{пк}}+R_{\text{к}}+R_{\text{г}}$ обозначим R_3. При этих обозначениях уравнение теплового баланса запишется в виде

$$\frac{\tau_1-t_{\text{к}}}{R_1}+\frac{\tau_2-t_{\text{к}}}{R_2}=\frac{t_{\text{к}}-t_0}{R_3} \text{ или } q_1+q_2=q, \qquad \text{(X.22)}$$

где q_1, q_2 — удельные тепловые потери первого и второго трубопроводов, Вт/м; q — суммарные удельные теплопотери в грунт.

Из равенства (X.22) легко получить искомую температуру воздуха в канале:

$$t_{\text{к}}=\frac{\tau_1/R_1+\tau_2/R_2+t_0/R_3}{1/R_1+1/R_2+1/R_3}. \qquad \text{(X.23)}$$

Определив температуру воздуха в канале, по формуле (X.22) находят потери тепла каждым трубопроводом.

Температурное поле вокруг одноячейкового канала рассчитывают по формуле (X.18), в которой вместо τ принимают температуру воздуха в канале, а под величиной R подразумевают сумму термических сопротивлений внутренней поверхности канала, стенок канала и грунта.

При двухтрубной прокладке в двухъячейковом канале в каждой ячейке устанавливаются свои температуры воздуха, пропорциональные тепловым потерям трубопроводов, уложенных в них. В грунте вокруг ячеек образуются соответствующие температурные поля, их взаимное влияние друг на друга подобно двухтрубным бесканальным прокладкам. Полные термические сопротивления каждой ячейки R_1 и R_2 определяют отдельно по формуле (X.1), влияние условного дополнительного термического сопротивления — по формуле (X.15), а удельные тепловые потери теплопроводов в ячейках рассчитывают по формулам (X.16) и (X.17).

В канальных прокладках температуру на поверхности тепловой изоляции определяют по формуле (X.13) при использовании в ней расчетных величин рассматриваемого трубопровода и температуры среды, равной температуре воздуха в канале или в отдельной ячейке. Температурное поле вокруг двухъячейкового канала рассчитывают по формуле (X.19).

§ X.6. ТЕПЛОВЫЕ ПОТЕРИ В ТЕПЛОВЫХ СЕТЯХ

При транспорте тепла по трубам возникают линейные $Q_{\text{л}}$ и местные $Q_{\text{м}}$ тепловые потери.

Линейные потери тепла по длине прямых или криволинейных (повороты, отводы, колена П-образных компенсаторов) участков труб определяют по формуле

$$Q_{\text{л}}=ql, \qquad \text{(X.24)}$$

где q — удельные тепловые потери, Вт/м; l — длина трубопровода, м.

Местные тепловые потери возникают в результате стока тепла через опорные конструкции, фланцевые соединения, запорно-регулирующую арматуру, сальниковые компенсаторы и прочие фасонные изделия. Эти потери определяются приближенно и различными способами. При известном количестве элементов тепловой сети их тепловые потери принимают по справочной литературе [13, 28] в зависимости от температуры теплоносителя, способа прокладки труб и конструкции теплоизоляции. Второй способ основан на использовании эквивалентных длин фланцев, арматуры, опор, тепловые потери которых равновелики тепловым потерям прямых участков труб того же диаметра:

$$Q_м = q l_э, \qquad (X.25)$$

где $l_э$ — суммарная эквивалентная длина фланцев, арматуры, опор и прочих элементов тепловой сети, м.

При этом способе учета дополнительных потерь тепла фактическая длина теплопровода условно увеличивается на длину, эквивалентную по теплопотерям арматуре, фланцам и прочим элементам, установленным на этом трубопроводе. В практических расчетах эквивалентную длину можно принимать равной: а) для пары неизолированных фланцев — 8—10 м изолированного трубопровода того же диаметра; б) для пары изолированных фланцев — 1—1,5 м изолированного трубопровода того же диаметра; в) для неизолированной арматуры диаметром 100—500 мм — 12—24 м изолированного трубопровода тех же диаметров при температуре теплоносителя соответственно 100 и 400°С. Тепловые потери через неизолированные опоры ориентировочно могут быть приняты в размере 10—12% от линейных потерь трубопроводов.

При отсутствии данных о количестве опор, компенсаторов, фланцев и арматуры на трубопроводе дополнительные потери тепла этими элементами при условии их изолирования учитываются расчетом по формуле

$$Q = Q_л + Q_м = ql(1 + \beta_1), \qquad (X.26)$$

где β_1 — поправочный коэффициент к линейной длине трубопровода, учитывающий эквивалентную длину изолированных элементов тепловой сети (для бесканальных прокладок $\beta_1 = 1{,}15$, для каналов и тоннелей — 1,2 для надземных теплопроводов — 1,25).

Коэффициент эффективности тепловой изоляции оценивается выражением

$$\eta_и = 1 - Q_и / Q_н, \qquad (X.27)$$

где $Q_н$ и $Q_и$ — теплопотери неизолированной и изолированной трубы. Значения коэффициентов эффективности изоляционных конструкций должны быть в пределах $\eta_и = 0{,}85—0{,}95$.

Транспортные потери тепла вызывают падение температуры теплоносителя, вследствие этого удельные теплопотери по длине

трубопровода изменяются. На участках теплопроводов небольшой протяженности и уменьшения температуры теплоносителя не более 5% от начального значения для упрощения расчетов можно принимать удельные тепловые потери неизменными для всей длины теплопроводов. Исходя из этого уравнение теплового баланса, выражающее равенство потерь тепла и уменьшение теплосодержания теплоносителя, записывается в виде

$$ql\,(1+\beta_1)=Gc\,(t_1-t_2), \qquad \text{(X.28)}$$

где q — удельные тепловые потери в начале участка теплопровода; G — расход теплоносителя, кг/ч; c — теплоемкость теплоносителя; t_1 и t_2 — температура теплоносителя в начале и конце участка.

Температура водяного теплоносителя в конце расчетного участка определится из выражения

$$t_2=t_1-\frac{ql\,(1+\beta_1)}{Gc}. \qquad \text{(X.29)}$$

Применительно к пару необходимо учитывать падение теплосодержания, которое по аналогии определится по формуле

$$t_2=t_1-\frac{ql\,(1+\beta_1)}{G}. \qquad \text{(X.30)}$$

Определив давление в конце участка P_2 и энтальпию i_2, по таблицам водяного пара определяют t_2.

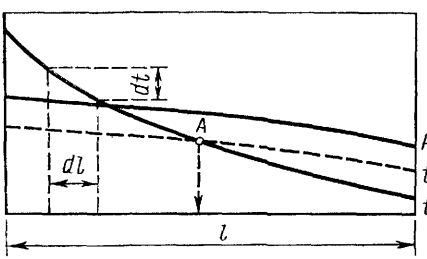


Рис X 11. Графическое решение начала конденсации пара

На участках большой протяженности и значительного уменьшения температуры теплоносителя (более 5%) необходимо учитывать непрерывное изменение удельных теплопотерь. Значительное падение температуры пара может вызвать конденсацию. Для определения температуры пара в конце участка и начала его конденсации выделим (рис. X.11) участок длиной dl, на котором температура уменьшается на dt. Так как на участке dl температура теплоносителя уменьшается, то бесконечно малое изменение температуры должно иметь отрицательный знак. В связи с этим уравнение теплового баланса запишется в виде

$$q\,(1+\beta_1)\,dl=-Gc\,dt. \qquad \text{(X.31)}$$

Удельный тепловой поток выразим через температуру и термическое сопротивление изоляции

$$q=(t-t_0)/R, \qquad \text{(X.32)}$$

где t — средняя температура теплоносителя на участке dl; t_0 — температура окружающей среды; R — полное термическое сопротивление изолированного теплопровода.

Подставив значение q из (X.32) в равенство (X.31) и разделив переменные, получим

$$\frac{dt}{t-t_0}=-\frac{(1+\beta_1)}{RGc}dl. \qquad (X.33)$$

Проинтегрировав равенство (X.33) в пределах изменения температуры от t_1 до t_2 и длины от O до l_1, найдем

$$\ln\frac{t_1-t_0}{t_2-t_0}=\frac{(1+\beta_1)l}{RcG} \qquad (X.34)$$

или

$$\frac{t_1-t_0}{t_2-t_0}=e^A, \qquad (X.35)$$

где $A=(1+\beta_1)l/RGc$.

Откуда температура теплоносителя в конце расчетного участка определится выражением

$$t_2=t_0+(t_1-t_0)/e^A. \qquad (X.36)$$

Когда условиями задачи установлены пределы допустимого падения температуры пара, то с помощью уравнения (X.34) можно определить необходимое термическое сопротивление R, обеспечивающее заданную температуру t_2.

Задаваясь различными значениями длины в пределах от 0 до l в уравнении (X.36), можно построить кривую фактического изменения температуры теплоносителя (рис. X.11). Более точная методика определения температуры пара рассмотрена в литературе [26].

Кривую изменения давления на участке определяют по формуле

$$P_2=\frac{P_1}{10}\sqrt{1-\frac{2R_1(1+\alpha)T_{ср}}{10^{-1}P_1T_1}l}, \qquad (X.37)$$

где P_1, P_2 — начальное и конечное давление пара на участке, МПа; R_1 — удельная линейная потеря давления в начале участка, МПа; $T_{ср}$ — средняя абсолютная температура пара на участке $T_{ср}=(T_1+T_2)/2$, К; T_1, T_2 — абсолютная температура пара в начале и конце участка; α — коэффициент местных потерь давления.

Построив графически кривую изменения температуры насыщения $t_{н_1}-t_{н_2}$, соответствующую давлениям P_1-P_2, по точке пересечения A определяем расстояние от начала теплопровода, на котором пар теряет перегрев и начинается выпадение конденсата.

Количество выпадающего конденсата находят по формуле

$$G_к=\frac{ql(1+\beta_1)}{r}, \qquad (X.38)$$

где $G_к$ — количество конденсата, кг/с; r — теплота парообразования, Дж/кг.

§ X.7. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТОЛЩИНЫ ИЗОЛЯЦИИ

Принятая конструкция теплоизоляции должна иметь толщину не выше установленных норм [33] и обеспечивать: заданные пределы изменения температуры теплоносителя на всех участках теп-

ловой сети; допустимую температуру на поверхности изоляции; непревышение нормативных теплопотерь.

В общем случае толщина изоляции может быть определена по нормативным теплопотерям. Для чего, приняв допустимые удельные теплопотери [28], по формуле (X.11) определяют потребную величину полного термического сопротивления изоляции R. Задавшись ориентировочным диаметром изоляции $d_и$ (в пределах рекомендуемых толщин слоя), по формуле (X.3) определяют термическое сопротивление изоляции $R_и$.

Потребная толщина слоя изоляции найдется из равенства (X.7), приведенного к виду

$$\ln\frac{d_и}{d_н}=2\pi\lambda_и R_и, \qquad (X\ 39)$$

где $d_н$ — наружный диаметр изолируемой трубы; $R_и$ — термическое сопротивление слоя изоляции, $R_и=R-R_н$.

При несовпадении исходного и расчетного значений $d_и$ расчет повторяется методом последовательного приближения.

Выбор толщины изоляции определяется соображениями технической и экономической целесообразности. Рациональная конструкция изоляции может быть решена двояким путем: 1) применением различных изоляционных материалов с одинаковой толщиной слоя, обеспечивающей требуемый теплоизолирующий эффект; 2) применением конкретного изоляционного материала путем изменения только толщины слоя. В первом случае преобладающим фактором в выборе экономически выгодной толщины изоляции является сопоставление стоимости 1 м изоляционной конструкции двух или нескольких материалов.

Пример 1. Определить толщину изоляции паропровода с наружным диаметром 0,273 м, проложенным на эстакаде. Среднегодовая температура окружающей среды 0°С, температура пара 200°С. Тепловая изоляция выполняется из минераловатных прошивных матов с обкладками.

Решение. Для средней температуры изоляции 100°С теплопроводность минераловатной изоляции составляет 0,064 Вт/м²·°С [28]. Нормативные теплопотери для паропровода составляют 162 Вт/м [28]. Полное термическое сопротивление изолированного паропровода, рассчитанное по формуле (X.11), равно $R=(200-0)/162=1{,}23$ м°С/Вт.

По нормам [33] предельная толщина изоляции составляет 0,18 м, поэтому $d_и=0{,}273+2\cdot0{,}18=0{,}633$ м. Коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции при скорости ветра 10 м/с по формуле (X.5) равен 33,7 Вт/м²·°С.

Термическое сопротивление теплоотдаче от поверхности изоляции по формуле (X.3) равно:

$$R_н=\frac{1}{3{,}14\cdot0{,}633\cdot33{,}7}=0{,}015\ \text{м}\cdot{}^\circ\text{С/Вт}.$$

По формуле (X.39) найдем

$$\ln\frac{d'_и}{0{,}273}=2\cdot3{,}14\cdot0{,}064\,(1{,}23-0{,}015)=0{,}488,$$

откуда получаем $d'_и=0{,}444$ м.

Примем в первом приближении $d''_и=0{,}444$ м, при этом получим

$$R''_{\text{н}}=\frac{1}{3{,}14\cdot 0{,}444\cdot 33{,}7}=0{,}0213\ \text{м}\cdot{}^{\circ}\text{С/Вт};$$

$$\ln\frac{d_{\text{и}}}{0{,}273}=2\cdot 3{,}14\cdot 0{,}064\,(1{,}23-0{,}0213)=0{,}486$$

и соответственно $d_{\text{и}}\cong 0{,}444$ м, которое очень близко со значением первого приближения $d''_{\text{и}}$.

Температура на поверхности изоляции при $d_{\text{и}}=0{,}444$, найденная по формуле (X.13)

$$t_{\text{пов}}=\frac{200/(1{,}23-0{,}0213)+0/0{,}0213}{1/(1{,}23-0{,}0213)+1/0{,}0213}=+3{,}5^{\circ}\text{С},$$

не превышает нормы.

Пример 2. Определить удельные потери тепла подающего и обратного трубопроводов диаметров $d_1=d_2=0{,}273$ м, проложенных бесканально (см. рис. X.8) в маловлажных суглинистых грунтах на глубине $h=1{,}5$ м с расстоянием между осями труб по типовому проекту [28] $b=0{,}65$ м. Температура в подающем трубопроводе $\tau_1=150^{\circ}$С, в обратном $\tau_2=70^{\circ}$С. Толщина изоляции на подающем трубопроводе — 0,14 м, на обратном — 0,05 м. Коэффициент теплопроводности изоляции $\lambda_{\text{п}}=0{,}12$ Вт/м·°С. Температура грунта на глубине заложения труб $t_0=+5^{\circ}$С, для этих условий коэффициент теплопроводности грунта принимается [28] $\lambda_{\text{г}}=1{,}75$ Вт/м·°С.

Решение. При $h/d_{\text{н}_1}=\frac{1{,}5}{(0{,}273+20{,}14)}=2{,}7$ термическое сопротивление грунта определяют по формуле (X.9).

Условное термическое сопротивление по формуле (X.15) равно:

$$R_0=\frac{1}{2\cdot 3{,}14\cdot 1{,}75}\ln\sqrt{1+\left(\frac{2\cdot 1{,}5}{0{,}65}\right)^2}=0{,}141\ \text{м}\cdot{}^{\circ}\text{С/Вт}.$$

Полные термические сопротивления подающего и обратного трубопроводов находят по формулам (X.7), (X.9) и (X.14):

$$R_1=\frac{1}{2\cdot 3{,}14\cdot 0{,}12}\ln\frac{0{,}553}{0{,}273}+\frac{1}{2\cdot 3{,}14\cdot 1{,}75}\ln 4\,\frac{1{,}5}{0{,}553}=1{,}154\ \text{м}\cdot{}^{\circ}\text{С/Вт};$$

$$R_2=\frac{1}{2\cdot 3{,}14\cdot 0{,}12}\ln\frac{0{,}373}{0{,}273}+\frac{1}{2\cdot 3{,}14\cdot 1{,}75}\ln 4\,\frac{1{,}5}{0{,}373}=0{,}667\ \text{м}\cdot{}^{\circ}\text{С/Вт}.$$

Удельные тепловые потери подающего и обратного трубопроводов по формулам (X.16) и (X.17) равны:

$$q_1=\frac{(150-5)\,0{,}667-(70-5)0{,}141}{1{,}154\cdot 0{,}667-0{,}141^2}=116{,}8\ \text{Вт/м};$$

$$q_2=\frac{(70-5)\,1{,}154-(150-5)\,0{,}141}{1{,}154\cdot 0{,}667-0{,}141^2}=72{,}8\ \text{Вт/м}.$$

Температура грунта в точке A (см. рис. X.8) при $x=0{,}8$ м и $y=0{,}9$ м по формуле (X.19) равна:

$$t_A=5+\frac{116{,}8}{2\cdot 3{,}14\cdot 1{,}75}\ln\sqrt{\frac{0{,}8^2+(0{,}9+1{,}5)^2}{0{,}8^2+(0{,}9-1{,}5)^2}}+$$

$$+\frac{72{,}8}{2\cdot 3{,}14\cdot 1{,}75}\ln\sqrt{\frac{(0{,}8-0{,}65)^2+(0{,}9+1{,}5)^2}{(0{,}8-0{,}65)^2+(0{,}9-1{,}5)^2}}=33^{\circ}\text{С}.$$

Необходимо иметь в виду, что при совместной прокладке трубопроводов с разными температурами теплоносителей такими, как пар и конденсат, прямая и обратная вода, отказ от изоляции конденсатопроводов или обратного трубопровода дает незначительное увеличение теплопотерь против нормальных (на 10% при $D_y = 100 \div 400$ мм; на 5—6% при $D_y = 400 \div 450$ мм; при $D_y > 500$ мм превышение теплопотерь близко к нулю). Отказ от тепловой изоляции трубопроводов с меньшей температурой теплоносителя наряду с удешевлением (на 0,5—4,8%) теплопровода в целом приводит к снижению теплопотерь трубопровода с более высокой температурой теплоносителя и к уменьшению эксплуатационных затрат по уходу за изоляцией (на 1,5—8,3%). Прокладка обратного трубопровода и конденсатопроводов без изоляции способствует экономии энергетически более ценного тепла за счет увеличения потерь менее ценного. Необходимость тепловой изоляции обратных трубопроводов с $D_y > 300$ мм должна обосновываться технико-экономическим расчетом [4].

ГЛАВА XI

ИСТОЧНИКИ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ

§ XI.1. ВИДЫ ИСТОЧНИКОВ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ

Основными источниками централизованного теплоснабжения являются промышленные и коммунальные тепловые станции комбинированного производства тепла и электрической энергии — ТЭЦ, сооружаемые вблизи промышленных центров и городов. Преобладающее число ТЭЦ имеет тепловые сети со средним радиусом действия 10—15 км. В последние годы наметилась тенденция к увеличению протяженности сетей до 30—50 км. Строительство ТЭЦ далеко за чертой города объясняется высокими требованиями санитарных норм к чистоте городов и воздушного бассейна, а также экономическими выгодами приближения тепловых станций к местным топливным базам и водным источникам. Исследования советских специалистов привели к заключению, что допустимая дальность транспорта тепла по тепловым сетям для городов с населением более 1 млн. человек может быть увеличена до 100 км.

В тех районах, где сооружение ТЭЦ по технико-экономическим показателям нецелесообразно ввиду отсутствия необходимой концентрации тепловой и электрической нагрузок, централизованное теплоснабжение городов и рабочих поселков ведется от районных и промышленных котельных с радиусом действия тепловых сетей 2—3 км.

Теплоснабжение сельских населенных мест отличается небольшой величиной тепловой нагрузки и рассредоточенной теплоплотностью. Ввиду этого централизованное теплоснабжение в сельской местности экономически целесообразно предусматривать от котельных с чугунными котлами при общей тепловой нагрузке на котельную не более 8—10 МВт. В районных центрах с большими тепловыми нагрузками и имеющими крупные производственные зоны по переработке сельскохозяйственной продукции или выращиванию скота местные котельные оборудуют паровыми котлами.

На отдельных предприятиях вместе с промышленными котельными часто используют энергетические установки, утилизирующие тепло вторичных энергоресурсов.

Капитальные вложения на сооружение современных ТЭЦ и крупных районных водогрейных котельных с тепловой мощностью до 220 МВт при полной автоматизации процессов в 2—3 раза ниже затрат, связанных со строительством эквивалентных мощностей квартальных котельных, в связи с чем строительство квартальных котельных с 1958 г. повсеместно запрещено. К 1975 г. доля районных котельных в общем балансе выработки тепла составляла око-

ло 40% и в ближайшие 10—20 лет этот уровень сохранится. Суммарный отпуск тепла с ТЭЦ и от районных котельных, составляющий по стране примерно 75% тепловой потребности городов и промышленных центров, в дальнейшем будет непрерывно возрастать за счет преимущественного строительства крупных ТЭЦ.

На современном этапе массового жилищного и промышленного строительства возрастающая потребность тепла должна решаться на базе источников с большой присоединенной тепловой мощностью. Однако ввод таких источников тепла в центральных районах с высокой плотностью населения все более сдерживается из-за опасности загрязнения воздушного бассейна и сокращающихся запасов органического топлива. Значительные трудности возникают и с выбором территорий под большие хранилища топлива, транспортные коммуникации с круглосуточным движением транспорта для доставки топлива на тепловые станции и размещения высоких дымовых труб. Учитывая эти обстоятельства, партия и правительство в программном документе «Основные направления развития народного хозяйства СССР на 1976—1980 годы», принятом на XXV съезде КПСС, предусматривают дальнейшее совершенствование топливно-энергетического баланса на основе рационального сочетания различных видов топлив с широким применением энергии атома и опережающего строительства атомных тепловых станций, в том числе и для целей теплофикации. В европейской части СССР в связи с дефицитом органического топлива расширение теплофикации на базе атомных тепловых электростанций (АТЭЦ) и централизованного теплоснабжения от атомных котельных позволяет наилучшим образом уменьшить топливный дефицит центрального района и улучшить размещение энергетических баз страны. В 1975 г. выработка электроэнергии на атомных станциях составляла 2% от общего ее производства, в конце десятой пятилетки достигнет 10%. АТЭЦ с водоводяными реакторами и парогенераторами поверхностного типа не требуют устройства дополнительного контура для использования отработавшего пара в теплофикационных подогревателях. Принципиальные тепловые схемы таких АТЭЦ с теплофикационными турбинами практически не отличаются от тепловых схем ТЭЦ, работающих на органическом топливе.

Сооружение атомных станций теплоснабжения (АСТ) дает многие преимущества. Опыт Нововоронежской атомной станции показал широкую возможность повторного использования выгружаемых из водоводяных реакторов отработавших тепловыделяющих элементов для дожигания ядерного горючего в АСТ. Остаточная концентрация ядерного топлива в выгружаемых на АТЭЦ тепловыделяющих элементах становится недостаточной для выработки пара высоких давлений, но этот остаточный энергетический потенциал вполне пригоден для реализации в АСТ для нагрева сетевой воды.

В районах Кавказа, Сибири и Дальнего Востока успешно используют геотермальные воды для теплоснабжения населенных

мест и парникового хозяйства. Эксплуатация, например, только одной скважины, от которой тепло поступает в несколько кварталов г. Тбилиси с населением 5 тыс. человек, позволила сэкономить в 1976 г. 64,8 млн. м^3 природного газа, 9 млн. кВт·ч электроэнергии и 3 млн. м^3 питьевой воды. С 1967 г. успешно работает на дешевой энергии подземных источников Камчатки Паужетская геотермальная электростанция. На опытно-промышленных геотермальных электрических станциях (ГеоТЭС) используется вода гейзеров с температурой от 40 до 200°С и выше. Вода преобразуется в пароводяную смесь или пар с перегревом до 200°С. По подсчетам специалистов выработка энергии на ГеоТЭС обходится в 2—3 раза дешевле энергии, вырабатываемой на ТЭЦ, работающей на ископаемом топливе.

Глубинные источники тепла открыты во многих местах страны, запасы этой энергии огромны. Только Авачинский вулкан хранит в своих недрах такое количество энергии, которой хватит для работы электростанции мощностью 1 млн. кВт на 100 лет и более. В настоящее время разрабатываются проекты ГеоТЭС на освоение геотермального тепла с глубины 6000 м, способного обеспечить перегрев пара до 500°С. Освоение тепла недр Земли не представляет никакой угрозы окружающей среде, поэтому в ближайшем будущем геотермальные источники займут ведущее место среди традиционных источников теплоснабжения.

Другим перспективным естественным источником тепла является лучистая энергия Солнца. Потенциальные мировые энергетические ресурсы солнечного излучения вследствие его постоянной возобновляемости безграничны. По оценке специалистов годовые запасы возобновляемой энергии солнечного излучения составляют около 52% от всех используемых возобновляемых и невозобновляемых источников энергии. Экспериментальные гелиоустановки на юге Средней Азии и в других районах страны показали возможность применения лучистой энергии Солнца для теплоснабжения коммунально-бытовых потребителей и промышленных предприятий. Особенно заметны преимущества гелиоустановок в летний период, когда в многочисленных санаториях, домах отдыха, пионерских и спортивных лагерях на горячее водоснабжение расходуется огромное количество топлива, сжигаемого в мелких временных котельных. Использование для этих и других целей солнечной энергии поможет ослабить напряженность топливно-энергетического баланса страны за счет уменьшения в нем доли органических топлив. Советские специалисты доказали принципиальную возможность получения за счет солнечной энергии высокопотенциального пара (с давлением до 7 МПа и температурой до 450°С) для выработки электрической энергии в турбогенераторах большой мощности. Но промышленное освоение солнечной энергии сдерживается рядом эксплуатационных трудностей. Одна из них состоит в сложности обеспечения автоматического изменения углов наклона отражателей, сфокусированных на паровые котлы, или лучевоспринимающих панелей в различные периоды

солнцестояния. Большие затруднения вызывает проблема аккумулирования энергии для обеспечения работы электрической станции в ночное время и в пасмурные дни.

В районах страны с дорогим привозным топливом, где сооружение котельных нецелесообразно, допускается электрическое теплоснабжение зданий. Электрическое отопление и горячее водоснабжение отвечает основным тенденциям современного технического прогресса, так как позволяет осуществить идею единого энергетического ввода в здание, при котором с наибольшей точностью может быть достигнуто автоматическое регулирование заданных режимов потребления энергии. Однако повсеместное применение электрического обогрева помещений неэкономично ввиду перерасхода топлива на выработку электроэнергии. По данным ВТИ, расход топлива при электрическом отоплении в 2,4 раза больше, чем при централизованном теплоснабжении от районных котельных, и в 5 раз больше, чем при теплофикации. Вместе с тем актуальность электрического теплоснабжения остается ввиду больших ее преимуществ в упорядочении электрического баланса в часы «провалов» электрической нагрузки. Включение электрической системы теплоснабжения в часы минимального потребления электрической энергии (в ночное время и некоторые периоды светлого времени суток) представляет важнейшее мероприятие для выравнивания загрузки электрического оборудования станций.

Ведущие отрасли промышленности, такие, как металлургическая, химическая, нефтеперерабатывающая и другие, отличаются большой энергоемкостью технологических процессов и выходом значительных количеств вторичных энергоресурсов (ВЭР). ВЭР содержат тепло в виде отходящих газов печей и установок, в горячей воде и паре после использования в силовых и технологических агрегатах, в самой технологической продукции. Значительная часть этого тепла безвозвратно теряется и нередко пагубно воздействует на окружающую среду. Между тем это тепло может быть использовано для отопления помещений, в технологических процессах, для выработки электроэнергии. Например, на крупнейшем в стране Магнитогорском металлургическом комбинате им. В. И. Ленина до 40% потребности тепла удовлетворяется за счет вторичного использования собственных энергоресурсов.

За счет утилизации ВЭР в 1970 г. было сэкономлено 12 млн. т условного топлива, а в 1975 г.— 20 млн. т. Насколько это велико, можно судить по таким цифрам: в 1977 г. в пересчете на условное топливо было добыто торфа 14 млн. т, сланца — 11,4 млн. т, заготовлено дров 24,6 млн. т. Необходимо иметь в виду, что при вторичном использовании энергоресурсов не требуются дополнительные вложения в топливодобывающую промышленность. Выработка тепла в утилизационных установках по сравнению с его выработкой на ТЭЦ обходится в 2 раза дешевле, так как отпадают затраты на сооружение котельных и транспортных средств для доставки и сжигания эквивалентных количеств топлива.

Особенно велика эффективность использования ВЭР в тепловых насосных установках, которые представляют собой устройства для переноса тепла от среды с низкой температурой к среде с высокой температурой с затратой некоторого количества механической энергии. Тепловые насосные установки широко распространены в местных системах отопления и вентиляции.

§ XI.2. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ТЭЦ

Тепловые схемы теплоэлектроцентралей зависят от типа установленного теплофикационного оборудования и турбин. Небольшое число (около 20%) ныне действующих ТЭЦ, построенных до

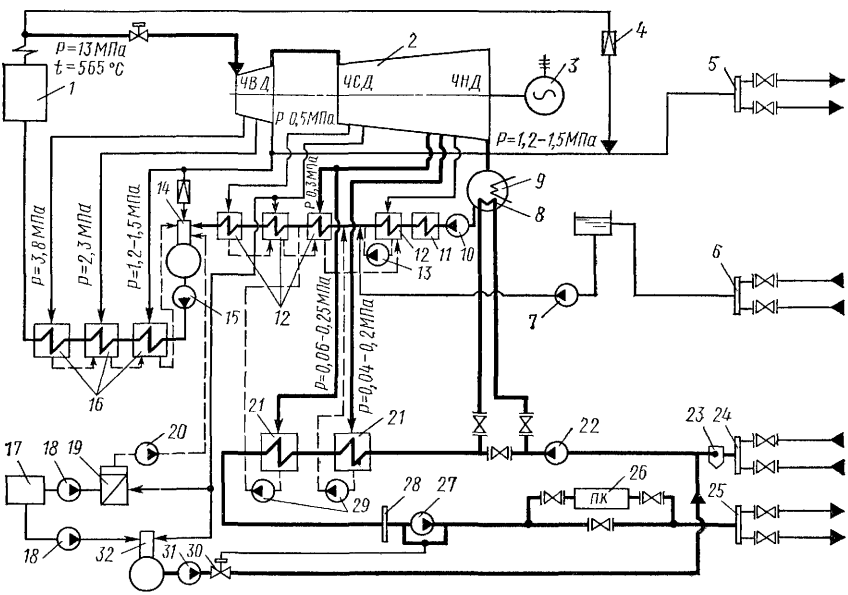


Рис. XI.1. Принципиальная тепловая схема ТЭЦ с теплофикационной турбиной ПТ-135/165-130/15 Уральского турбомоторного завода:

1 — котел; *2* — турбина; *3* — электрогенератор; *4* — редукционно-охладительная установка; *5* — паровой коллектор; *6* — конденсатный коллектор; *7* — конденсатный насос; *8* — встроенный пучок; *9* — конденсатор; *10* — конденсатный насос; *11* — эжекторный подогреватель; *12* — регенеративные подогреватели низкого давления; *13* — конденсатный насос регенеративных подогревателей; *14* — станционный деаэратор; *15* — питательный насос; *16* — регенеративные подогреватели высокого давления; *17* — химводоочистка; *18* — насос химводоочистки; *19* — испаритель; *20* — подпиточный насос станции; *21* — теплофикационный подогреватель нижней и верхней ступени, *22* — бустерный насос; *23* — фильтр-грязевик; *24* — обратный водяной коллектор; *25* — подающий водяной коллектор; *26* — пиковый водогрейный котел; *27* — сетевой насос; *28* — промежуточный коллектор; *29* — конденсатный насос теплофикационного подогревателя; *30* — регулятор подпитки; *31* — подпиточный насос; *32* — деаэратор подпиточный сетевой воды

1957 г., оборудованы турбинами сравнительно небольшой мощности (до 25 МВт) с начальным давлением пара до 6 МПа. Новые ТЭЦ имеют турбины большой единичной мощности (от 50 до 250 МВт), работающие на высоких и закритических параметрах

пара. В схеме ТЭЦ (рис. XI.1) теплофикационная турбина номинальной мощностью 135 МВт и начальными параметрами пара 13 МПа и 565° С имеет несколько отборов пара. Нерегулируемые отборы с давлением пара от 0,06 до 3,8 МПа используются для регенеративного подогрева питательной воды котлов. Регулируемый промышленный отбор с давлением 1,2—1,5 МПа предназначен для отпуска пара на технологические нужды предприятий, часть этого пара идет на деаэрацию и регенерацию питательной воды. Расход пара на технологию резервируется подачей острого пара через редукционно-охладительную установку *4*. Нижний регулируемый теплофикационный отбор пара с давлением до 0,2 МПа обеспечивает подогрев сетевой воды в нижней ступени подогревателя от 65 до 110°С. В верхней ступени подогревателя за счет верхнего регулируемого теплофикационного отбора пара с давлением до 0,25 МПа сетевая вода догревается до 118—120°С. Из подогревателя сетевая вода поступает в распределительный коллектор *25* и далее в тепловые сети к потребителям. Когда нагрев сетевой воды становится недостаточным, она дополнительно подогревается в пиковом котле *26*.

В старых ТЭЦ вместо пиковых водогрейных котлов применялись и еще применяются пиковые теплофикационные подогреватели. Замена пиковых подогревателей водогрейными котлами возникла из-за необходимости уменьшить малоэффективный расход пара высоких давлений. Пиковые теплофикационные подогреватели включаются в работу на непродолжительное время, и чтобы обеспечить эту кратковременную потребность пара, необходимо было устанавливать котлы с большим запасом паропроизводительности, который длительное время не использовался. С повышением начальных параметров пара на ТЭЦ его применение в пиковых подогревателях становится неэкономичным ввиду непроизводительного редуцирования и охлаждения острого пара перед пиковыми подогревателями.

Подогрев сетевой воды в теплофикационном пучке *8* конденсатора обеспечивает наиболее полное использование теплосодержания отработавшего пара низкого давления. Теплофикационный пучок используется также для подогрева сырой холодной воды, поступающей на химводоочистку и затем на подпитку тепловых сетей. Для подогрева холодной воды до 30—35°С пригоден пар с давлением не ниже 0,005 МПа, которое обеспечивается при всех режимах нагрузки турбин. Для подогрева сетевой воды, имеющей в различные периоды температуру 40—70°С, требуются повышенные давления пара в конденсаторе. Наибольшие давления в конденсаторе устанавливаются главным образом в зимний период, когда турбина развивает полную электрическую мощность на базе теплофикационных отборов пара. В связи с этим подогрев сетевой воды в теплофикационном пучке выгоднее производить в холодное время года, в остальное время — использовать теплофикационный пучок для подогрева холодной воды. Если теплофикационный пучок постоянно используется для подогрева сетевой

воды, давление пара в конденсаторе должно поддерживаться от 0,012 до 0,045 МПа.

Циркуляция воды в сетях и подогревателях производится сетевыми *27* и бустерными (вспомогательными) *22* насосами. Бустерные насосы предназначены для регулирования режимов циркуляции, создаваемых сетевыми насосами. Перед насосами устанавливается грязевик *23*, предназначенный для отделения взве-

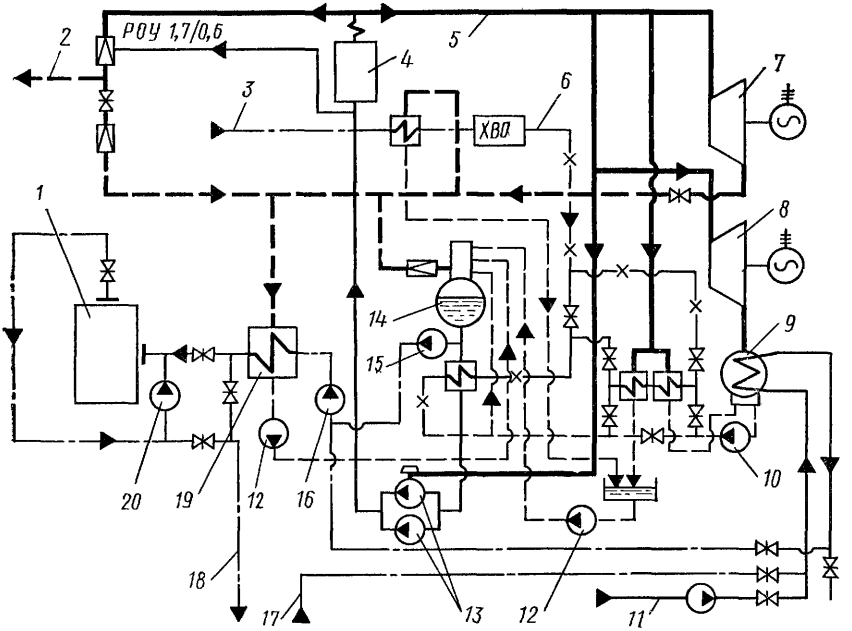


Рис. XI 2. Принципиальная тепловая схема коммунальной ТЭЦ:

1 — пиковый водогрейный котел ТВГМ-30; *2* — паропровод на технологические нужды; *3* — сырая вода; *4* — паровой котел; *5* — трубопровод острого пара; *6* — химически очищенная вода; *7* — турбина, переведенная на противодавление, *8* — турбина, переведенная на ухудшенный вакуум; *9* — конденсатор; *10* — конденсатный насос; *11* — вода из насосной станции; *12* — конденсатный насос; *13* — питательный насос; *14* — деаэратор; *15* — подпиточный насос; *16* — сетевой насос; *17* — обратный водяной трубопровод; *18* — подающий водяной трубопровод; *19* — основной теплофикационный подогреватель; *20* — циркуляционный насос

шенных частиц, выносимых водой из сети. Утечка воды в сетях и водоразбор на горячее водоснабжение восполняется подпиткой из деаэратора *32*. Работа подпиточного насоса *31* регулируется автоматически регулятором подпитки *30*. Для подпитки используется вода, прошедшая химическую обработку *17* и деаэрацию.

На рис. XI.2 приведена схема коммунальной ТЭЦ с котлами и турбинами на начальные параметры пара 1,7 МПа и 375°С. На станции применен трехступенчатый подогрев сетевой воды: теплофикационный пучок в конденсаторе *9*, основной подогреватель *19* и пиковый котел *1*. В конденсаторе турбины с ухудшен-

ным вакуумом сетевая вода подогревается до 60—70°С; в основном подогревателе вода подогревается до 80—110°С паром из отборов турбины с противодавлением. Окончательный догрев сетевой воды в соответствии с температурным графиком регулирования происходит в водогрейном котле.

§ XI.3. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ КОТЕЛЬНЫХ И УТИЛИЗАЦИОННЫХ УСТАНОВОК

Отопительные и производственно-отопительные котельные могут быть водогрейными и паровыми. Для водогрейных котлов характерна повышенная коррозия, закипание воды и гидравлические удары. Вызываются они недостаточной скоростью воды в поверхностях нагрева вследствие ограниченной скорости циркуляции в тепловых сетях. Пониженная скорость воды в поверхностях нагрева котлов способствует ее вскипанию. Образование пузырей пара в котле и последующая его конденсация в потоке воды сопровождается гидравлическими ударами, распространяющимися в тепловые сети и абонентские вводы.

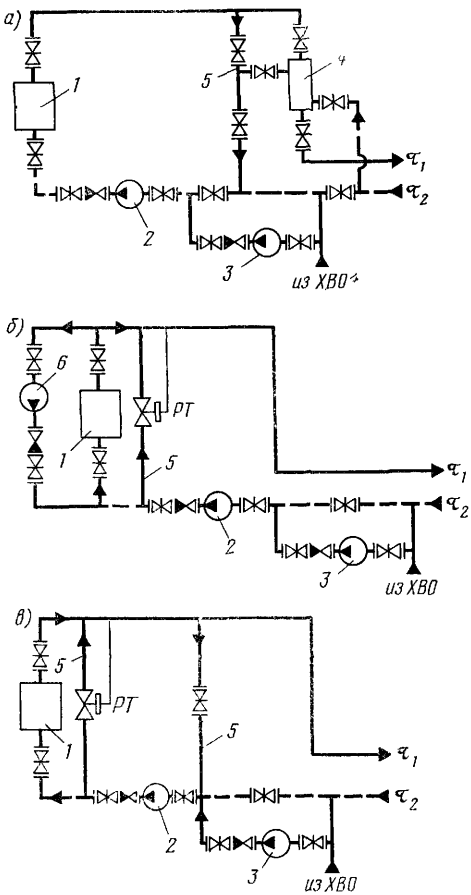


Рис. XI 3 Схемы подогрева сетевой воды в водогрейных котельных:

1 — котел; *2* — сетевой насос; *3* — подпиточный насос; *4* — теплообменник; *5* — перемычка; *6* — рециркуляционный насос; *ХВО* — химводоочистка

В теплое время отопительного периода обратная сетевая вода имеет температуру 30—40°С, при которой возникает наружная коррозия хвостовых поверхностей нагрева. Для предотвращения коррозии температура сетевой воды на входе в котел должна быть не ниже 60 и 70°С при работе соответственно на газовом и мазутном топливе. Поэтому в этот период обратная сетевая вода на входе в котел должна предварительно подогреваться.

Предварительный подогрев и увеличение скорости циркуляции сетевой воды в котле производится различными способами (рис. XI.3). По схеме рис. XI.3, *а* необходимая температура воды на входе в котел и скорость

циркуляции ее в котле регулируется подогревом части обратной воды в подогревателе *4* и перепуском части прямой воды из подающей линии по перемычке *5*. Недостатком такой схемы является продолжительный простой подогревателя в холодный период отопительного сезона, когда температура обратной сетевой воды превышает 60°С. В это же время отпадает и надобность перепуска воды для подогрева обратной, при котором уменьшается скорость циркуляции воды в котле.

По схеме рис. XI.3, *б* температура обратной сетевой воды перед котлом и достаточная скорость ее в поверхностях нагрева поддерживается рециркуляционным насосом. Расчетная температура воды после котла регулируется перепуском части обратной воды по перемычке *5* регулятором температуры. Такая схема наиболее экономична, если для рециркуляции используются низконапорные насосы, на привод которых затрачивается небольшое количество электроэнергии.

По схеме рис. XI.3, *в* необходимая температура воды перед котлом и скорость циркуляции в поверхностях нагрева обеспечиваются перепуском прямой воды из подающего трубопровода в обратный трубопровод на всасывание сетевого насоса. Температура воды в подающем трубопроводе регулируется подмешиванием обратной воды по перемычке с регулятором температуры. Схемы *а* и *в* отличаются завышенной производительностью сетевых насосов.

Отсутствие пара в водогрейных котельных требует преимущественного применения вакуумной деаэрации подпиточной воды. Использование атмосферных деаэраторов, обогреваемых паром, получаемым испарением сетевой воды, нецелесообразно, так как для получения пара на продолжении всего отопительного сезона необходимо поддерживать температуру сетевой воды в подающем трубопроводе не ниже 100°С. Такое решение при центральном качественном регулировании неосуществимо, а при открытом водоразборе в летний период недопустимо, так как температура сетевой воды в подающем трубопроводе не превышает 65°С.

Районные котельные с паровыми котлами для отопительных целей используются иногда при отсутствии равных по теплопроизводительности водогрейных котлов. Сетевая вода в таких котельных нагревается в теплообменниках поверхностного типа, встроенных в паровой контур котла или с выносными подогревателями.

Нагрев сетевой воды непосредственно в водогрейных котлах является прогрессивным направлением в развитии теплоснабжения. Стоимость сооружения водогрейных котельных намного дешевле паровых котельных одинаковой тепловой мощности. В этом отношении наиболее перспективны котлы с контактным нагревом. В контактных котлах капельный поток нагреваемой воды непосредственно контактирует с продуктами сгорания. Нагрев сопровождается деаэрацией и декарбонизацией воды, что уменьшает затраты на химическую подготовку подпиточной воды. Контактный нагрев воды создает глубокое охлаждение дымовых газов, что

позволяет применять для их вытяжки обычные вентиляторы вместо дорогостоящих дымососов.

Схемы утилизации тепла вторичных энергоресурсов могут быть самыми различными. На рис. XI.4 приведен один из вариантов использования тепла охлаждающей воды для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения производственных помещений. Вода, циркулируемая в замкнутом контуре охлаждающей рубашки печи, может нагреваться до 100°С и более. Эффективность использования этого тепла зависит от местной системы теплоснабжения и соотношения сезонных и круглогодовых тепловых нагрузок. В данном примере открытые системы теплоснабжения с большим непосредственным водоразбором на горячее водоснабжение более целесообразны, так как высокий расход подпиточной воды с низкой температурой обеспечивает лучшее охлаждение печной рубашки.

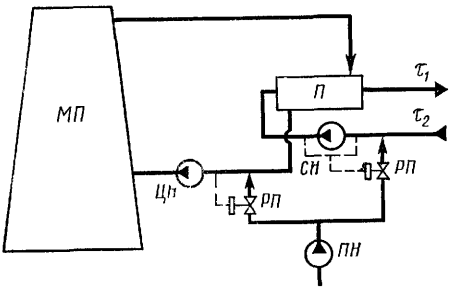


Рис. XI.4. Принципиальная схема использования охлаждающей воды металлургических печей:

МП — металлургическая печь; *П* — подогреватель; *СН, ЦН, ПН* — сетевой, циркуляционный и подпиточный насосы; *РП* — регулятор подпитки

§ XI.4. ОБОРУДОВАНИЕ ТЕПЛОПРИГОТОВИТЕЛЬНЫХ СТАНЦИЙ

Оборудование теплоприготовительных станций можно условно разделить на основное и вспомогательное.

К основному оборудованию ТЭЦ и отопительно-производственных котельных относятся турбины и котлы.

ТЭЦ классифицируются по роду преобладающей тепловой нагрузки на отопительные, промышленно-отопительные и промышленные. На них устанавливаются соответственно турбины типа Т, ПТ, Р.

В нашей стране на разных этапах развития энергетики турбины изготовляли металлический завод им. XXII съезда КПСС (ЛМЗ), Невский и Кировский заводы в Ленинграде, Калужский турбинный, Брянский машиностроительный и Харьковский турбогенераторный заводы. В настоящее время крупные теплофикационные турбины выпускает Уральский турбомоторный завод им. К. Е. Ворошилова (УТМЗ). Первая отечественная турбина мощностью 12 МВт была создана в 1931 г. С 1935 г. все ТЭЦ сооружались на параметры пара у турбин 2,9 МПа и 400°С, а импорт теплофикационных турбин был практически прекращен.

Начиная с 1950 г. советская энергетика вступила в полосу интенсивного роста эффективности работы энергоснабжающих установок, продолжался в связи с увеличением тепловых нагрузок

процесс укрупнения их основного оборудования и мощностей. В 1953—1954 гг. в связи с ростом нефтедобычи в Приуралье началось сооружение ряда нефтеперегонных заводов большой производительности, для которых потребовались ТЭЦ мощностью 200—300 МВт. Для них были созданы двухотборные турбины мощностью 50 МВт (в 1956 г. на давление 9,0 МПа на Ленинградском металлическом заводе и в 1957 г. на УТМЗ на давление 13,0 МПа). Только за 10 лет (1950—1960) было установлено более 500 турбин с давлением 9,0 МПа суммарной мощностью около $9 \cdot 10^3$ МВт. Единичная мощность ТЭЦ ряда электрических систем возросла до 125—150 МВт.

По мере роста технологической тепловой нагрузки нефтеперегонных заводов, а также с началом строительства химкомбинатов для производства удобрений, пластмасс и искусственного волокна, имевших потребность в паре до 600—800 т/ч, возникла необходимость в возобновлении производства противодавленческих турбин. Выпуск таких турбин на давление 13,0 МПа мощностью 50 МВт был начат на ЛМЗ в 1962 г.

Развитие жилищного строительства в крупных городах создало базу для сооружения значительного числа отопительных ТЭЦ мощностью 300—400 МВт и более. Для этой цели был начат выпуск на УТМЗ турбин Т-50-130 мощностью 50 МВт в 1960 г., а в 1962 г. турбин Т-100-130 мощностью 100 МВт. Принципиальным отличием этих типов турбин является применение в них двухступенчатого подогрева сетевой воды за счет нижнего отбора пара с давлением 0,05—0,2 МПа и верхнего 0,06—0,25 МПа. Эти турбины могут быть переведены на режим с противодавлением (ухудшенным вакуумом) с конденсацией выхлопного пара в специальной поверхности сетевого пучка, расположенного в конденсаторе, для подогрева воды. На некоторых ТЭЦ конденсаторы турбин с ухудшенным вакуумом целиком используются в качестве основных подогревателей.

Единичная мощность отопительных ТЭЦ к 1970 г. достигла 650 МВт (ТЭЦ № 20 Мосэнерго), а промышленно-отопительных — 400 МВт (Тольяттинская ТЭЦ). Суммарный отпуск пара на таких станциях составляет около 60% всего отпущенного тепла и на отдельных ТЭЦ превышает 1000 т/ч.

Новой ступенью развития теплофикационного турбостроения является разработка и создание еще более крупных турбин, обеспечивающих дальнейшее повышение экономичности ТЭЦ и снижения затрат на их сооружение. Турбина Т-250, способная обеспечить теплом и электроэнергией город с населением 350 тыс. человек, запроектирована на закритические параметры пара 24,0 МПа, 560°С с промежуточным перегревом пара при давлении 4,0/3,6 МПа до температуры 565°С. Турбина ПТ-135 на давление 13,0 МПа имеет два отопительных отбора с независимым регулированием давлений в пределах 0,04—0,2 МПа в нижнем отборе и 0,05—0,25 МПа в верхнем. В этой турбине предусмотрен также промышленный отбор с давлением $1{,}5 \pm 0{,}3$ МПа (см.

рис. XI.1). Турбина с противодавлением Р-100 предназначена для использования на ТЭЦ со значительным потреблением технологического пара. От каждой турбины может быть отпущено примерно 650 т/ч пара давлением 1,2—1,5 МПа с возможностью его увеличения на выхлопе до 2,1 МПа. Для снабжения потребителей может быть использован также пар из дополнительного нерегулируемого отбора турбины давлением 3,0—3,5 МПа. Турбина Т-170 на давление пара 13,0 МПа и температуру 565°С без промежуточного перегрева как по электрической мощности, так и по количеству отбираемого пара занимает промежуточное место между турбинами Т-100 и Т-250. Эту турбину целесообразно устанавливать на средних по мощности городских ТЭЦ со значительной коммунально-бытовой нагрузкой.

Единичная мощность ТЭЦ продолжает расти. В настоящее время уже эксплуатируются, строятся и проектируются ТЭЦ электрической мощностью более 1,5 млн. кВт. Крупные городские и промышленные ТЭЦ потребуют разработки и создания еще более мощных агрегатов. Уже начаты работы по определению профиля теплофикационных турбин единичной мощностью 400—450 МВт.

Параллельно с развитием турбостроения создавались более мощные котельные агрегаты. В 1931—1945 гг. широкое применение в энергетике получили прямоточные котлы отечественной конструкции, вырабатывающие пар с давлением 3,5 МПа и температурой 430°С.

В настоящее время для установки на ТЭЦ с турбинами мощностью до 50 МВт с параметрами пара 9 МПа и 500—535°С выпускаются котлоагрегаты производительностью 120, 160 и 220 т/ч с камерным сжиганием твердых топлив, а также мазута и газа. Конструкции этих котлоагрегатов разрабатывались с 50-х годов практически всеми основными котельными заводами страны — Таганрогским, Подольским и Барнаульским. Общим для таких котлов является П-образная компоновка, использование естественной циркуляции, прямоугольная открытая топочная камера и стальной трубчатый воздухоподогреватель.

В 1955—1965 гг. наряду с освоением на ТЭЦ установок с параметрами 10 МПа и 540°С создавались более крупные турбины и котлоагрегаты на параметры 14 МПа и 570°С. Из них наибольшее распространение получили турбины мощностью 50 и 100 МВт с котлоагрегатами Таганрогского котельного завода (ТКЗ) производительностью 420 т/ч типов ТП-80 — ТП-86 для твердого топлива и ТГМ-84 — для газа и мазута. Наиболее мощным агрегатом этого завода, используемым на ТЭЦ докритических параметров, является агрегат типа ТГМ-96 с топочной камерой для сжигания газа и мазута производительностью 480—500 т/ч.

Современная блочная компоновка котел-турбина (Т-250) на сверхкритические параметры пара с промежуточным перегревом потребовала создания прямоточного котлоагрегата паропроизводительностью около 1000 т/ч.

Для снижения стоимости сооружения ТЭЦ советскими учеными М. А. Стыриковичем и И. К. Стаселявичусом впервые в мире (1956) была предложена схема отопительной теплоэлектроцентрали с использованием новых водогрейных котлов теплопроизводительностью до 210 МВт. Была доказана целесообразность подогрева сетевой воды на ТЭЦ в пиковой части графика специальными пиковыми водогрейными котлоагрегатами, отказавшись от использования для этих целей более дорогих паровых энергетических котлоагрегатов. Исследования ВТИ им. Ф. Э. Дзержинского завершились разработкой и производством ряда типоразмеров унифицированных башенных газомазутных водогрейных котлоагрегатов единичной теплопроизводительностью 58, 116 и 210 МВт. Позднее были разработаны котлоагрегаты меньших производительностей. Только за 5 лет (1969—1974) было сдано в эксплуатацию 2370 прямоточных водогрейных котельных агрегатов.

В отличие от котлоагрегатов башенного типа (ПТВМ) котлоагрегаты серии КВГМ запроектированы для работы с искусственной тягой. Такие котлы теплопроизводительностью 58 и 116 МВт имеют П-образную компоновку и предназначены для работы в основном режиме.

Рентабельность паротурбинных ТЭЦ для европейской части СССР достигается при минимальной тепловой нагрузке 350—580 МВт. Поэтому наряду со строительством ТЭЦ в больших масштабах осуществляется строительство промышленных и отопительных котельных установок, оборудованных современными водогрейными и паровыми котлами. Районные тепловые станции с котлами типа ПТВМ, КВГМ используют при нагрузках 35—350 МВт, а паровые котельные с котлами типа ДКВР и другие — при нагрузках 3,5—47 МВт. Небольшие поселки и сельскохозяйственные объекты, жилые районы отдельных городов отапливаются небольшими котельными с чугунными и стальными котлами производительностью до 1,1 МВт.

Перечень вспомогательного оборудования теплоприготовительных станций зависит от системы теплоснабжения. В водяных системах оборудование станции состоит из паро- и водоводяных теплообменников, водоподготовки и различных насосов. При паровых системах теплоснабжения тепловая станция оборудуется пароводяными подогревателями, паропреобразователями или испарителями, РОУ, конденсатными баками, насосами и другим оборудованием.

Подогреватели классифицируются по следующим признакам: а) по способу передачи тепла — на поверхностные и смесительные; б) по греющему теплоносителю — на паровые и водяные; в) по конструкции поверхностей нагрева — с прямыми и гнутыми трубками; г) по расположению — на горизонтальные и вертикальные; д) по исполнению корпуса — на однокорпусные и многокорпусные; е) по количеству ходов — на одноходовые и многоходовые. В поверхностных подогревателях теплообмен между греющим и нагреваемым теплоносителем происходит через разделительную

поверхность, в смесительных — непосредственным контактом или перемешиванием теплоносителей.

Пароводяные подогреватели применяют на ТЭЦ и в районных паровых котельных для нагрева сетевой воды, а также регенеративного подогрева питательной воды котлов ТЭЦ. В качестве теплофикационных подогревателей наибольшее распространение получили трубчатые однокорпусные теплообменники (рис. XI.5). Поверхность нагрева подогревателей образована пучком латунных или стальных трубок малого диаметра, развальцованных в трубных решетках. В теплофикационных подогревателях применяют латунные трубки, которые лучше противостоят коррозии. Однако при высокой щелочности сетевой воды должны применять подогреватели со стальными трубками, поскольку щелочь разрушает латунь. Латунные трубки имеют наружный диаметр 14, 16, 19, 25 мм с толщиной стенки 0,75—1,5 мм; диаметр стальных трубок от 16 до 30 мм и толщина 1,5—2,5 мм. Латунные трубки с толщиной стенки 1,5 мм и стальные трубки применяют в подогревателях высокого давления. Коэффициент теплопередачи через стенку зависит в основном от меньшего значения коэффициента теплоотдачи теплоносителя. Теплоотдача пара при всех скоростях достаточно высока и всегда значительно больше теплоотдачи воды. Поскольку площадь сечения трубок в подогревателе всегда меньше площади сечения межтрубного пространства, то для повышения эффективности теплообмена целесообразно воду пропускать в трубках. Экономически выгодные значения коэффициентов теплопередачи теплообменника достигаются при скорости воды 1—2,5 м/с. Для получения таких высоких скоростей воды трубные пучки с помощью перегородок в передних и задних камерах разделяются на 2, 4, 6, 8 ходов.

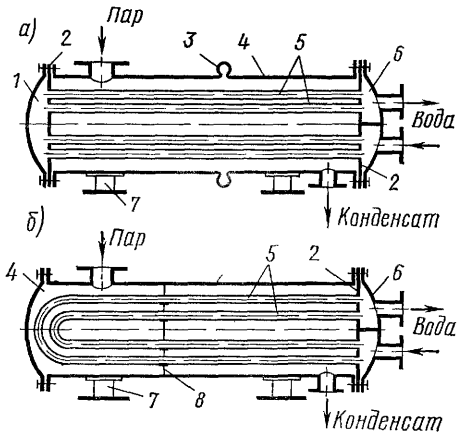


Рис XI 5 Схема горизонтального двухходового подогревателя

а — с прямыми трубками, *б* — с гнутыми трубками, *1* — задняя камера, *2* — трубная доска, *3* — линзовый компенсатор, *4* — корпус; *5* — трубки, *6* — передняя камера с перегородкой, *7* — опора, *8* — опорная решетка

Подогреватели с прямыми трубками, жестко защемленными в неподвижных трубных решетках, выпускают с линзовыми компенсаторами. Линзы, компенсирующие разность температурных удлинений корпуса и трубок, устраняют возможный разрыв трубок. В подогревателях с прямыми трубками и подвижной задней трубной решеткой, а также в многоходовых подогревателях с гнутыми трубками линзовые компенсаторы не применяют ввиду независимой деформации корпуса и трубок.

Прямые трубки для чистки от накипи удобнее гнутых, поэтому подогреватели с гнутыми трубками применяют для нагрева сетевой воды, исключающей выпадение солей, и для регенеративного подогрева питательной воды котлов на ТЭЦ (см. рис. XI.1). В качестве регенеративных подогревателей используют подогреватели со стальными трубками, поскольку коррозионная активность питательной воды, состоящей из чистого конденсата, мала. Коэффициент теплопередачи теплофикационных пароводяных подогревателей не превышает 4100 Вт/м²·°С. Все по-

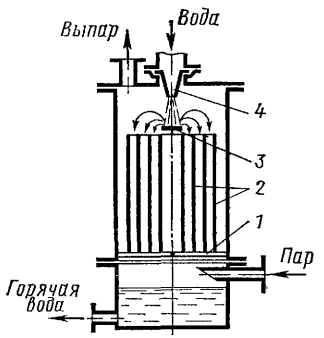


Рис. XI.6 Схема пленочного подогревателя проф. С. Ф. Копьева:
1 — опорная крестовина; *2* — концентрические поверхности; *3* — розетка; *4* — сопло

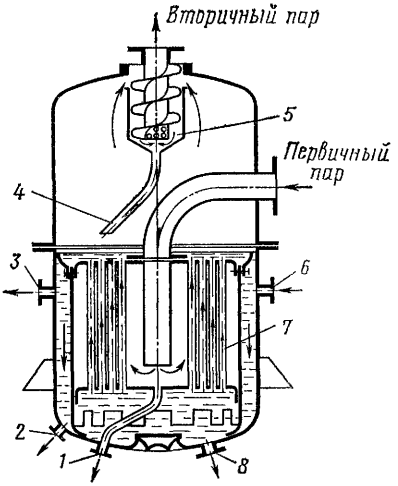


Рис. XI.7. Вертикальный испаритель (паропреобразователь):
1 — отвод конденсата греющего пара; *2* — периодическая продувка; *3* — непрерывная продувка; *4* — сток влаги; *5* — спиральный сепаратор; *6* — ввод воды; *7* — трубный пучок. *8* — дренаж

верхностные подогреватели выпускают на определенные допустимые давления по трубному и межтрубному пространствам.

Водоводяные поверхностные подогреватели применяют для подогрева воды отходами тепла на станции перед химической обработкой, охлаждения выпара, деаэрированной воды, конденсата греющего пара подогревателей и других целей ТЭЦ или районной котельной. Их конструкции подобны пароводяным.

Смешивающие подогреватели бывают различных типов: капельные, пленочные, барботажные, пароструйные. Теплообмен в них происходит при непосредственном контакте или смешении греющего и нагреваемого теплоносителей, чем объясняется высокий коэффициент теплопередачи (до 23 000 Вт/м²·°С). Однако возможное загрязнение одного теплоносителя другим ограничивает область их распространения. В системе теплоснабжения смешивающие подогреватели применяют для деаэрации, подогрева и термохимической обработки воды.

В районных котельных широко распространен пленочный подо-

греватель проф. С. Ф. Копьева (рис. XI.6). В подогревателе создается водяная пленка, которая, стекая по концентрическим насадкам, быстро нагревается в восходящем потоке конденсирующегося водяного пара. Пленка образуется в результате разбрызгивания на плоскости розетки струи воды, вытекающей из сопла со скоростью не менее 5 м/с. Нагрев воды практически возможен до температуры кипения. Интенсивность нагрева совершенно не зависит от чистоты поверхностей. Конструкция позволяет применять различные поверхности нагрева при тех же габаритах аппарата. Непрерывная дегазация воды и удаление выпара вызывают разложение солей временной жесткости, вследствие чего в этом подогревателе процессы нагрева, дегазации и умягчения воды совмещаются. Из других типов смесительных подогревателей часто используют капельные подогреватели (в деаэраторах).

Испарители и паропреобразователи представляют собой поверхностные теплообменники вертикального или горизонтального типа. Испаритель по конструкции не отличается от паропреобразователя, их различие состоит лишь в назначении.

Схема испарителя приведена на рис. XI.7. Поверхность нагрева в испарителе погружена под уровень испаряемой воды. Первичный пар подводится в межтрубное пространство пучка; образующийся первичный конденсат отводится через донную трубную решетку. Нагреваемая вода поступает в нескольких точках периметра в верхней части кольцевого пространства между корпусом и трубным пучком. Естественная циркуляция создается за счет разности нагрева воды в кольцевом пространстве и трубках. При подъеме воды в трубках образуется пароводяная эмульсия. Отделение влаги из вторичного пара происходит в центробежном сепараторе, низ которого имеет решетку для первичной сепарации пара. Вывод избыточных солей организуется непрерывной продувкой, отвод шлама — периодической продувкой. Количество продувки определяется солесодержанием питательной воды.

Вторичный пар испарителей конденсируется в последующих корпусах испарителей или регенераторах, конденсат вторичного пара используется для восполнения потерь питательной воды котлов на ТЭЦ. Вторичный пар паропреобразователей направляется на теплоснабжение. Таким образом, и испаритель и паропреобразователь предназначены для сохранения конденсата греющего пара высокой чистоты на ТЭЦ.

Редукционно-охладительные установки (РОУ) служат для снижения давления и температуры острого пара перед подачей его на технологические нужды и собственные нужды тепловой станции. Это необходимо в случае остановки турбины или недостаточной мощности ее отбора.

Схема РОУ показана на рис. XI.8. Дросселирование острого пара осуществляется регулятором давления *1*. Постоянство заданного давления за РОУ поддерживается автоматически с помощью электронного прибора *4*, подающего сигнал на сервомотор регу-

лятора давления. Для гашения шума за регулятором устанавливается дроссельная решетка. При превышении заданного давления редуцируемого пара с помощью аварийного клапана *3* пар выбрасывается в атмосферу. Острый пар охлаждается

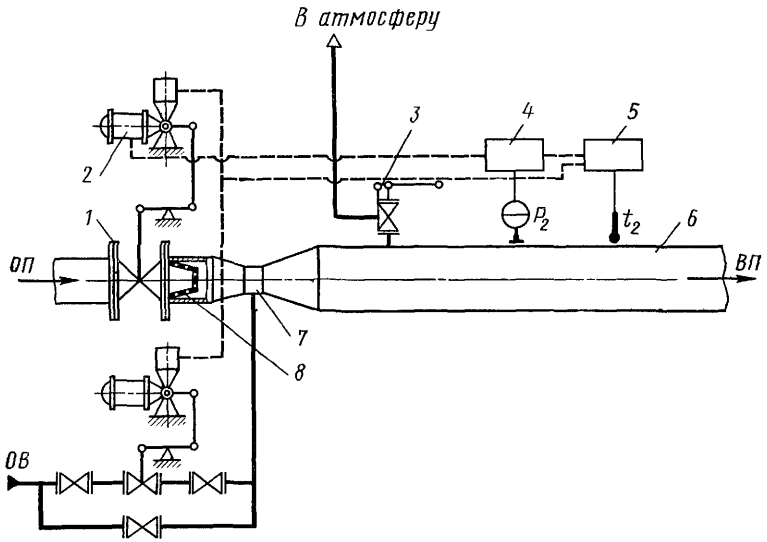


Рис. XI 8. Схема редукционно-охладительной установки:
1 — регулирующий клапан давления; *2* — сервомотор; *3* — аварийный клапан; *4* — электронный регулятор давления; *5* — электронный регулятор температуры; *6* — труба редуцированного пара; *7* — головка с соплами; *8* — дроссельная решетка; *ОП* — острый пар; *ВП* — вторичный пар; *ОВ* — охлаждающая вода

впрыском через сопла охлаждающей воды. Длина трубы редуцированного пара, необходимая для полного испарения воды, должна быть не менее шести диаметров трубы. Заданная температура вторичного пара регулируется с помощью датчика и электронного регулятора температуры. В качестве охлаждающей воды используется питательная вода котлов. Применение водопроводной воды недопустимо из-за возможного накипеобразования в проточной части РОУ и загрязнения вторичного пара.

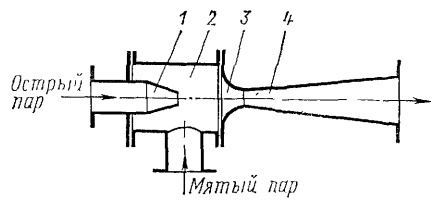


Рис. XI.9. Схема струйного термокомпрессора:
1 — сопло; *2* — приемная камера; *3* — камера смешения; *4* — диффузор

Заводы выпускают РОУ низкого, среднего и высокого давлений, дросселирующие острый пар с начальным давлением соответственно 1,6; 4,0; 10,0—14,0 МПа до 0,12—4,5 МПа. Имеются специальные конструкции быстродействующих установок (БРОУ). Тип РОУ выбирают по расходу и параметрам пара. В про-

мышленных котельных должны устанавливаться две РОУ, одна из которых резервная.

Паровые компрессоры служат для повышения давления пара. Применение паровых компрессоров позволяет уменьшить расход острого пара на теплоснабжение и собственные нужды за счет использования многочисленных низкопотенциальных паровых отходов станции. Повышение давления пара создается в струйных, механических и термохимических компрессорах. Наиболее распространены струйные паровые компрессоры (рис. XI.9). Пар высокого давления поступает в сопло и в приемной камере расширяется до давления мятого пара. В диффузоре высокая скорость смеси пара уменьшается, а давление повышается до требуемого. Конечное давление смеси пара зависит от соотношения сечений входа и выхода в диффузоре.

Механические компрессоры используют в виде турбинных, ротационных и поршневых агрегатов. В теплофикационных целях чаще всего используют на ТЭЦ, где количество отходов тепла значительно больше, чем в районных котельных.

§ XI.5. ВОДОПОДГОТОВКА ДЛЯ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

Потери воды, циркулирующей в тепловых сетях, возникают в результате утечек через неплотности и из-за непосредственного водоразбора. Для подпитки сетей используют водопроводную воду, воду естественных водоемов. Непосредственное использование этой воды, содержащей большое количество взвешенных частиц, растворенных солей и газов, недопустимо.

При нагреве необработанной воды образуются отложения накипи и шлама на поверхностях нагрева подогревателей и в трубопроводах, которые уменьшают сечения прохода, увеличивают гидравлическое сопротивление системы и уменьшают теплопроизводительность установок. Растворенные газы вызывают коррозию оборудования и труб.

Качественная подготовка подпиточной воды уменьшает эксплуатационные затраты и существенно повышает долговечность сетей и оборудования. Качество подпиточной воды оценивается содержанием: а) растворенных солей, создающих щелочность и жесткость воды; б) кислорода и углекиского газа, вызывающих коррозию; в) солей кремниевой кислоты, способствующих выделению шлама.

Общая жесткость воды $Ж_0$ складывается из карбонатной $Ж_к$ и некарбонатной, или постоянной $Ж_п$, жесткостей. Карбонатную жесткость образуют хорошо растворимые бикарбонаты кальция $Ca(HCO_3)_2$ и магния $Mg(HCO_3)_2$. Бикарбонаты неустойчивы и при нагревании выше 70°С разлагаются с выделением нерастворимых осадков карбонатов кальция $CaCO_3$ и гидрата окиси магния $Mg(OH)_2$. Карбонатную жесткость называют временной жесткостью, потому что она разлагается до кипения воды. Некарбонатная или постоянная жесткость обусловлена наличием в воде

хорошо растворимых сульфатов $CaSO_4$ и $MgSO_4$ и хлоридов кальция и магния: $CaCl_2$ и $MgCl_2$. Сульфаты и хлориды до кипения воды не выделяются, их отложения возникают лишь при испарении воды. В тепловой сети циркулирует вода с температурой, меньшей температуры кипения, поэтому для теплоснабжения содержание в воде солей постоянной жесткости не имеет значения. Жесткость оценивается миллиграмм-эквивалентами на один литр воды (мг-экв/л) или на один килограмм *.

Щелочность характеризуется содержанием в воде гидратов окиси (NaOH), карбоната ($NaCO_3$ — кальцинированная сода) и бикарбоната натрия ($NaHCO_3$). Щелочность устраняет коррозионное действие кислорода, но высокая щелочность вызывает вспенивание воды и коррозию латунных трубок подогревателей. Щелочность воды оценивается водородным показателем pH. В результате диссоциации молекул воды образуются катионы H^+ и анионы OH^-, общая концентрация ионов при 22°С равна 10^{-14} г-ион/л. В нейтральной среде концентрация катионов и анионов одинакова и равна 10^{-7} г-ион/л. Условно принято пользоваться вместо величин концентрации ионов их отрицательным логарифмом. Поэтому в кислой среде с преобладанием концентраций катионов $pH<7$, в щелочной с преобладанием концентраций анионов $pH>7$.

Подпиточная вода тепловых сетей не должна содержать шламовыделяющие и накипеобразующие элементы и вызывать коррозию. В открытых системах теплоснабжения, когда сетевая вода разбирается на горячее водоснабжение, вода по цвету и запаху должна соответствовать питьевой воде, т. е. отвечать требованиям санитарного надзора.

Нормы качества воды для подпитки тепловых сетей установлены в зависимости от максимальной температуры подогрева. Например, при температуре более 100°С вода должна отвечать требованиям следующих норм: а) растворенный кислород — не более 0,05 мг/кг; б) взвешенные вещества — не более 5 мг/кг; в) карбонатная жесткость — не более 0,7 мг-экв/кг; г) pH — 6,5—8,5; д) остаточная общая жесткость при использовании воды продувки котлов для подпитки закрытых систем теплоснабжения — не более 0,05 мг-экв/кг; е) условная сульфатно-кальциевая жесткость должна лежать в пределах величин, исключающих выпадение из раствора сернокислого кальция ($CaSO_4$); ж) свободная углекислота должна отсутствовать.

Подготовка подпиточной воды осуществляется методом осветления или умягчения с последующей деаэрацией.

О с в е т л е н и е проводится с целью удаления взвешенных в воде механических примесей. Естественное осаждение взвесей в отстойниках неэкономично из-за их громоздкости и малой производи-

---

* В международной системе единиц (СИ) жесткость воды оценивается миллимолями на один литр воды (ммоль/л).

тельности. Вместо отстойников применяют механические фильтры, в которых вода прокачивается сверху вниз через слой фильтрующего материала. Фильтрующая засыпка изготовляется из мелкозернистого речного или кварцевого песка или мраморной крошки с крупностью зерен 0,5—2 мм. Механическая очистка воды не уменьшает ее жесткости, поэтому применяются различные способы умягчения.

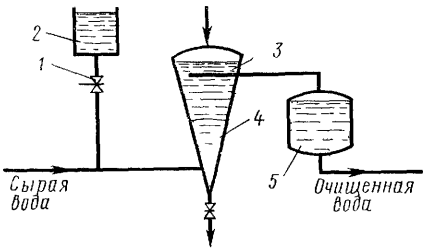


Рис. XI.10. Схема известкования воды:
1 — дозатор; *2* — бак с известковым молоком; *3* — спиректор; *4* — зернистый фильтрующий заполнитель; *5* — кварцевый фильтр

Умягчение производится методом осаждения, катионного обмена или стабилизации жесткости воды.

Осаждение основано на переводе хорошо растворимых солей в нерастворимые с помощью присадок химических реагентов. Наиболее дешевое осаждение солей временной жесткости достигается известкованием (рис. XI.10). Для этого в трубопровод сырой воды дозируется раствор известкового молока (гашеная известь). Химические превращения описываются реакциями:

$$Ca(HCO_3)_2 + Ca(OH)_2 = 2CaCO_3\downarrow + 2H_2O \qquad (XI.1)$$

$$Mg(HCO_3)_2 + 2Ca(OH)_2 = 2CaCO_3\downarrow + Mg(OH)_2 + 2H_2O \qquad (XI.2)$$

Разложение бикарбонатов ускоряется перемешиванием. Поэтому вода подводится в спиректор — конический аппарат с тангенциальным вводом, на половину загруженный речным песком или мраморной крошкой. Восходящий поток воды в спиракторе приобретает вихревое движение, хорошо перемешивающее воду с заполнителем. В результате взвешивания зерен заполнителя происходит равномерная кристаллизация карбоната кальция на всей поверхности частиц. Коническая форма спиректора обеспечивает плавное уменьшение скорости воды и постепенное ее осветление в верхней части аппарата. Отвод умягченной воды производится по перфорированной трубе, размещенной вблизи осветленного зеркала воды.

На зернах осадителя в спиракторе хорошо кристаллизуется лишь углекислый кальций. Частицы песка, обрастая кристаллами карбоната кальция, увеличиваются в объеме в 20—100 раз. Тяжелые частицы оседают на дно аппарата, откуда периодически удаляются. Догрузка чистого песка с размерами частиц 0,3—0,8 мм производится через верх аппарата. Для осаждения кристаллов гидрата окиси магния необходимо пропустить полуумягченную воду в кварцевый фильтр.

Катионирование основано на электролитической диссоциации вещества на ионы: положительные катионы и отрицательные анионы. В процессе катионирования накипеобразующие катионы каль-

ция (Ca^+) и магния (Mg^+) заменяются катионами натрия (Na^+), водорода (H^+) или аммония (NH_4^+), соли которых хорошо растворимы или летучи, а катионы кальция и магния абсорбируются (остаются) на зернах катионитного заполнителя фильтров. В качестве катионитового материала используют сульфоуголь, глауконит, вофатит Р, эспатит и другие синтетические смолы. Недостаток Na-катионирования состоит в большом расходе поваренной соли на регенерацию истощенного катионита. Образующийся бикарбонат натрия при нагреве воды свыше 150°С разлагается на едкий натр и углекислоту. Большое содержание щелочи вызывает коррозию латунных трубок подогревателей, а при некачественной деаэрации воды углекислота активизирует коррозию стальных труб и оборудования. Поэтому Na-катионирование допустимо при нагреве сетевой воды до 150°С.

При Н-катионировании карбонатная жесткость полностью устраняется, но вода становится кислой, так как хлористые и сернокислые соли превращаются в соляную и серную кислоты. Регенерация катионитной засыпки производится кислотой, поэтому фильтры должны быть кислотостойкими.

Аммоний-катионирование также дает кислую среду. При разложении бикарбонатного аммония выделяется аммиак, способствующий коррозии латунных поверхностей нагрева.

В связи с отмеченным при выборе метода катионирования воды необходимо учитывать все особенности системы теплоснабжения. Катионирование по сравнению с другими способами умягчения воды является наиболее дорогим методом подготовки подпиточной воды, поэтому рекомендуется при карбонатной жесткости более 1 мг-экв/л.

Стабилизация жесткости воды производится методом подкисления, фосфатного импфирования, нагрева. Метод подкисления присадками серной (или соляной) кислоты состоит в переводе части или всей временной жесткости воды в постоянную. Кислотная обработка воды протекает по реакции

$$Ca(HCO_3)_2 + H_2SO_4 = CaSO_4 + 2CO_2 + 2H_2O \qquad (XI.3)$$

При частичном переводе временной жесткости в постоянную подкисление воды должно производиться после деаэрации, чтобы образовавшаяся углекислота уравновешивала остаточную временную жесткость. При полном переводе временной жесткости в постоянную подкисление воды производится до деаэрации, чтобы удалением равновесной углекислоты осуществлялась декарбонизация воды. В обоих случаях подкисления воды концентрация водородных ионов увеличивается. Наличие большого количества свободной углекислоты может усилить кислородную коррозию, так как в этом случае она играет роль коррозионного катализатора, поэтому кислотная обработка воды должна проводиться при тщательной деаэрации. Применение всевозможных кислотных присадок к воде в открытых системах теплоснабжения недопустимо ввиду явного отступления от норм питьевой воды.

Термическая стабилизация жесткости воды является наиболее простым методом подготовки подпиточной воды, применимым как для закрытых, так и открытых систем теплоснабжения. Сущность этого метода основана на диссоциации солей временной жесткости по реакциям:

$$Ca(HCO_3)_2 \rightleftharpoons CaCO_3\downarrow + CO_2 + H_2O \qquad (XI.4)$$

$$Mg(HCO_3)_2 \rightleftharpoons MgCO_3\downarrow + CO_2 + H_2O \qquad (XI\ 5)$$

Диссоциация бикарбоната магния идет медленнее диссоциации бикарбоната кальция, а образующийся карбонат магния хорошо растворяется в воде по реакции

$$MgCO_3 + H_2O = Mg(OH)_2 + CO_2 \qquad (XI.6)$$

При недостатке в растворе равновесной углекислоты реакции диссоциации смещаются вправо, т. е. происходит разложение бикарбонатов. Разложение бикарбонатов прекращается с образованием равновесной углекислоты. Следовательно, если по мере разложения бикарбонатов постепенно удалять образующуюся в растворе равновесную углекислоту, можно достичь любого конечного содержания солей временной жесткости. Количество свободной углекислоты, которое приостанавливает дальнейший распад на каком-то уровне солесодержания, стабилизирует эту остаточную жесткость воды.

Количество равновесной углекислоты возрастает с увеличением временной жесткости воды и температуры процесса. Приближенно количество равновесной углекислоты в мг/л, образующейся при разложении бикарбонатов, определяется зависимостью

$$CO_2 = Ж_к^3/K, \qquad (XI.7)$$

где $Ж_к$ — карбонатная жесткость воды, мг-экв/л; K — коэффициент, принимаемый равным:

Температура, °С	20	40	50	60	80	100	120
K	3,6	1,9	1,45	1,1	0,61	0,36	0,19

Непрерывное увеличение потребной равновесной углекислоты с ростом температуры и объясняет, что разложение солей временной жесткости происходит при нагревании, т. е. непрерывное повышение температуры процесса автоматически уменьшает обратимость реакции распада бикарбонатов.

Термическое умягчение воды производят в декарбонизаторах (рис. XI.11). В подогревателе вода нагревается до необходимой температуры, а в баке происходит разложение солей. Удаляемый выпар предупреждает обратное восстановление бикарбонатов. Образующийся карбонат кальция кристаллизуется на взвешенных зернах речного песка или мраморной крошки. Для выделения из воды кристаллов гидрата окиси магния необходимо умягченную воду из декарбонизатора направить в кварцевый фильтр.

При выбранной температуре нагрева воды конечная жесткость умягченной воды (в мг/л) определяется по формуле

$$(Ж_к^н - Ж_к^к)a = (Ж_к^к)^3/K, \qquad (XI.8)$$

где $Ж_к^н$, $Ж_к^к$ — начальная и конечная жесткость воды, мг-экв/л; a — коэффициент (для кальциевой жесткости $a=22$, а для магниевой — 40 мг/мг-экв).

Из формулы (XI.8) следует, что конечная жесткость тем ниже, чем выше температура декарбонизации.

Если температура нагрева воды в сетевых подогревателях и сетях превышает принятую температуру обработки воды, то в подогревателях и сетях возможен дальнейший распад бикарбонатов (ввиду нехватки равновесной углекислоты) и выпадение карбонатной накипи. В связи с этим температура термического умягчения воды должна выбираться в зависимости от температуры сетевой воды. Известны и другие способы подготовки воды. Среди них особое место занимает магнитная обработка. Магнитная подготовка подпиточной воды основана на изменении физической структуры солей жесткости в магнитном поле, создаваемом электрическим током (см. § XII.9).

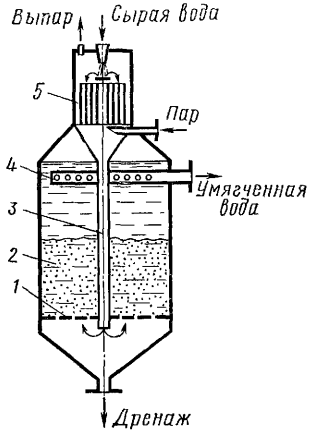


Рис. XI.11. Схема декарбонизатора:
1 — сетка; *2* — зернистый заполнитель; *3* — опускная труба; *4* — перфорированная труба; *5* — пленочный подогреватель проф. С. Ф. Копьева

Деаэрация предназначена для удаления из воды газов. Кислород вызывает коррозию металла; в присутствии свободного углекислого газа коррозионный эффект кислорода значительно возрастает. Содержащийся в воде аммиак корродирует латунные трубки подогревателей. Наличие других газов отрицательно отражается на теплопроизводитель-

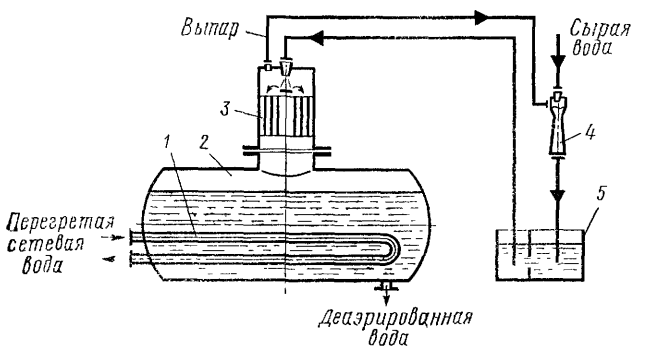


Рис. XI.12. Схема вакуум-деаэрации:
1 — змеевик; *2* — бак; *3* — пленочный подогреватель проф. С. Ф. Копьева; *4* — эжектор; *5* — расходный бак

ности теплообменников, так как конденсация газов на поверхностях теплообмена уменьшает теплопередачу между теплоносителями.

Конструкции термических деаэраторов подпиточной воды аналогичны деаэраторам питательной воды котлов. Некоторое отличие имеют деаэраторы водогрейных котельных. В отопительных водогрейных котельных горячая вода является единственным теплоносителем. Использование ее тепла для деаэрации подпиточной воды возможно только в вакуумных деаэраторах различных конструкций. Наиболее распространена схема деаэрации, приведенная на рис. XI.12. Необходимый вакуум в деаэраторе создается отсосом выпара с помощью эжектора. В расходном баке выпар удаляется из сырой воды естественным путем. Отстоявшаяся вода из расходного бака засасывается (под вакуумом) в головку деаэратора, где обогревается паром, образующимся при кипении воды в деаэраторном баке. Пар, необходимый для нагрева воды в головке деаэратора, может быть получен также простым испарением перегретой воды, подаваемой в пространство под головкой.

§ XI.6. ВОДОПОДОГРЕВАТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ ТЕПЛОПРИГОТОВИТЕЛЬНЫХ СТАНЦИЙ

Водоподогревательная установка служит для нагрева сетевой воды на ТЭЦ или в районной котельной. Водоподогревательные установки ТЭЦ, состоящие из нескольких подогревателей, паровыми линиями подключаются к отдельной турбине. На крупных ТЭЦ с несколькими теплофикационными турбинами, таким образом, образуется несколько блоков водоподогревательных установок, имеющих самостоятельные подводы пара от «собственных» турбин. Блочная компоновка водоподогревательных установок удобна с точки зрения наилучшего регулирования равномерной загрузки турбин по электрическому и тепловому графикам. Каждый блок водоподогревательных установок может иметь отдельные водяные коллекторы с самостоятельными сетевыми насосами для транспортировки тепла по отдельным сетевым районам. Такое решение целесообразно при многочисленности подключенных к ТЭЦ сетевых районов, имеющих различные гидравлические режимы в силу, например, сложности рельефа местности. В остальных случаях все блоки водоподогревательных установок объединяются общими для ТЭЦ водяными коллекторами с едиными сетевыми насосами.

Количество подогревателей в каждом блоке принимается по тепловой нагрузке, но не менее двух. Температура нагрева сетевой воды в подогревателе принимается на 5—10°С ниже температуры насыщения пара из отборов турбины.

На рис. XI.13 приведена схема водоподогревательной установки ТЭЦ с теплофикационными турбинами и двумя регулируемыми отборами пара. Установка имеет две РОУ: одна создает резерв пара для отборов пара на технологическое потребление и подогреватели ступени *II*, другая — резерв для подогревателей сту-

пени *I* и собственных нужд. Сетевая вода проходит вначале через охладители конденсата подогревателей, затем через подогреватели. Подпитка сетей регулируется по импульсу давления на перемычке сетевых насосов с помощью регулятора подпитки. На случай аварийных утечек сетевой воды, превышающих производитель-

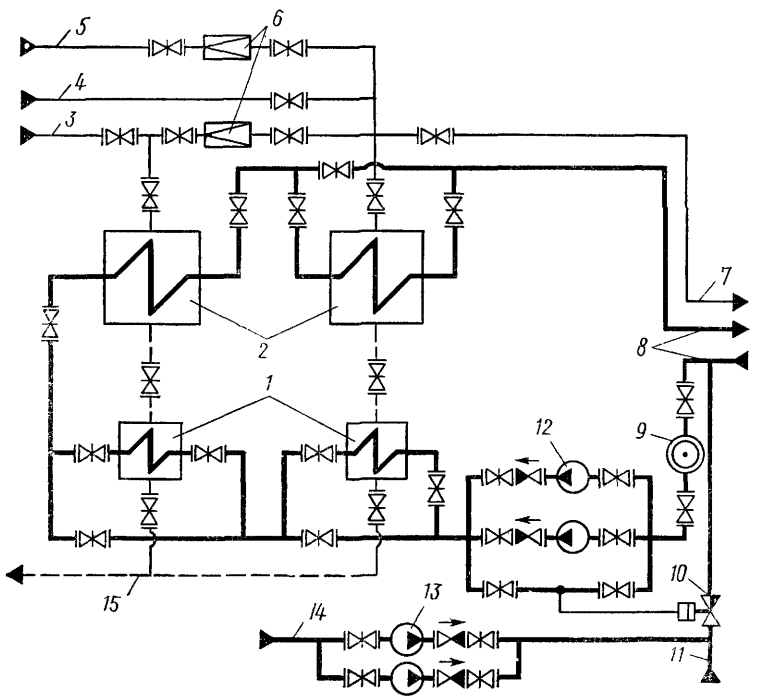


Рис. XI.13. Схема водоподогревательной установки ТЭЦ при двухтрубной системе теплоснабжения:

1 — охладитель конденсата; *2* — подогреватель; *3* — пар из нижнего отбора; *4* — пар из верхнего отбора; *5* — пар из котла; *6* — РОУ; *7* — пар на технологию, *8* — сетевая вода; *9* — грязевик; *10* — регулятор подпитки, *11* — водопроводная вода; *12* — сетевой насос; *13* — подпиточный насос; *14* — вода из химводоочистки; *15* — конденсат в деаэратор

ность водоподготовительной установки, предусматривается подача неочищенной водопроводной воды.

Водоподогревательная установка ТЭЦ с пиковыми водогрейными котлами показана на рис. XI.2. По схеме включения, назначению и режиму работы пиковые водогрейные котлы аналогичны пиковым подогревателям, вместо которых они устанавливаются.

Водоподогревательные установки районных паровых котельных устраивают преимущественно общими для всей котельной. Подогреватели объединяются общими паровыми и водяными коллекторами с общими сетевыми насосами, работающими на одну

сеть. Если подогреватели встроены в паровой контур котла, то такие подогреватели объединяются общим водяным коллектором.

Тепловой расчет водоподогревательной установки выполняется с целью определения расходов пара и необходимой поверхности нагрева подогревателей. Результаты теплового расчета используются затем для определения геометрических размеров конструкций теплообменников.

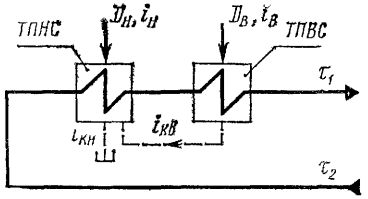


Рис XI 14 Расчетная схема двухступенчатой водоподогревательной установки:
ТПНС — теплофикационный подогреватель нижней (*I*) ступени; *ТПВС* — теплофикационный подогреватель верхней (*II*) ступени

В соответствии со схемой на рис. XI.14 в подогревателе ступени *I* используется пар нижнего отбора, а в подогревателе ступени *II* — верхнего отбора турбины. Тепловой расчет производят на основе уравнений теплового баланса:

для подогревателя ступени *II*

$$Q_в = \frac{1}{3600} Gc(\tau_1' - \tau_{пр}) = \frac{1}{3600} D_в (i_в - t_{кв}) \eta_в, \qquad (XI.9)$$

для подогревателя ступени *I*

$$Q_н = \frac{1}{3600} Gc(\tau_{пр} - \tau_2') = \frac{1}{3600} [D_н (i_н - i_{кн}) \eta_н + D_в (t_{кв} - i_{кн}) \eta_н], \qquad (XI.10)$$

где $Q_в$, $Q_н$ — тепловая нагрузка ступеней, кВт; G — расход сетевой воды, кг/ч; c — теплоемкость воды, кДж/кг·°С; $D_н$, $D_в$ — расход пара из нижнего и верхнего отбора, кг/ч; τ_1', $\tau_{пр}$, τ_2' — температуры сетевой воды, °С; $t_в$, $i_н$, $t_{кв}$, $t_{кн}$ — энтальпия пара и конденсата верхнего и нижнего отбора турбины, кДж/кг; $\eta_н$, $\eta_в$ — КПД подогревателей, учитывающий теплопотери в окружающую среду (КПД = $= 0{,}96 \div 0{,}98$).

Обычно расход, начальная и конечная температура сетевой воды бывают известными: они принимаются по нагрузке тепловой сети и температурному графику регулирования. Энтальпия пара принимается по данным отборов из турбин. Неизвестная температура сетевой воды на выходе из подогревателя ступени *I* $\tau_{пр}$ принимается по температуре насыщения греющего пара нижнего отбора с учетом величины недогрева 5—10°С, т. е. $\tau_{пр} = t_{нас} -$ $-(5-10)$ °С.

При этих условиях потребные расходы пара легко находятся с помощью уравнений (XI.9) и (XI.10).

Поверхность нагрева подогревателей (в м²) рассчитывается по формуле теплопередачи

$$F = \frac{1000Q}{k\,\Delta t}, \qquad (XI.11)$$

где Q — тепловая нагрузка рассчитываемого подогревателя. кВт; k — коэффициент теплопередачи, Вт/м²·°С; Δt — средний температурный напор теплоносителей, °С.

Поверхности нагрева водоподогревателей выполняются из тонкостенных трубок, поэтому коэффициенты теплопередачи без большой погрешности определяются по формуле (V.7) для плоской стенки.

Если пренебречь влиянием теплопроводности стенки трубки и принять соотношение коэффициентов теплоотдачи $\alpha_2/\alpha_1 \to 0$, тогда уравнение (V.7) преобразуется к виду

$$k = \frac{\alpha_1\alpha_2}{\alpha_1+\alpha_2} = \frac{\alpha_2}{1+\alpha_2/\alpha_1} = \alpha_2, \qquad \text{(XI.12)}$$

где α_1 — коэффициент теплоотдачи от пара к стенке; α_2 — то же, от стенки к воде.

Отсюда следует, что эффективность теплоперехода ограничивается теплоносителем, имеющим меньшую теплоотдачу к поверхности или от нее. Ввиду этого в водоводяных подогревателях теплоноситель с меньшим расходом пропускают в трубках, чтобы получить большие скорости и соответственно большие значения коэффициентов теплоотдачи. При малой скорости воды на поверхности теплообмена создается ламинарная пленка, через которую тепло передается теплопроводностью. С увеличением скорости потока толщина пленки уменьшается, а теплопроводность ее увеличивается. Аналогичное влияние оказывает рост температуры воды: с повышением температуры толщина ламинарной пленки уменьшается вследствие понижения вязкости воды.

Коэффициент теплоотдачи при турбулентном движении воды вдоль поверхности теплообмена (внутри трубок или снаружи) определяется по формуле (V.8).

Коэффициент теплоотдачи для пара определяется толщиной конденсатной пленки, образующейся на поверхности теплообмена. Уменьшению толщины пленки способствует гладкая поверхность и малые тепловые напряжения, вызывающие превращение пленочной конденсации в капельную, а также высокие скорости и давление пара, вызывающие срывание пленки с поверхности.

При пленочной конденсации пара на горизонтальном пучке коэффициент теплоотдачи рассчитывают по формуле

$$\alpha_1 = \frac{4920+58t_к - 0,175t_к^2}{(md_н\,\Delta t)^{0,25}}, \qquad \text{(XI.13)}$$

где $\Delta t = t_н - t_{ст}$, $t_к = 0,5\,(t_{нас}+t_{ст})$ — температура пленки конденсата, °С; $t_{нас}$ — температура насыщения пара; $t_{ст}$ — температура стенки; m — среднее число трубок в вертикальном ряду; $d_н$ — наружный диаметр трубок, м.

Приближенно температуру стенки находят по формуле

$$t_{ст} = 0,5\,(t_н + t). \qquad \text{(XI.14)}$$

Значения коэффициентов α_1 и α_2 при других условиях теплообмена принимают по справочной литературе.

Коэффициент теплопроводности можно принимать: для стальных

трубок — 46—58, для латунных — 105, для накипи — 0,12—2,30 Вт/м·°С.

Конструкторский расчет производят после определения необходимой поверхности нагрева по уравнению (XI.11).

Количество трубок в одном ходе многоходового подогревателя определяют из равенства

$$n = \frac{V_т}{3600 \frac{\pi d_в^2}{4} w_т}, \qquad (XI.15)$$

где $V_т$ — расход воды через трубки, м³/ч; $d_в$ — внутренний диаметр трубок, м; $w_т$ — скорость воды в трубках, м/с.

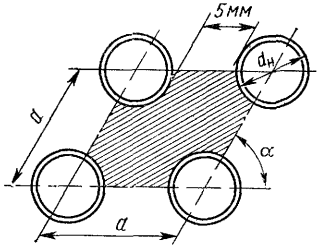


Рис. XI 15 Разбивка трубной решетки

Площадь сечения межтрубного пространства в одном ходе подогревателя для прохода греющего теплоносителя

$$f_м = \frac{V_м}{3600 w_м}, \qquad (XI.16)$$

где $V_м$ — расход греющего теплоносителя в межтрубном пространстве, м³/ч; $w_м$ — скорость теплоносителя, м/с.

Шаг между трубками выбирается $a = (1{,}3 \div 1{,}5)\, d_н$. Свободная площадь прохода, приходящаяся на одну трубку (рис. XI.15), равна $f = a^2 \sin\alpha - \frac{\pi d_н^2}{4}$. Общая площадь межтрубного пространства на один ход составит

$$f_м = f \frac{n}{\psi} = (a^2 \sin\alpha - 0{,}785 d_н^2) \frac{n}{\psi}, \qquad (XI.17)$$

где ψ — коэффициент использования трубной решетки (в среднем $\psi = 0{,}7 \div 0{,}85$).

Наивыгоднейший угол между осями трубной разбивки является $\alpha = 60°$. Минимальное расстояние между трубками принимается не менее 5 мм.

Длину пути воды в трубках одного хода определяют из равенства

$$l = \frac{F}{\pi d_н n z}, \qquad (XI.18)$$

где z — число ходов. По конструктивным соображениям длину трубок одного хода принимают не более 4—5 м. При меньшей длине число ходов и гидравлические потери увеличиваются. Число ходов выбирают в зависимости от конструкции подогревателя. В подогревателе с подвижной задней трубной решеткой принимают четное число ходов, чтобы вход и выход воды был со стороны неподвижной трубной решетки.

§ XI.7. ЭКОНОМИЯ ТОПЛИВА ПРИ ТЕПЛОФИКАЦИИ

Экономические показатели комбинированного и раздельного процессов (см. рис. В.1) можно сравнить исходя из равных количеств выработанных в этих процессах тепловой и электрической энергии. Тогда расход условного топлива на выработку суммарного количества энергии составит:

в комбинированном процессе на ТЭЦ

$$B^{к}=B^{к}_{т}+B^{к}_{э}; \qquad (XI.19)$$

в раздельном процессе на КЭС и РК

$$B^{р}=B^{р}_{т}+B^{р}_{э}, \qquad (XI.20)$$

где $B^{к}$, $B^{р}$ — общий расход условного топлива на выработку тепловой и электрической энергий, кг; $B^{к}_{т}$, $B^{р}_{т}$ — расход условного топлива на выработку тепла на ТЭЦ и в РК, кг; $B^{к}_{э}$, $B^{р}_{э}$ — расход условного топлива на выработку электроэнергии на ТЭЦ и на КЭС, кг.

В комбинированных процессах в теплофикационных турбинах (см. рис. XI.1) часть пара срабатывает до давления в конденсаторе, промежуточные отборы пара больших давлений используются для теплофикации и регенеративного подогрева конденсата. Поэтому на ТЭЦ электроэнергия вырабатывается частью чисто конденсационным методом, частью комбинированным — за счет теплофикационных и регенеративных отборов пара:

$$Э=Э_{т}+Э_{тк}=э_{т}(1+e_{т})Q+Э_{тк}, \qquad (XI.21)$$

где $Э$, $Э_{т}$, $Э_{тк}$ — соответственно полная, комбинированная и конденсационная выработка электроэнергии, кВт·ч; $e_{т}$ — доля комбинированной выработки электроэнергии на внутреннем тепловом потреблении (регенеративный подогрев конденсата после теплофикационных подогревателей); Q — количество тепла, отпущенного из отборов турбин на ТЭЦ, ГДж; $э_{т}$ — удельная комбинированная выработка электроэнергии на базе отпуска тепла на внешнее потребление (централизованное теплоснабжение), кВт·ч/ГДж

$$э_{т}=\frac{10^{6}}{3600}\frac{H'_{т}\eta_{0\,i}\eta_{эм}}{H_{тп}}=278\frac{H'_{т}\eta_{0i}\eta_{эм}}{H_{тп}}; \qquad (XI.22)$$

$$e_{т}=\frac{H'_{р}}{H'_{т}}\frac{t_{пв}-i_{кт}}{i_{р}-i_{пв}}, \qquad (XI.23)$$

где 10^{6} — коэффициент, учитывающий перевод единиц измерения тепловой энергии из кДж в ГДж; 3600 — тепловой эквивалент энергии, кДж/кВт·ч; $H'_{т}$ — адиабатный (изоэнтропный) теплоперепад пара от начального давления в турбине до давления в теплофикационном отборе, кДж/кг; $\eta_{0\,i}=H_{т}/H'_{т}$ — относительный внутренний КПД турбины; $\eta_{эм}$ — электромеханический КПД турбогенератора ($\eta_{эм}=0{,}95\div0{,}98$); $H_{тп}=i_{т}-i_{кт}$ — теплоперепад пара в теплофикационном подогревателе, кДж/кг; $i_{т}$ — энтальпия пара в теплофикационном отборе; $i_{кт}$ — энтальпия конденсата после теплофикационного подо-

гревателя; $H'_р$ — адиабатный (изоэнтропный) теплоперепад пара от начального давления в турбине до давления регенеративного отбора, кДж/кг; $i_{пв}$ — энтальпия питательной воды; $i_р$ — энтальпия пара в регенеративном отборе; $H_т$ — действительный теплоперепад пара от начального давления в турбине до давления в теплофикационном отборе.

Долей $e_т$ учитывается дополнительная выработка электроэнергии за счет отборов пара, используемого для регенеративного подогрева конденсата после подогревателей.

Из выражений (XI.22) и (XI.23) следует, что с повышением начальных параметров пара и постоянном давлении теплофикационного отбора значения $э_т$ и $e_т$ возрастают, а с ростом давления теплофикационного отбора они уменьшаются.

Электрическая мощность ТЭЦ обычно задается, поэтому, определив комбинированную выработку электроэнергии на базе теплофикации, можно найти конденсационную выработку электроэнергии и общий расход условного топлива на выработку электроэнергии:

$$B^к_э = b^к_э Э_т + b^к_{эк} Э_{тк}, \qquad (XI.24)$$

где $b^к_э$, $b^к_{эк}$ — удельные расходы условного топлива на выработку электроэнергии соответственно по комбинированному и конденсационному методам, кг/кВт·ч, определяемые по формулам

$$b^к_э = \frac{3600}{29\,309\eta_к\eta_{эм}} = \frac{0{,}123}{\eta_к\eta_{эм}}; \qquad (XI.25)$$

$$b^к_{эк} = \frac{0{,}123}{\eta_к\eta_{эм}\eta_{i\,т}} \frac{1+e_{тк}\eta_{i\,т}}{1+e_{тк}}, \qquad (XI.26)$$

где 29 309 — теплота сгорания условного топлива, кДж/кг; $\eta_к$ — КПД котельной ТЭЦ ($\eta_к = 0{,}82 \div 0{,}88$ — на твердом топливе; $0{,}88 \div 0{,}92$ — на газе и жидком топливе); $\eta_{i\,т} = \frac{H'_к \eta_{oi}}{i_о - i_к}$ — абсолютный внутренний КПД теплофикационной турбины; $H'_к$ — адиабатный (изоэнтропный) теплоперепад пара от начального давления до давления в конденсаторе, кДж/кг; $i_о$ — энтальпия пара перед турбиной; $i_к$ — энтальпия конденсата в конденсаторе; $e_{тк}$ — доля комбинированной выработки электроэнергии на базе регенеративного подогрева конденсата из конденсатора, определяемая по формуле

$$e_{тк} = \frac{H'_р}{H'_к} \frac{i_{пв} - i_к}{i_р - i_{пв}}. \qquad (XI.27)$$

Величина $e_{тк}$ учитывает дополнительную выработку электроэнергии за счет регенеративного отбора пара, расходуемого на подогрев конденсата после конденсатора. Таким образом, на каждую единицу конденсационной выработки электроэнергии дополнительно вырабатывается $e_{тк}$ энергия, но по комбинированному методу.

Расход условного топлива на выработку тепловой энергии на ТЭЦ составляет

$$B_т^к = b_т^к Q, \qquad (XI.28)$$

где $b_т^к$ — удельный расход условного топлива на выработку тепловой энергии на ТЭЦ, кг/ГДж.

Значение $b_т^к$ определяют из выражения

$$b_т^к = \frac{10^6}{29\,309\eta_к} = \frac{34,1}{\eta_к}. \qquad (XI.29)$$

В раздельных процессах в турбинах КЭС основное количество пара срабатывает до давления в конденсаторе, некоторая часть пара из промежуточных отборов используется на регенеративный подогрев конденсата конденсаторов. Поэтому на КЭС электроэнергии также вырабатывается частью чисто конденсационным методом, частью комбинированным методом на базе внутреннего потребления тепла.

Удельный расход условного топлива на КЭС с учетом регенерации составляет:

$$b_э^р = \frac{0,123}{\eta_к \eta_{эм} \eta_{i\,к}} \cdot \frac{1+e_к \eta_{i\,к}}{1+e_к}, \qquad (XI.30)$$

где $\eta_{i\,к}$ — абсолютный внутренний КПД конденсационной турбины; $e_к$ — доля комбинированной выработки электроэнергии на КЭС.

Значение комбинированной выработки электроэнергии на КЭС определяют из выражения

$$e_к = \frac{H_р'}{H_к'} \cdot \frac{t_{пв} - t_к}{i_р - i_{пв}}. \qquad (XI.31)$$

Расход условного топлива на КЭС, вырабатывающей равное с ТЭЦ количество электроэнергии, составляет

$$B_э^р = b_э^р Э, \qquad (XI.32)$$

где $Э$ — выработка электроэнергии на ТЭЦ, определяемая по формуле (XI.21).

Расход условного топлива в районных или местных квартальных котельных для выработки тепла в количестве, равном отпускаемому с ТЭЦ, определяют по формуле

$$B_т^р = b_т^р Q, \qquad (XI.33)$$

где $b_т^р$ — удельный расход условного топлива на выработку тепла в котельных, кг/ГДж.

Удельные расходы условного топлива в районных и местных котельных находятся из выражений:

$$b_т^{рр} = 34,1/\eta_{кр}; \qquad (XI.34)$$

$$b_т^{рм} = 34,1/\eta_{км}, \qquad (XI.35)$$

где $\eta_{кр}$, $\eta_{км}$ — КПД соответственно районных и местных котельных (принимаются для районных: 0,75—0,8 — на твердом топливе, 0,8—0,85 — на газе и жидком топливе; для местных: 0,5—0,55 — на твердом топливе, 0,6—0,7 — на газе и жидком топливе).

Ввиду неравноценности удельных расходов топлива на выработку тепловой и электрической энергий экономию топлива при теплофикации определяют по каждому виду энергии:

$$\Delta B = \Delta B_э + \Delta B_т, \qquad (XI\ 36)$$

где ΔB — общая экономия условного топлива; $\Delta B_э$ — разность расходов условного топлива на ТЭЦ и на КЭС на выработку равного количества электроэнергии; $\Delta B_т$ — разность расходов условного топлива на ТЭЦ и в котельных на выработку равного количества тепла.

Экономия топлива на выработку электроэнергии определяется по методу акад. Л. А. Мелентьева:

$$\Delta B_э = Э_т (b_э^р - b_э^к) - Э_{тк} (b_{эк}^к - b_э^р). \qquad (XI.37)$$

Технико-экономические исследования ВТИ показали, что с повышением начальных параметров пара удельные расходы топлива на ТЭЦ уменьшаются в такой же степени, как и на КЭС. Но абсолютная экономия топлива на ТЭЦ дает бо́льший эффект по сравнению с КЭС, поскольку суммарный расход топлива на ТЭЦ значительно выше расхода топлива на КЭС.

Экономия топлива на ТЭЦ по сравнению с теплоснабжением от районных котельных составляет

$$\Delta B_т = Q (b_т^{рр} - b_т^к) = Q_п (b_т^{рр}/\eta_{рс} - b_т^к/\eta_с), \qquad (XI\ 38)$$

где $Q_п$ — количество тепловой энергии, полученное потребителями, ГДж; $\eta_с$ — КПД тепловых сетей от ТЭЦ ($\eta_с = 0{,}9 \div 0{,}95$); $\eta_{рс}$ — КПД тепловых сетей от РК ($\eta_{рс} = 0{,}92 \div 0{,}96$).

Экономия топлива на ТЭЦ по сравнению с теплоснабжением от местных квартальных котельных составляет:

$$\Delta B_т = Q_п (b_т^{рм}/\eta_{мс} - b_т^к/\eta_с), \qquad (XI.39)$$

где $\eta_{мс}$ — КПД тепловых сетей от местных квартальных котельных ($\eta_{мс} = 0{,}98 \div 1{,}0$).

Экономия топлива при районном теплоснабжении по сравнению с теплоснабжением от квартальных котельных равна:

$$\Delta B_т = Q_п (b_т^{рм}/\eta_{мс} - b_т^{рр}/\eta_{рс}). \qquad (XI.40)$$

Пример. Определить соотношение удельных расходов топлива в различных видах централизованного теплоснабжения при $\eta_к = 0{,}82$; $\eta_{рк} = 0{,}75$; $\eta_{мк} = 0{,}5$.

Решение. Удельные расходы условного топлива на выработку 1 ГДж тепловой энергии составят:

при теплофикации $b_т^к = 34{,}1/0{,}82 = 41{,}59$ кг/ГДж;

при районном теплоснабжении $b_т^{рр} = 34{,}1/0{,}75 = 45{,}47$ кг/ГДж;

при квартальном теплоснабжении $b_т^{рм} = 34{,}1/0{,}5 = 68{,}2$ кг/ГДж.

Приняв удельные расходы топлива на выработку тепловой энергии при теплофикации за 100%, удельные расходы топлива при районном и квартальном теплоснабжении по сравнению с теплофикацией составят соответственно 109,3% и 164%.

Вместе со значительной экономией топлива теплофикация улучшает топливно-энергетический баланс страны за счет сокращения расходов высокосортных топлив в мелких котельных и широкого использования на ТЭЦ низкосортных углей местной добычи. Полная механизация и автоматизация процессов на ТЭЦ и крупных РК позволяет в 10—20 раз уменьшить штат обслуживающего персонала, в котором нуждаются многие отрасли народного хозяйства. Строительство ТЭЦ и РК в 2—3 раза обходится дешевле сооружения эквивалентных по тепловой мощности многочисленных квартальных котельных, при этом одновременно уменьшаются затраты на доставку топлива к котельным и потери топлива на складах. Сооружение небольшого числа ТЭЦ, обычно расположенных на окраине или за пределами города, улучшает благоустройство и санитарное состояние жилых массивов, так как мелкие котельные при их многочисленности являются основными очагами загрязнения среды и воздушного бассейна.

§ XI.8. КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОФИКАЦИИ

Расчетное тепловое потребление на абонентских вводах длится непродолжительное время. Для большинства климатических поясов длительность максимального расхода тепла, например, на отопление составляет около 0,01 от продолжительности отопительного сезона. В остальное время тепловая нагрузка бывает в несколько раз меньше расчетной. Если теплофикационное оборудование тепловой станции будет подобрано по кратковременной максимальной нагрузке потребителя, то оно длительное время будет использовано с большой недогрузкой. Преднамеренное завышение установленной мощности ТЭЦ с целью покрытия кратковременных максимумов тепловой нагрузки ведет к неоправданным перерасходам капиталовложений. Поэтому установленная мощность ТЭЦ подбирается из условия покрытия только базовой части сезонного потребления тепла с таким расчетом, чтобы длительность использования максимальной производительности оборудования составляла не менее 5000 ч в году. Остальная часть тепловой нагрузки (сверхбазовая) отпускается непосредственно из пиковых котлов. Тогда отпуск тепла с ТЭЦ в часы максимальной нагрузки составит

$$Q'_т = Q'_{от} + Q'_п, \qquad (XI.41)$$

где $Q'_т$ — расчетная тепловая нагрузка ТЭЦ; $Q'_{от}$ — расчетная тепловая нагрузка, покрываемая из отборов теплофикационных турбин; $Q'_п$ — расчетная тепловая нагрузка, покрываемая отбором тепла из пиковых котлов.

Момент включения в работу пиковых котлов находится по графику продолжительности тепловой нагрузки (рис. XI.16). В левой части графика (рис. XI.16, *а*) показано изменение часовой тепловой нагрузки в зависимости от наружной температуры, в правой части — изменение тепловой нагрузки по продолжительности.

В диапазоне наружных температур воздуха $+8°C \div t_{на}$ тепловая нагрузка обеспечивается целиком за счет теплофикационных отборов турбин. При температуре наружного воздуха $t_{на}$ расчетная тепловая мощность отборов турбин полностью исчерпывается, поэтому в диапазоне более низких температур воздуха $t_н < t_{на}$ включаются в работу пиковые котлы. При достижении расчетной температуры воздуха $t_{ро}$ тепловая нагрузка ТЭЦ достигает своего максимума. Площадка А эквивалентна годовому отпуску тепла пиковыми котлами.

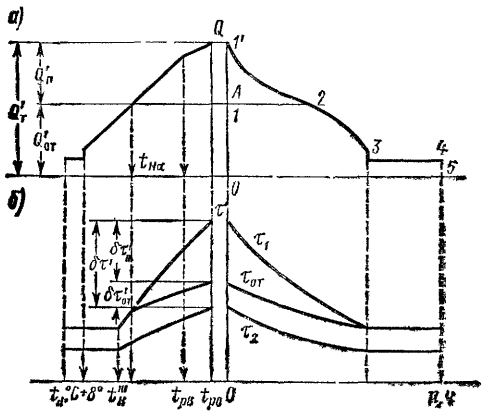


Рис. XI.16. Годовые графики:
а — продолжительности тепловой нагрузки; *б* — температуры сетевой воды

Отношение тепловых нагрузок

$$\alpha_т = Q'_{от}/Q_т \qquad (XI.42)$$

называется *коэффициентом теплофикации* ТЭЦ.

Выбор экономической величины коэффициента теплофикации при неизменной присоединенной тепловой нагрузке имеет большое значение, так как с повышением $\alpha_т$ вместе с увеличением комбинированной выработки электрической энергии возрастает и доля конденсационной выработки, которая снижает эффективность теплофикации. Оптимальные значения коэффициента теплофикации определяются технико-экономическими расчетами по минимальным суммарным затратам на производство электрической и тепловой энергий. Для современных турбин с низким (отопительным) давлением отбора пара оптимальные значения коэффициента теплофикации находятся в интервале 0,4—0,7.

С подключением пиковых котлов изменяется не только количество отпускаемого тепла, но и температурный график теплоносителя. Слева на рис. XI.16, *б* приведен температурный график регулирования, справа — график изменения температур сетевой воды по продолжительности. При температурах наружного воздуха $+8°C \div t_{на}$ сетевая вода нагревается только в теплофикационных подогревателях. При достижении наружной температуры $t_{на}$ перепад температуры сетевой воды в теплофикационных подогревателях достигает своего предела $\delta\tau_{от}$ вследствие полного использования расчетного отбора пара из турбин.

В диапазоне температур $t_{на} — t_{ро}$ пар из отборов турбин поступает в теплофикационные подогреватели с прежним предельным давлением и температурой. А так как температура обратной воды непрерывно повышается, то производительность подогревателей и перепад температуры воды в них могут уменьшаться. Чтобы

сохранить неизменной теплопроизводительность подогревателей, необходимо обеспечить постоянство перепада температур $\delta\tau_{от}$ путем непрерывного повышения давления пара в отборе. Последующий нагрев сетевой воды до расчетных температур производится в пиковых котлах. Расчетный перепад температуры сетевой воды в пиковых котлах $\delta\tau_{п}$ достигается при расчетной температуре наружного воздуха $t_{ро}$.

По графику температур сетевой воды после теплофикационных подогревателей $\tau_{от}$ можно определить необходимые температуру и давление пара в отборах турбин при различных тепловых нагрузках. Ориентировочно температура пара в отборе на 5—10°С выше температуры воды на выходе из подогревателей. Этой температуре пара соответствует давление насыщения. Построив график продолжительности (см. рис. XI.16, *а*) и приняв значение коэффициента теплофикации, можно установить необходимые производительности отборов пара и пиковых котлов.

§ XI.9. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА НЕСКОЛЬКИХ ИСТОЧНИКОВ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ

Пиковые водогрейные котлы сооружают на ТЭЦ и в районах потребления тепла. Пиковые водогрейные котлы ТЭЦ (*ПКТ*) и пиковые котельные района (*ПКР*) могут быть использованы и в качестве основных источников тепла задолго до сооружения ТЭЦ.

Принципиальная схема включения ТЭЦ и пиковых котельных показана на рис. XI.17. На ТЭЦ сетевая вода последовательно подогревается в теплофикационных подогревателях за счет отборов пара из турбин, затем в пиковых водогрейных котлах станции за счет сжигания топлива. Пиковая водогрейная котельная района *ПКР* подключается к магистральным тепловым сетям непосредственно в зоне расположения потребителей тепла. В результате подключения *ПКР* потребители тепла разделяются на две группы: неавтономные *Н*, расположенные между ТЭЦ и *ПКР*, и автономные *А*, расположенные за местом подключения *ПКР*.

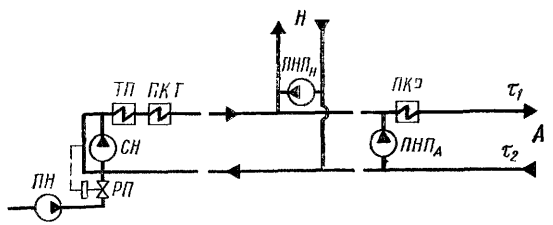


Рис. XI.17. Схема включения ТЭЦ и пиковых котельных:

ТП — теплофикационный подогреватель; *ПКТ* — пиковая котельная ТЭЦ, *ПКР* — пиковая котельная района, *СН* — сетевой насос; *ПН* — подпиточный насос; *РП* — регулятор подпитки; $ПНП_Н$, $ПНП_А$ — подмешивающая насосная подстанция неавтономной (*Н*) и автономной (*А*) зон

В неавтономной зоне потребители получают тепло из магистральных тепловых сетей при тепловых и гидравлических режимах, на которые рассчитаны теплофикационные установки ТЭЦ

и *ПКТ*. Если температурный график сетевой воды в магистральных трубопроводах не соответствует режиму потребления тепла группы неавтономных районов или отдельным районам, то на ответвлениях к распределительным сетям этих районов устанавливаются подмешивающие насосные подстанции $ПНП_н$

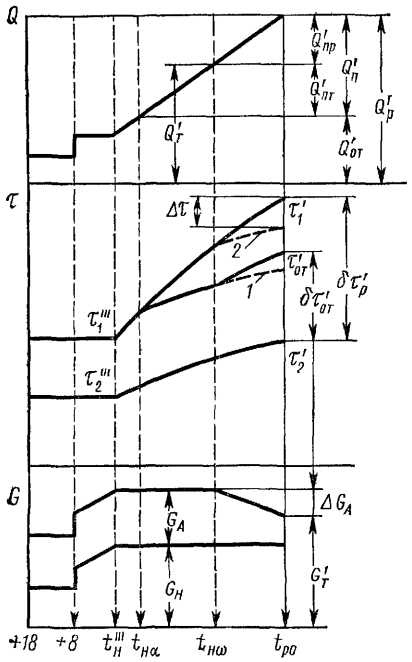


Рис XI.18 Графики температур, распределения расходов тепла и сетевой воды между источниками тепла при совместной работе ТЭЦ и пиковых котельных

— — — — изменения температур сетевой воды после теплофикационных подогревателей *1* и пиковых котлов ТЭЦ *2* которые они имели бы при постоянном расходе теплоносителя

Потребители автономной зоны могут получать тепло из магистральных тепловых сетей или от собственной пиковой водогрейной котельной района ПКР. При теплоснабжении от собственной ПКР гидравлический режим в распределительных сетях создается работой насосной подстанции $ПНП_А$. При теплоснабжении автономной зоны из магистральных тепловых сетей от ТЭЦ $ПНП_А$ могут включаться в работу в случае, если режим потребления тепла не соответствует графику температуры воды, поступающей от ТЭЦ.

Тепловая нагрузка районов распределяется между двумя источниками тепла следующим образом (рис. XI.18). Летняя тепловая нагрузка горячего водоснабжения и подключаемая с началом отопительного сезона ($t_н = +8°C$) отопительно-вентиляционная нагрузка до момента включения пиковых котельных при температуре наружного воздуха $t_{нα}$ покрывается целиком за счет теплофикационных отборов пара турбин. При температуре наружного воздуха ниже $t_{нα}$, когда расчетная тепловая мощность отборов турбин полностью используется, подключаются в работу ПКТ. При температуре наружного воздуха $t_{нω}$ расчетная тепловая мощность ТЭЦ исчерпывается:

$$Q'_т = Q'_{от} + Q'_{пт}, \qquad (XI.43)$$

где $Q'_{от}$ — расчетная тепловая мощность регулируемых отборов турбин; $Q'_{пт}$ — расчетная тепловая мощность ПКТ.

В дальнейшем недостающее тепло начинает восполняться включением ПКТ, а при расчетной температуре воздуха для проектирования отопления используется вся тепловая мощность ТЭЦ и ПКР:

$$Q'_{р}=Q'_{т}+Q'_{пр}=Q'_{от}+Q'_{п}=Q'_{от}+Q'_{пт}+Q'_{пр}, \qquad (XI.44)$$

где $Q_{р}$ — расчетная тепловая нагрузка района; $Q'_{пр}$ — расчетная тепловая мощность ПКР; $Q'_{п}$ — суммарная пиковая мощность ПКТ и ПКР.

Отношение расчетной тепловой нагрузки отборов турбин к расчетной тепловой нагрузке района называется *коэффициентом теплофикации района:*

$$\alpha_{р}=Q'_{ог}/Q_{р}. \qquad (XI.45)$$

Отношение расчетной тепловой мощности ПКТ к суммарной пиковой мощности называется *пиковым коэффициентом* ТЭЦ:

$$\omega_{т}=Q'_{пт}/Q'_{п}. \qquad (XI.46)$$

Отношение расчетной тепловой мощности ПКР к суммарной пиковой мощности называется *пиковым коэффициентом района*:

$$\omega_{р}=Q'_{пр}/Q'_{п}. \qquad (XI.47)$$

Сумма пиковых коэффициентов $\omega_{т}+\omega_{р}=1$. Доли тепловой нагрузки, удовлетворяемые от ТЭЦ и ПКР, составляют:

$$\varphi_{т}=\frac{Q'_{т}}{Q'_{р}}=\frac{Q'_{от}}{Q'_{р}}\cdot\frac{Q_{т}}{Q'_{от}}=\frac{\alpha_{р}}{\alpha_{т}}; \qquad (XI.48)$$

$$\varphi_{р}=Q'_{пр}/Q'_{р}=1-\varphi_{т}, \qquad (XI.49)$$

где $\alpha_{т}$ — коэффициент теплофикации ТЭЦ, определяемый по формуле (XI.42).

До момента включения ПКР производят центральное качественное регулирование, обеспечивающее во всех зонах постоянные расходы сетевой воды. С подключением ПКР центральное качественное регулирование сменяется на количественное. Это объясняется тем, что при наружных температурах до $t_{нω}$ нагрев сетевой воды в подогревателях и ПКТ распределяется, как показано на рис. XI.16. При температурах ниже $t_{нω}$ дальнейшее повышение температуры сетевой воды в подающем трубопроводе возможно лишь при постепенном уменьшении расхода воды с ТЭЦ на величину $\Delta G_{А}$. В противном случае график центрального качественного регулирования по отопительной нагрузке или суммарной нагрузке на отопление и горячее водоснабжение будет нарушен из-за недогрева сетевой воды на величину $\Delta\tau$ (см. рис. XI.18). Для восстановления заданного режима нагрева воды потребовалось бы увеличение мощности теплофикационных отборов пара и теплопроизводительности ПКТ. Уменьшающийся расход сетевой воды позволяет увеличить нагрев ее до установленных графиком регулирования значений при тех же расчетных теплопроизводительностях ТП и ПКТ.

Снижение расхода воды с ТЭЦ отразится лишь на гидравлическом режиме распределительных сетей автономной зоны. Поэтому для восстановления там расчетного гидравлического режима

должна включаться $ПНП_А$ на подмешивание необходимого количества воды из обратного трубопровода распределительных сетей. Расход воды насосов подстанции принимается равным величине уменьшения подачи воды с ТЭЦ.

При отсутствии неавтономной зоны потребителей расход сетевой воды с ТЭЦ может оставаться постоянным, но тогда недогрев сетевой воды на величину $\Delta\tau$ должен восполняться догревом в ПКР.

Централизованное теплоснабжение на базе крупных районных водогрейных котельных представляет собой наиболее удачное разрешение современной проблемы отставания строительства источников тепла от роста тепловых нагрузок. Объясняется это тем, что стоимость районных водогрейных котельных и сроки их возведения в несколько раз меньше стоимости и сроков строительства ТЭЦ. Одновременно снижаются затраты и сроки прокладки более коротких тепловых сетей от районных котельных. Поэтому опережающее строительство дешевых районных водогрейных котельных большой производительности дает значительный выигрыш в очередности капиталовложений и сокращает сроки централизованного теплоснабжения в тех районах, где ввод в действие ТЭЦ отстает от времени ввода тепловых потребителей.

§ XI.10. АВТОМАТИЗАЦИЯ ТЕПЛОПРИГОТОВИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Система автоматического контроля позволяет осуществить наиболее полное соответствие между производством и потреблением тепла за счет строгого соблюдения расчетных параметров теплоносителя и предупреждения аварийных ситуаций. Замена ручного регулирования автоматическим устраняет перетоп абонентов, тем самым способствует экономии топлива. Автоматизация сокращает штат обслуживающего персонала.

Автоматическое регулирование водоподогревательной установки предусматривает защиту подогревателя от затопления поверхностей нагрева конденсатом или водой, от перегрева сетевой воды и от падения давления в системе.

Регулирование уровня конденсата в паровом пространстве подогревателя обеспечивается автоматом автоматического слива (рис. XI.19). Аварийный подъем уровня конденсата возможен при поступлении в подогреватель сильно охлажденной обратной воды или влажного пара. Автомат срабатывает также при попадании в паровое пространство воды из-за разрыва трубок. В любом случае повышенное давление столба жидкости в межтрубном пространстве по импульсным линиям передается в нижнюю сильфонную камеру *А* реле давления РД-1. Верхняя полость сильфонной камеры *Б* находится под давлением парового пространства. Неуравновешенное давление полостей вызывает прогибание мембраны вверх. Клапанок *8* открывает выход рабочей воды через сопло *12*. Увеличение расхода рабочей воды через сопло сопровождается падением давления за дрос-

сельной шайбой *10* и в камере над мембраной регулирующего клапана РК-1. Под действием пружины регулирующий клапан открывается, и происходит слив воды или конденсата из межтрубного пространства подогревателя до восстановления допустимого уровня. В качестве рабочей воды используют водопроводную под давлением 0,15—0,4 МПа и температуре 30—35°С.

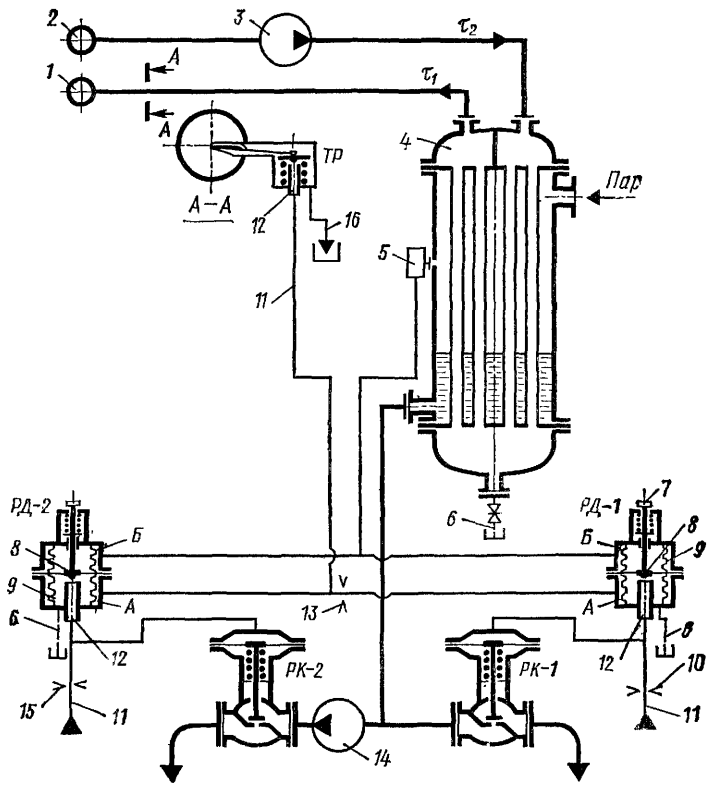


Рис. XI.19. Схема регулирования подогревательной установки:

1, 2 — подающий и обратный коллекторы; *3* — сетевой насос; *4* — теплофикационный подогреватель; *5* — уравнительный бачок; *6* — дренаж; *7* — регулировочный винт; *8* — клапанок; *9* — сильфон; *10, 13, 15* — дроссельные шайбы; *11* — рабочая вода; *12* — сопло; *14* — конденсатный насос; *16* — слив в конденсатосборник

Регулирование температуры сетевой воды на выходе из подогревателя осуществляется с помощью термореле, установленного на трубе (сечение *А — А*), реле давления РД-2 и клапана РК-2. При повышении температуры сетевой воды выше установленного значения клапан термореле открывает выход конденсата из сопла, в результате давление в импульсной линии за дроссельной шайбой *13* уменьшается. Снижение давления в сильфонной камере *А* реле давления РД-2 приводит к уменьшению расхода

рабочей воды через сопло и увеличению давления за дроссельной шайбой *15* и в камере над мембраной клапана РК-2. Благодаря прикрытию клапана откачка конденсата из межтрубного пространства подогревателя уменьшается, а уровень конденсата в подогревателе увеличивается. Некоторый подъем уровня конденсата в межтрубном пространстве уменьшит поверхность нагрева и тем самым величину нагрева сетевой воды. При понижении температуры сетевой воды ниже заданного уровня действие системы регулирования происходит в обратном направлении.

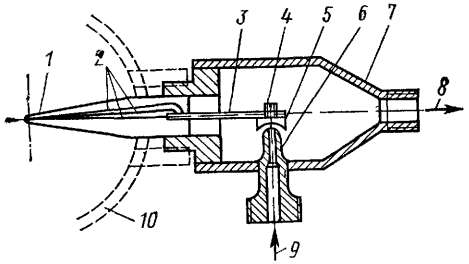


Рис. XI.20. Биметаллическое термореле:
1 — гильза медная; *2* — биметаллические пластины; *3* — рычаг; *4* — винт настройки; *5* — клапан; *6* — сопло; *7* — корпус, *8* — слив рабочей жидкости; *9* — вход рабочей жидкости; *10* — труба с теплоносителем

Необходимые импульсы регулируемых давлений настраиваются натяжением пружины реле давления, производимым с помощью регулировочного винта. На рис. XI.20 показана принципиальная конструкция термореле теплосети Мосэнерго. В медной гильзе термореле заклепаны пластинки из биметалла сталь-инвар. Инвар представляет собой сплав железа и никеля, имеющий низкий коэффициент линейного расширения. Гильзу устанавливают внутри трубы с теплоносителем. При различном нагревании теплоносителя биметаллические пластины изменяют величину зазора между клапаном и соплом. Настройку реле производят регулировочным винтом так, чтобы начало открытия сопла совпадало с превышением контролируемой температуры теплоносителя. Принцип действия дилатометрического реле (рис. XI.21) аналогичен. Стержень из инвара жестко соединен с концом гильзы, вставляемой в поток теплоносителя. Другой конец стержня свободно упирается в качающийся рычаг, удерживаемый в исходном положении пружиной. При нагревании латунная гильза удлиняется больше стержня, т. е. стержень как бы втягивается в гильзу. В результате сила давления стержня на рычаг уменьшается, и происходит закрытие клапана под действием пружины на другом плече рычага.

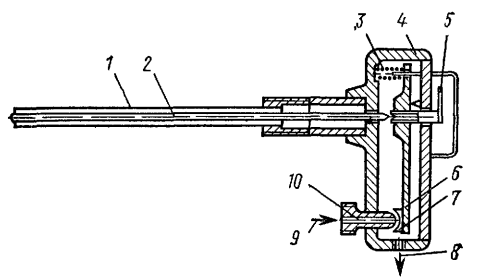


Рис. XI.21. Дилатометрическое термореле:
1 — гильза латунная; *2* — стержень из инвара; *3* — пружина, *4* — корпус; *5* — винт настройки; *6* — рычаг; *7* — клапан; *8* — слив рабочей воды; *9* — вход рабочей воды; *10* — сопло

Регулирование подпитки тепловой сети приведено на схеме (рис. XI 22) с нейтральной точкой на перемычке сетевого насоса. Реле *РД-1* и клапан *РК-1* регулируют режим подпитки, а реле *РД-2* и клапан *РК-2* контролируют давление сетевой воды. Совместное действие этих приборов обеспечивает постоянное давление в нейтральной точке *О*. Точка постоянного давления

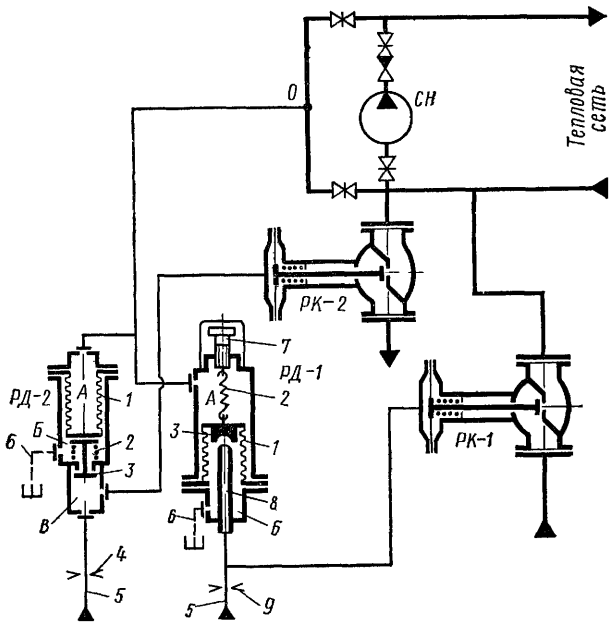


Рис XI 22. Схема регулирования подпитки тепловой сети:

РК-1 и *РК-2* — регулирующие клапаны, *РД-1* и *РД-2* — реле давления, *СН* — сетевой насос, *1* — сильфон, *2* — пружина, *3* — клапан, *4*, *9* — дроссельные шайбы, *5* — рабочая вода, *6* — дренаж, *7* — винт настройки, *8* — сопло

на перемычке сетевых насосов соединена с реле давлений импульсными трубками.

Недостаточная подпитка тепловой сети вызывает падение давления в нейтральной точке и импульсной камере *А* реле *РД-1*. При этом пружина реле растягивает сильфон и открывает сопло для выхода рабочей воды в сливную камеру *Б*. Увеличение расхода воды через сопло и перепада давления в дроссельном устройстве *9* приводит к падению давления за дросселем и в мембранной камере клапана *РК-1*. Клапан *РК-1* открывается, увеличивая подпитку воды до восстановления заданного уровня давления.

При избыточной подпитке давление в нейтральной точке становится выше установленного значения, действия реле и клапана будут происходить в обратном направлении. Если при полном закрытии клапана *РК-1* и прекращении подпитки сети давление в

сети будет продолжать расти, в действие подключается дренажное устройство.

Рост давления в импульсной камере *А* реле *РД-2* приводит к растягиванию сильфона и сжатию пружины, открывающей клапан между сливной камерой *Б* и исполнительной камерой *В*. Через открытый клапан рабочая вода свободно вытекает в дренаж, давление в камере *В* и над мембраной клапана *РК-2* падает, клапан *РК-2* открывается и сбрасывает часть воды до восстановления необходимого давления.

Автоматическое управление тепловыми и гидравлическими режимами с помощью регуляторов непрямого действия обладает высокой чувствительностью и точностью исполнения. Тем не менее в открытых системах теплоснабжения с меняющимися расходами сетевой воды, а также в закрытых системах при переходе на летние нагрузки давление в точке подпитки необходимо менять в соответствии с режимами расходов теплоносителя. В противном случае вследствие резкого уменьшения расхода воды возможна разрегулировка и опорожнение местных систем.

ГЛАВА XII

ОСНОВЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

§ XII.1. ОРГАНИЗАЦИЯ СЛУЖБЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Современное централизованное теплоснабжение представляет собой сложное энергетическое хозяйство, связанное с выработкой тепла и его реализацией. От согласованности действий каждого подразделения зависит бесперебойное теплоснабжение и безаварийная работа оборудования источников тепла, сетей и абонентских вводов по установленному графику. Эксплуатирующая организация обязана проводить технический надзор за строительством, пуском и наладкой систем теплоснабжения, разрабатывать и контролировать режимы отпуска тепла, обеспечивать профилактический ремонт оборудования и сетей, постоянно совершенствовать технико-экономические показатели всех звеньев хозяйства. Для выполнения этих мероприятий организуется служба эксплуатации.

Структура эксплуатационной службы зависит от единичной мощности и количества источников тепловой энергии, радиуса действия тепловых сетей и других местных факторов. В настоящее время определились три основные группы организации эксплуатационных служб: 1-я — объединяющая системы теплоснабжения общего пользования от коммунальных или промышленных ТЭЦ вместе с присоединенными к ним пиковыми котельными районов; 2-я — раздельные системы квартального и районного теплоснабжения от квартальных и районных котельных; 3-я — раздельные системы теплоснабжения от местных и небольших квартальных котельных.

В 1-й высшей группе все элементы систем теплоснабжения (источник энергии, тепловые сети, потребители) принадлежат различным предприятиям и хозяйствам со своими организационными формами управления. Во 2-й группе источник тепловой энергии и тепловые сети принадлежат предприятиям объединенных котельных и тепловых сетей (ПОК и ТС), в ведении которых находится распределение и контроль использования тепловой энергии различными жилищно-коммунальными учреждениями. В 3-й группе вся система теплоснабжения принадлежит жилищным отделам или предприятиям различных ведомств.

Службы эксплуатации 2-й и 3-й групп в своей деятельности подчиняются районным Советам народных депутатов городов. Исключение могут представлять промышленные предприятия с собственными источниками тепловой энергии, которые располагают квалифицированными кадрами. В этом случае эксплуатация системы теплоснабжения передается одному из подразделений главного энергетика предприятия.

Высшая форма организации службы эксплуатации создается в крупных культурных и промышленных центрах, имеющих несколько ТЭЦ, объединенных разветвленной тепловой сетью. В них создаются предприятия тепловых сетей, называемые **Теплосетью,** подчиненные районному энергетическому управлению. Теплосеть,

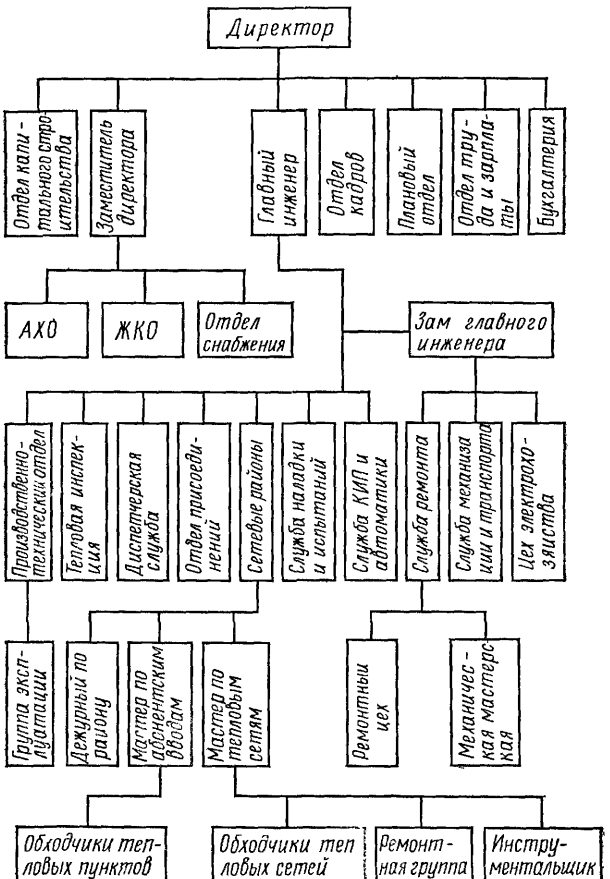


Рис XII 1 Структура управления Теплосети

получая тепло от ТЭЦ, осуществляет руководство транспортом тепловой энергии по наружным тепловым сетям, распределением его по тепловым пунктам и контролем за использованием тепла потребителями.

Деятельность предприятия Теплосети распространяется на внешние тепловые сети в пределах границ обслуживания. Границы обслуживания определяются выходными задвижками на ТЭЦ и входными задвижками в местных или центральных тепловых пунктах.

По структуре предприятие Теплосети состоит из трех подразделений: административное, производственное и эксплуатационное (рис. XII.1).

Административный аппарат выполняет общее руководство всей деятельностью предприятия. Непосредственную разработку мероприятий производит производственная служба, а непосредственное обслуживание систем теплоснабжения — служба эксплуатации.

Производственно-технический отдел осуществляет многостороннюю деятельность, направленную на совершенствование режимов теплоснабжения, повышение надежности и экономичности работы сетей и оборудования. В отделе разрабатываются программы испытания и наладки систем теплоснабжения, составляются инструкции по эксплуатации оборудования и технической подготовке обслуживающего персонала. На основе обобщения данных эксплуатации отдел разрабатывает предложения по техническому перевооружению системы теплоснабжения.

Тепловая инспекция выполняет контроль использования тепла и состояния теплоиспользующих установок.

Отдел присоединений производит учет присоединенных абонентов и решает вопросы о подключении к сетям новых объектов.

Служба наладки и испытаний производит все наладки и испытания после монтажа новых и ремонта действующих сетей и оборудования. В период эксплуатации служба организует эксплуатационные испытания систем теплоснабжения. Производственная лаборатория службы занимается вопросами анализа сетевой воды, конденсата; контролирует состояние теплопроводов и разрабатывает мероприятия по борьбе с коррозией.

Служба КИП и автоматики ведает обслуживанием, ремонтом и наладкой приборов учета тепла, регуляторов и других контрольно-измерительных приборов сетей и тепловых пунктов.

Служба ремонта занимается составлением планов и графиков проведения ремонтов, заявок на материалы, оборудование и механизмы. Персонал ремонтного цеха занимается выполнением капитальных ремонтов сетей во всех районах. Для уменьшения штата рабочих цеха и улучшения их занятости в зимний период, когда не ведутся капитальные работы, эти рабочие привлекаются на ремонтные работы в сетевых районах. В механической мастерской централизованно заготавливают запасные части и монтажные детали, необходимые для ремонта тепловых сетей.

Служба механизации и транспорта предназначена для обеспечения службы ремонта и сетевых районов транспортом и механизмами специального назначения во время ремонтов и эксплуатации. В экстренных случаях по указанию диспетчера служба механизации принимает участие в ликвидации аварий.

Цех электрохозяйства занимается монтажом и эксплуатацией электрокабелей, электрических приводов арматуры, электрического оборудования насосных подстанций, устройством

средств электрической защиты и освещения. Персонал цеха обеспечивает дежурство электриков, а также ремонт электрооборудования.

Диспетчерская служба осуществляет общее оперативное руководство эксплуатацией, координирует режимы отпуска тепла на тепловых станциях и его потребления в сетевых районах. Служба разделяется на группу режимов и оперативную группу. Группа режимов разрабатывает режимы приготовления тепла, графики температур, давлений и расходов теплоносителя и др. В состав оперативной группы входят центральный диспетчерский пункт ЦДП и районные дежурные пункты РДП. На ЦДП возлагаются важнейшие функции деятельности: а) разработка режимов загрузки теплоприготовительного оборудования источников тепла и контроль их исполнения, б) контроль параметров и распределения теплоносителя в тепловых сетях; в) наблюдение за подключением новых сетей; г) руководство действиями обслуживающего персонала тепловых станций и сетевых районов при регулировании режимов потребления тепла, по обнаружению и ликвидации аварий и др.

ЦДП имеет прямую телефонную связь с РДП и ТЭЦ, а крупные теплосети — средства дистанционного управления, позволяющие контролировать работу тепловых пунктов на больших расстояниях от места управления. Поступающая информация и указания, выдаваемые диспетчером ЦДП, регистрируются в оперативном журнале и книге распоряжений, а изменения тепловых и гидравлических режимов заносятся в суточные диспетчерские графики. Данные этих документов анализируются и впоследствии используются для улучшения технико-экономических показателей теплоснабжения.

Дежурный диспетчер должен в совершенстве изучить работу всей системы теплоснабжения и безошибочно ориентироваться в изменениях гидравлических режимов тепловых сетей. При авариях диспетчер принимает решение по изменению режимов загрузки оборудования и схемы работающей сети, по отключению поврежденных участков сети. Организует и направляет действия дежурного персонала станции и сетевых районов в поиске мест повреждения. В некоторых случаях в распоряжение диспетчера ЦДП придается аварийная бригада со всеми необходимыми механизмами и приспособлениями. Централизованная аварийная служба способствует быстрейшей локализации аварии.

Сетевые районы являются основными производственными подразделениями предприятия, непосредственно занимающимися эксплуатацией сетей в пределах отведенных границ обслуживания. Штат руководящих работников и обслуживающего персонала устанавливается в зависимости от размеров районов, количества теплофикационных камер, тепловых пунктов, насосных подстанций и абонентских вводов.

Сетевые районы имеют свои районные диспетчерские пункты РДП, оснащенные необходимым количеством указывающих, регистрирующих и регулирующих приборов, позволяющих вести по-

стоянный контроль за режимами работы сети и теплопотребляющих установок. В помещении РДП должна находиться оперативная схема сетей района, на ней указываются длины участков сети, диаметры трубопроводов, номера тепловых пунктов и абонентских вводов.

Все работы в районе выполняются обходчиками тепловых сетей и абонентских вводов под руководством мастеров. Количество групп обходчиков назначается по штатному расписанию. Слесарь-обходчик является ответственным за состояние и работу сетей, оборудования и приборов в камерах, подстанциях и контрольно-распределительных пунктах, поэтому обязан производить регулярное наблюдение на закрепленном участке. Периодичность обхода и обязанности обходчиков указываются в инструкции по эксплуатации. Результаты каждого обхода регистрируются в рапорте. В рапорте указываются проверенные во время обхода участки сети, камеры, тепловые пункты, параметры теплоносителя в контрольных точках, обнаруженные дефекты и работы, выполненные обходчиком. Дефекты, требующие устранения, заносятся мастером в журнал дефектов с указанием срока ремонта.

Сложная структура Теплосети требует четкого взаимодействия всех подразделений и служб. Казалось бы, что согласованные действия всех служб удобнее всего осуществить под контролем единого учреждения, которому принадлежит вся система теплоснабжения, как это имеет место в 3-й группе эксплуатационной службы. В действительности наблюдается обратное: третьей форме организационной структуры присущи низкая культура обслуживания, низкие технико-экономические показатели работы системы. В небольших разобщенных системах теплоснабжения, принадлежащих различным ведомствам, из-за низкой квалификации обслуживающего персонала крайне медленно внедряются научно-технические достижения передовых хозяйств, слабо выполняются указания по экономии тепла и расходованию материалов. Часты нарушения режимов регулирования и правил эксплуатации. В этих условиях эксплуатации невозможно соблюдение норм охраны окружающей среды. Мелкие теплоснабжающие хозяйства пока еще сохраняются во многих районах страны и в них вырабатывается значительная доля тепловой нагрузки (см. табл. II.1).

Создание предприятий объединенных котельных и тепловых сетей, производственных управлений и других объединений позволило значительно повысить технический уровень эксплуатации городского теплоэнергетического хозяйства местных Советов народных депутатов, уменьшить число неэкономичных котельных, находившихся в ведении различных организаций. Реорганизация управления создала условия для повышения квалификации обслуживания и снижения уровня эксплуатационных затрат. За время работы объединенных коммунальных теплоэнергетических предприятий существенно улучшился контроль за качеством ремонта котельного оборудования и тепловых сетей, созданы современные производственно-технические базы.

Основная задача эксплуатации состоит в повседневном повышении культуры обслуживания сетей и обеспечении непрерывного прогресса техники теплоснабжения. Это обязывает все производственные службы Теплосети исходить из научной организации труда, систематического изучения и обобщения результатов своей деятельности.

§ XII.2. ТЕХНИЧЕСКИЙ НАДЗОР И ПРИЕМКА СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Контроль качества выполнения строительно-монтажных работ в течение всего периода строительства является залогом надежности сооружения, поэтому служба эксплуатации обязана производить технический надзор с самого начала строительства на всех стадиях готовности объекта. Технический надзор возлагается на комиссию из представителей сетевого района, проектной и строительно-монтажной организаций и теплоснабжающей станции. Тепловые сети с рабочим давлением более 1,6 МПа и температурой теплоносителя свыше 115°С при диаметре трубопроводов более 100 мм принимаются в эксплуатацию с участием инспектора Госгортехнадзора и подлежат регистрации в этих органах.

Комиссия по техническому надзору за строительством и по приемке объектов теплоснабжения должна руководствоваться правилами проектирования, строительства и эксплуатации, регламентированными в следующих основных инструкциях и нормативных указаниях: «Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей» (Энергия, 1977), «Правила пользования электрической и тепловой энергией» [22], «Строительные нормы и правила» [32, 33], «Правила устройства и безопасной эксплуатации трубопроводов пара и горячей воды» [23], «Инструкция по эксплуатации тепловых сетей» [13], «Правила техники безопасности при обслуживании тепловых сетей» [21].

Надзор и приемка тепловых сетей осуществляется по техническим условиям проектов, согласованных с теплосетью или с ПОК и ТС. Комиссия обязана требовать от исполнителей работ строгого соблюдения всех норм строительства и проектных решений. Надзор проводится по всем видам строительных и монтажных работ в порядке их выполнения: разбивка трассы; устройство основания трассы, продольного дренажа, электрической защиты; сварка труб, размещение опор, растяжка компенсаторов, тепловая изоляция; промывка и испытания сетей; перекрытие каналов, засыпка и планировка грунта, а также другие операции, предусмотренные проектом или инструкцией [13]. Поэтапные результаты надзора оформляются актами приемки установленной формы [13], дающими разрешение на выполнение всех последующих работ. На все обнаруженные отступления от проекта должны быть получены согласования проектных организаций.

Высокие требования должны предъявляться прежде всего к качеству поставляемых строительных материалов и монтажных изделий. Технический надзор и приемка материалов и оборудования

производятся по сертификатам заводов-изготовителей. Данные сертификатов должны соответствовать проектным решениям. Строительные конструкции (каналы, камеры, эстакады, стойки и другие элементы) рассчитаны на длительный срок службы, поэтому при их приемке особое внимание обращается на отсутствие брака, возникшего при транспортировке, на тщательность подгонки и сборки узлов. Укладка лотков или сборных плит каналов на плохо утрамбованную постель может привести к просадке днищ, провисанию трубопроводов, при которых нарушается герметичность каналов и возникает перенапряжение сварных стыков труб. Продольный дренаж эксплуатируется без ремонта обычно 2—3 года, поэтому его сооружение должно быть надежным и удобным для повсеместной чистки системы.

Точность установки компенсаторов, фланцев, запорно-регулирующей и дренажной арматуры, правильное размещение сварных стыков, опор на трубопроводе и относительно опорных строительных конструкций является важнейшим условием надежности теплопровода.

Монтаж сальниковых компенсаторов проверяется на отсутствие перекосов подвижных стаканов в корпусе и наличие достаточного свободного хода стакана. Качество сальникового уплотнения и плотность набивки проверяются выборочной разборкой установленных компенсаторов. При П-образной компенсации температурных удлинений внешним осмотром оценивается качество сварных швов, допустимый радиус изгиба колен. Компенсирующую способность можно проверить контрольной выборочной резкой трубопровода перед компенсатором, при которой разрезанные концы труб должны разойтись на величину предварительной растяжки. Компенсаторы монтируют после закрепления трубопровода в неподвижных опорах; на участке врезки компенсатора между торцами труб оставляется разрыв, равный длине растянутого компенсатора. При надзоре проверяют расстояние разрыва и длину нерастянутого компенсатора. Качество монтажа компенсаторов оформляют актами приемки.

Во время монтажа скользящие опоры на трубопроводе должны быть сдвинуты в сторону неподвижной опоры (см. рис. VIII.8) на величину перемещения, указанную для каждой опоры в проекте, в зависимости от температуры наружного воздуха.

Исправную запорную, регулирующую и дренажную арматуру проверяют по допустимому условному давлению и на свободное плотное закрытие. В отдельной арматуре исследуют сальниковую набивку, качество пропитки набивочного материала, сверяют с проектом соблюдение мест размещения арматуры и правильность расположения маховика. Особое внимание уделяют прочности закрепления фланцевой арматуры на трубопроводе. Перекос фланцев при сварке вызывает перенапряжение фланцевого соединения и неравномерное обжатие прокладки, что является причиной аварии. На полностью затянутом фланцевом соединении резьбы всех болтов должны выступать из гаек на 2—3 витка.

Контроль теплоизоляционных работ проводится путем замеров толщины слоя, равномерности уплотнения материала, прочности бандажного крепления. Теплофизические свойства изоляционного материала проверяются лабораторным анализом проб.

Недоступные для внешнего осмотра сварные стыки, опоры и другие элементы контролируются в процессе выполнения этих работ. На сварные стыки теплопроводов бесканальной прокладки составляют исполнительную схему с указанием привязочных размеров стыка относительно видимых наземных объектов.

Наряду с контролем качества работ осуществляют технический надзор за соблюдением допустимых свободных зазоров между конструкциями и строительными ограждениями, правил компоновки каналов и камер. Все отступления от проекта и допущенные неисправности заносятся в дефектную ведомость с указанием сроков и способов устранения.

По окончании строительно-монтажных работ теплопровод пускается в пробную эксплуатацию с целью наладки, опробования и проведения необходимых испытаний на прочность. Прием и сдача сети в промышленную эксплуатацию оформляются актом с приложением к нему документов: а) исполнительных чертежей теплотрассы со всеми дополнительными устройствами; б) актов ревизии и испытаний; в) паспортов магистрали, арматуры, приборов контроля; г) сертификатов на трубы и изделия; д) актов лабораторных исследований сварки, теплоизоляции, качества воды; е) строительных чертежей сооружения.

Надзор и приемка тепловых пунктов, абонентских вводов и подстанций. Постоянный надзор позволяет предупредить отступления от проектных решений, которые в ряде случаев ведут к переделкам, срыву сроков строительства и в итоге к удорожанию сооружения.

Внешним осмотром комиссия устанавливает качество работ, наличие свободных проходов и площадок для текущего ремонта оборудования. При приемке насосов, электродвигателей, подогревателей и различных емкостей сверяют паспортные характеристики установленного оборудования с данными, принятыми в проекте. Осматривают внешний вид установленного оборудования и закрепление на фундаменте. Теплообменники и емкости проверяют на плотность заливом водой под давлением, при необходимости производят пробный пуск с целью определения бесшумной работы агрегатов. Проверяют правильность установки запорно-регулирующей арматуры, грязевиков по отношению к направлению потока воды. Указывающие и регистрирующие контрольные приборы должны располагаться на высоте, удобной для наблюдения с отметки обслуживания.

Поверхность тепловой изоляции в пределах теплового пункта подлежит окраске в условные цвета. Приемочная комиссия должна следить за тем, чтобы окраска производилась после опрессовки оборудования по хорошо подготовленной и просушенной поверхности изоляции.

Тепловой пункт является местом постоянного нахождения обслуживающего персонала, поэтому требования технического надзора должны быть повышенными не только к качеству монтажа, но и к качеству отделочных работ внутри помещения.

§ XII.3. ПУСК СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Пуск систем теплоснабжения в промышленную эксплуатацию производит пусковая бригада по программе, составленной руководителем приемочной комиссии. Программа пуска перед исполнением передается дежурным по ЦДП и РДП. В программе содержится пусковая схема сети с описанием планов пуска теплопроводов и расстановки рабочих.

За основу пусковой схемы принимается исполнительная схема вновь сооруженной или действующей тепловой сети. Для организованного проведения пусковых операций тепловая сеть разделяется на секционные участки. Для каждого секционного участка на пусковой схеме сетей указывается емкость, необходимая для расчета времени заполнения участка, отмечается расположение грязевиков, задвижек на ответвлениях, П-образных и сальниковых компенсаторов, камер с размещенными в них приборами и дренажной арматурой, неподвижных опор. В плане пуска сетей указывается очередность и правила заполнения секционных участков, а также продолжительность выдержки давления в различные периоды.

Планом расстановки рабочих предусматривается закрепление наблюдателей за состоянием компенсаторов, опор, воздушных и спускных устройств, контрольных приборов. Согласованность действий обслуживающего персонала в период пуска организуется руководителем работ. К пуску приступают после получения разрешения дежурного сетевого района. О ходе пусковых операций руководитель пусковой бригады докладывает дежурному по району, который отмечает в оперативном журнале время проведения отдельных операций, показания приборов и состояние оборудования и другие данные. Пуск тепловых сетей складывается из операций наполнения, промывки, прогрева и испытания. Правила и последовательность выполнения этих работ зависят от назначения тепловых сетей, способа прокладки и времени пуска.

Пуск водяных тепловых сетей начинается с наполнения секционного участка водопроводной водой, нагнетаемой в обратную магистраль под напором подпиточного насоса (рис. XII.2). В теплое время года сети наполняются холодной водой. При температуре наружного воздуха ниже +1°С во избежание замерзания воды рекомендуется нагревать ее до 50°С.

В период заполнения на обратном трубопроводе перекрываются все спускные краны и задвижки на ответвлениях, открытыми остаются лишь воздушники. При появлении в воздушниках воды без пузырьков воздуха воздушные краны закрывают, затем перио-

дическим открыванием (через 2—3 мин) воздушников производится выпуск скоплений воздуха. По окончании заполнения обратной линии открываются задвижки на перемычке и аналогичным образом производится заполнение подающего трубопровода секции.

После заполнения всей секции производится двух-трехчасовая выдержка для окончательного удаления воздушных скоплений.

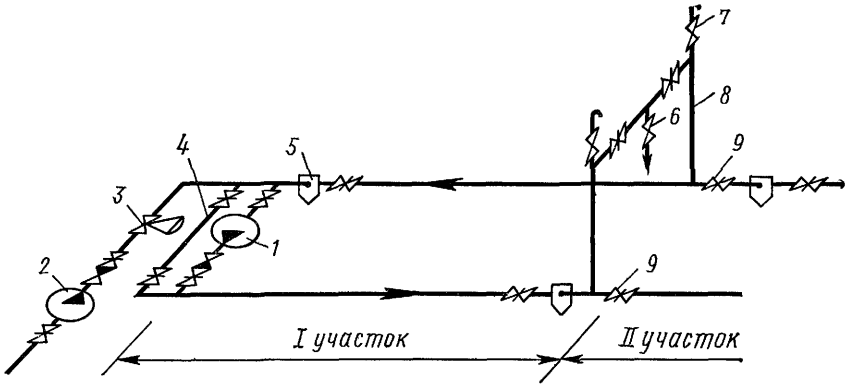


Рис XII.2. Схема размещения пусковых устройств в тепловой сети:
1 — сетевой насос; *2* — подпиточный насос; *3* — регулятор подпитки; *4* — перемычка сетевого насоса; *5* — грязевик, *6* — дренажный вентиль; *7* — воздушный вентиль; *8* — сетевая перемычка; *9* — секционная задвижка

Заполнение распределительных и квартальных сетей производится после заполнения магистральных трубопроводов, а ответвлений к зданиям — после заполнения распределительных и квартальных сетей. Заполнение тепловых сетей с насосными подстанциями производится через обводные трубопроводы.

Следующей пусковой операцией является опрессовка на плотность и прочность (см. § XII.5), которая проводится последовательно на всех подготовленных к пуску секционных участках. После испытания прочности системы приступают к промывке трубопроводов от грязи, окалины и шлама, занесенных в трубопровод во время монтажных или ремонтных работ.

Промывку осуществляют в две стадии: черновую и чистовую. Черновой промывкой удаляются легкие взвеси, для этого трубопроводы подключаются к водопроводной линии с давлением до 0,4 МПа. Под этим напором взмученная вода, оставшаяся в трубах после опрессовки, вытесняется через открытые дренажи. Полное удаление всех загрязнений производится чистовой промывкой водой из городского водопровода, нагнетаемой в трубопроводы со скоростью 3—7 м/с сетевыми насосами. При подземной прокладке сетей вымывание грязи, крупных частиц окалины и песка производится через открытые дренажи и грязевики, установленные на секционном участке в конце подающего и обратного трубо-

проводов. При надземной прокладке чистовую промывку производят в процессе наладки теплопроводов, используя для этой цели станционные и абонентские грязевики. По мере скопления шлама гидравлическое сопротивление грязевиков возрастает, для их чистки необходима остановка циркуляции с перекрытием задвижек с обеих сторон от грязевика. Признаком окончания чистовой промывки может служить установившееся постоянное гидравлическое сопротивление грязевиков. После чистовой промывки грязевики демонтируют или удаляют из них сетки.

В зависимости от протяженности сетей промывка может производиться сразу на всей длине магистрали или на отдельных участках с последовательным включением каждого последующего участка после промывки предыдущего, используя при этом циркуляцию воды через сетевые перемычки.

Общий расход воды на гидравлические испытания и промывку составляет примерно две-три емкости теплопровода. Промывка сетей даже при больших скоростях циркуляции не обеспечивает надлежащей чистки труб. Для сокращения расходов промывочной воды и улучшения чистоты труб особенно большого диаметра $D_у > 500$ мм применяется гидропневматическая промывка, которая осуществляется нагнетанием в воду сжатого до 0,3 МПа воздуха через несколько дренажных устройств. Сжатый воздух перемешивает в воде осевшие окалину, песок и с повышенной скоростью выбрасывает их через другие спускные краны. В связи с возможными гидравлическими ударами в сети при гидропневматической промывке принимаются повышенные меры предосторожности. В моменг впуска воздуха в трубопровод с водой не допускается пребывание наблюдателей в каналах и камерах. По окончании барботажа воздуха должен проводиться непрерывный контроль за состоянием всех элементов грубопроводов. Места сброса водовоздушной смеси должны быть ограждены от посторонних лиц.

Промывка ведется до полного осветления воды, по мере осветления качество ее контролируется лабораторным анализом. В конце чистовой промывки сети заполняют химически очищенной водой. Сети с открытым водоразбором перед заполнением сетевой водой подвергаются дополнительной санитарной обработке против бактериальных загрязнений по действующим нормам Госсанинспекции. Сеть дезинфицируется добавлением в воду активного хлора в количестве 20—40 мг/л, с выдержкой не менее 24 ч, остаточное содержание хлора в воде должно быть не менее 1 мг/л. Затем вода спускается, и сеть подвергается повторной промывке питьевой водой, нагретой до 70°С.

После некоторого периода циркуляции воды (через грязевики), необходимого для проверки состояния компенсаторов, опор, арматуры, производится подключение станционных подогревателей для подогрева сетей. Операция подогрева проводится медленно, скорость разогрева воды в подающем трубопроводе не должна превышать 30°С в час. При постепенном прогреве сети до рабочей температуры наблюдатели ведут тщательный надзор за работой

компенсаторов, состоянием уплотнений и теплоизоляции, за перемещением опор. Мелкие дефекты (утечки через дренажи, воздушники, уплотнения сальников) устраняются в процессе прогрева, так как со временем обнаруженные неисправности могут увеличиться. Для выправления крупных неисправностей необходима остановка сети.

После устранения дефектов теплопровод пускается в 72-часовую контрольную эксплуатацию, во время которой продолжается периодический выпуск воздуха через все воздушники. Задвижки на сетевых перемычках закрываются, а вода из перемычки между задвижками во избежание ее замерзания сливается. Если во время контрольной эксплуатации не будут обнаружены нарушения работы, сеть сдается в постоянную эксплуатацию.

При наличии насосных подстанций на обратных трубопроводах насосы должны включаться в работу до включения потребителей тепла. Насосы подстанций на подающих трубопроводах должны включаться после включения абонентских вводов для постепенного увеличения располагаемого напора в сети.

При выполнении всех работ обслуживающий персонал должен иметь ватную спецодежду и рукавицы во избежание случайных ожогов. Вблизи работающего теплопровода могут находиться только выделенные для пуска люди, прошедшие инструктаж по технике безопасности и хорошо знающие правила работы с горячими трубами и оборудованием.

Операции пуска конденсатопроводов выполняют аналогичным образом. Для предупреждения конденсации влаги на поверхности трубопровода и тепловой изоляции независимо от времени года заполнение и промывку производят водой с температурой не ниже 45°С. В конце промывки конденсатопровод немедленно заполняют конденсатом или химически очищенной водой для контрольной промывки. Во время контрольной промывки проверяют качество исходного и сбрасываемого в дренаж конденсата. Контрольную промывку ведут до установления требуемого солесодержания в конденсате.

Пуск паропроводов зависит от размеров сети. Разветвленные паропроводы большой протяженности пускаются вначале на магистральных участках, затем поочередно пускаются ответвления. Пуск паропроводов начинается с гидравлической опрессовки на прочность и плотность. Слив опрессовочной воды используется для черновой промывки паропровода. Чистовую промывку паропроводов водой не применяют, ее заменяют продувкой паром. Продувка холодных паропроводов без предварительного его прогрева не допускается из-за опасности конденсации и гидравлических ударов, поэтому операция наполнения преследует прогрев паропровода. Впуск пара на прогрев паропровода производят после полного удаления опрессовочной воды через пусковые и постоянные дренажи.

Прогрев начинают медленным открытием головных задвижек на ТЭЦ. На паропроводах большого диаметра для этих целей

используют байпасные линии на задвижках. Небольшой расход пара в начале прогрева предупреждает захват конденсата паром, ведущий к гидравлическим ударам большой силы, и деформацию трубопровода, так как в наполняемом паропроводе в первую очередь нагревается верхняя часть трубы, которая стремится изогнуть трубопровод дугой кверху. С появлением из пусковых дренажей сухого пара, свидетельствующем о завершении прогрева, дренажи закрываются. Затем паропровод некоторое время выдерживают под небольшим избыточным давлением. Это время используется для проверки состояния трубопроводов и ликвидации обнаруженных дефектов. Убедившись в надежности конструкции, производят впуск пара с максимальной скоростью, необходимой для захвата мелких и крупных частиц грязи, окалины и выброса этого шлама «на вылет» через концевые продувочные штуцера или специальные установленные концевые задвижки.

Для сокращения расхода пара на очистку труб от окислов железа рекомендуется присадка 1%-ного раствора едкого натра (каустика). Дозировка каустика производится через воздушники на головном участке паропровода в период прогрева.

После продувки паропровод переводится на расчетный режим работы. В процессе пуска естественно ожидать ослабления болтовых соединений, плотности сальников, засорения дренажных устройств. Все неисправности устраняют после пуска, поэтому на некоторое время организуется более частый обход трассы.

Пуск тепловых пунктов, подстанций и вводов сводится к испытанию плотности и прочности оборудования и трубопроводов. Проверку плотности и прочности производят гидравлической опрессовкой, выполняемой в теплое время года, когда температура в помещении не ниже +5°С. Перед опрессовкой тепловые пункты отключают от тепловой сети путем закрытия входной арматуры и установки заглушек во фланцевые соединения за арматурой.

После гидравлического испытания тепловой пункт вместе с местной системой промывают водопроводной водой до полного осветления и затем воду сливают полностью. Тепловые пункты заполняют сетевой водой по пусковому графику, которым устанавливается очередность подключения абонентов. Заполнение осуществляют плавным открытием запорной арматуры на обратном трубопроводе. С появлением воды в воздушных кранах их закрывают, потом медленно открывают запорную арматуру на подающем трубопроводе.

Наполнение местных систем через обратный трубопровод предотвращает разрушение радиаторов высоким давлением воды в подающем трубопроводе. В тех случаях, когда статическая высота потребителей превышает давление в обратном трубопроводе, окончательное заполнение вводов производят из подающих трубопроводов при частично открытой арматуре на обратном трубопроводе ввода. Необходимое избыточное давление регулируется последующей настройкой регулятора подпора или дроссельных шайб на обратном трубопроводе.

§ XII.4. НАЛАДКА СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Нормальная работа источника тепла, сетей и потребителей требует постоянного контроля за состоянием оборудования и соблюдением режимов отпуска тепла заданных параметров. Задача наладки заключается в том, чтобы обеспечить бесперебойное приготовление тепла при всех режимах нагрузки и установить максимальное соответствие между выработкой тепла и его потреблением. Согласованная загрузка всех звеньев системы теплоснабжения достигается наладкой.

Режим отпуска тепла планируется на основе суточных и годовых графиков нагрузки. Суточные графики составляет диспетчерская служба теплосети по предварительным прогнозам погоды и выдает на станцию за сутки до исполнения. Суточный график является заявочным документом, в котором указываются параметры и часовые нормы расхода теплоносителя всему району и норма загрузки теплофикационного оборудования. При составлении заявочных графиков нормы отпуска тепла жилищно-бытовому потребителю корректируются по данным теплопотребления этого района за прошедшие годы. Заявочные режимы работы станционного оборудования корректируются также в оперативном порядке по получении диспетчером информационных сообщений от дежурных по сетевым районам и уточнению сводки погоды.

Обслуживающий персонал тепловой станции обязан строго соблюдать заявочные режимы и контролировать параметры теплоносителя, поскольку недогрев сетевой воды приводит к уменьшению температуры в помещении, а возврат сетевой воды с высокими температурами создает перерасход электроэнергии на перекачку теплоносителя. Отклонения от расчетных температур воды в подающем и обратном трубопроводах допускаются в пределах $\pm 2°C$. Всякие нарушения режимов отпуска и потребления тепла учитываются при финансовых расчетах между станцией и потребителями.

При наладке режимов теплоснабжения необходимо учитывать неодинаковые условия доставки тепла на различные расстояния. В сетях большой протяженности при регулировании режимов потребители вблизи станций начинают получать тепло новых параметров значительно раньше дальних потребителей. Это запаздывание, определяемое временем перемещения теплоносителя от источника к концу сети, при небольшой скорости воды (до 2 м/с) может составлять продолжительное время. В таких случаях для предупреждения перерасхода тепла у головных потребителей и нехватки тепла у концевых потребителей (или наоборот) центральное регулирование должно корректироваться местным регулированием. Начало местного регулирования в различных сетевых районах координируется диспетчером ЦДП. Продолжительность движения теплоносителя до характерных точек сети определяется при наладке. Наладка может производиться после сооружения новых сетей или ремонта действующих, такая наладка называ-

ется пусковой. Во время эксплуатации сетей наладка применяется с целью улучшения режимов потребления тепла.

Пусковая наладка необходима для обеспечения расчетного распределения теплоносителя в многочисленных ответвлениях сетей и экономической работы теплопотребляющих установок. Если на вводах имеются автоматические регуляторы, задача пусковой наладки сводится к настройке регуляторов расхода на пропуск расчетных расходов воды при расчетном гидравлическом режиме сетей. При отсутствии абонентских регуляторов наладку производят различными методами. Один из них, называемый программным, предусматривает наладку режимов путем последовательного подключения потребителей к сети. Пусковое регулирование сетей по программному методу осуществляется по плану очередности подключения абонентов. Наиболее простое регулирование достигается последовательным подключением абонентов в направлении от конца сети к станции или от источника тепла к концу сети.

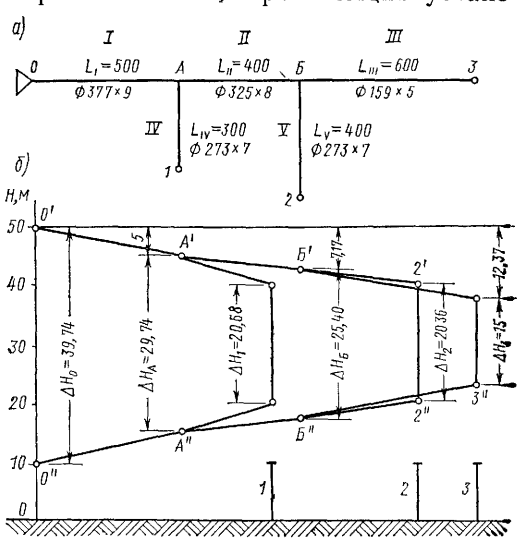


Рис. XII.3 Расчетная схема *а* и пьезометрический график *б* тепловой сети

Для каждого абонента устанавливается определенный пусковой расход воды. Величина расхода зависит от числа подключаемых абонентов, нормы расхода воды каждым потребителем и очередности их подключения к сетям. Пусковые расходы на вводе рассчитываются из условия заполнения сетей расчетным расходом воды и отключения от сетей абонентов, подлежащих более позднему включению. По мере включения последующих абонентов пусковые расходы на каждом вводе постепенно снижаются и после включения последнего абонента у всех потребителей устанавливаются нормальные расчетные расходы воды. Расчет наладки сети программным методом покажем на конкретном примере.

Пример. Рассчитать пусковую наладку сети, показанной на рис. XII.3, при последовательном подключении абонентов от конца тепловой сети. Исходные данные для этой тепловой сети приведены в табл. XII.1.

Последовательность решения примера приведена в табл. XII.2. В табл. XII.1 и XII.2 расчеты приведены при плотности сетевой воды $\rho=975$ кг/м^3. Располагаемое давление в начале тепловой сети принято равным $\Delta P_0=9{,}81\Delta H_0=$

Таблица XII.1 **Расчетные данные тепловой сети**

№ участков, ответвлений и абонентов	Расход воды V, м³/ч	Потери давления на участке $\Delta P = 9,81 \Delta H_p$, Па	Гидравлическая характеристика сети и абонентов $S = \frac{\Delta P}{V^2}$, Па·ч²/м⁶
Магистрали I	615	47 900·2	0,253
II	307,5	20 800·2	0,44
III	102,5	49 700·2	9,45
Ответвления IV	307,5	43 200·2	0,914
V	205	24 100·2	1,05
Абоненты 1	307,5	198 200	2,1
2	205	194 400	4,62
3	102,5	143 300	13,62

=380 000 Па, где ΔH_0 — располагаемый напор в начале тепловой сети, принятый по пьезометрическому графику на рис. XII.3. Располагаемые давления в узлах *А* и *Б* ($\Delta P_А$, $\Delta P_Б$) определены по соответствующим располагаемым напорам в узлах ответвлений *А* и *Б* ($\Delta H_А$, $\Delta H_Б$).

После включения абонента *3* задвижка на вводе должна быть установлена на такое открытие, чтобы через абонентский ввод проходило 126,5 м³/ч воды. После подключения к сети абонента *2* открытие задвижки на абонентском вводе *2* должно быть налажено на пропуск 227 м³/ч воды, при этом расход воды через абонентский ввод 3 при прежнем открытии задвижки уменьшится со 126,5 до 114 м³/ч. Только при этих условиях после включения абонента *1* у всех потребителей установится расчетный расход воды (рис. XII. 4).

Программный метод пускового регулирования при большом числе потребителей неудобен из-за сложности расчета программы и длительности выполнения наладочных операций, поэтому его применяют для небольших тепловых сетей.

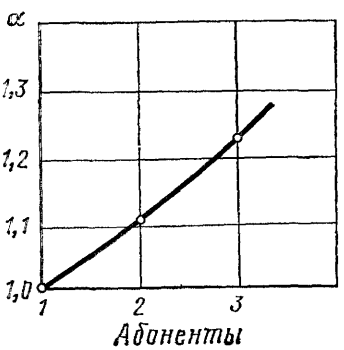


Рис. XII.4. Изменение коэффициентов пускового расхода воды на вводах

Пусковое регулирование по методу сопротивлений состоит в настройке на каждом абонентском вводе расчетного сопротивления, соответствующего расчетному режиму эксплуатации. Расчетное сопротивление вводов определяется по пьезометрическому графику, построенному по расчетным расходам воды. Для разработки программы регулирования должны быть хорошо известны гидравлические характеристики всех участков сети. При регулировании проверяют соответствие фактического сопротивления ввода

Таблица XII.2. **Расчет пусковых расходов сетевой воды на абонентских вводах**

№ п. п.	Определяемая величина	Расчетная формула	Расчет
		Включается абонент 3	
1	Гидравлическая характеристика сети и абонента 3	$S_{I,\ 3}=S_I+S_{II}+S_{III}+S_3$	$0{,}253+0{,}44+9{,}45+13{,}62=$ $=23{,}763$ Па·ч^2/м^6
2	Пусковой расход воды абонента 3	$V_3^{п}=\sqrt{\dfrac{\Delta P_0}{S_{I,\ 3}}}$	$\sqrt{\dfrac{380\,000}{23{,}763}}=126{,}5$ м^3/ч
3	Коэффициент пускового расхода абонента 3	$\alpha_3=\dfrac{V_3^{п}}{V_3}$	$126{,}5/102{,}5=1{,}23$
		Включается абонент 2	
4	Гидравлическая характеристика узла Б	$S_Б=\dfrac{\Delta P_Б}{(V_2+V_3)^2}$	$\dfrac{9{,}81\cdot 25{,}4\cdot 975}{(205+102{,}5)^2}=$ $=2{,}57$ Па·ч^2/м^6
5	Гидравлическая характеристика сети с абонентами 2 и 3	$S_{I,\ 2,3}=S_I+S_{II}+S_Б$	$0{,}253+0{,}44+2{,}57=$ $=3{,}263$ Па·ч^2/м^6
6	Общий расход воды, который установится в сети при подключении абонентов 2 и 3	$V_{2,3}^{п}=\sqrt{\dfrac{\Delta P_0}{S_{I,\ 2,\ 3}}}$	$\sqrt{\dfrac{380\,000}{3{,}263}}=341$ м^3/ч
7	Коэффициент пускового расхода у абонентов 2 и 3	$\alpha_2=\dfrac{V_{2,\ 3}^{п}}{V_2+V_3}$	$341/(205+102{,}5)=1{,}11$
8	Пусковой расход воды у абонента 2	$V_2^{п}=\alpha_2 V_2$	$1{,}11\cdot 205=227$ м^3/ч
9	Пусковой расход воды у абонента 3	$V_3^{п}=\alpha_2 V_3$	$1{,}11\cdot 102{,}5=114$ м^3/ч
		Включается абонент 1	
10	Гидравлическая характеристика узла А	$S_A=\dfrac{\Delta P_A}{(V_1+V_2+V_3)^2}$	$\dfrac{9{,}81\cdot 29{,}74\cdot 975}{(307{,}5+205+102{,}5)^2}=$ $=0{,}752$ Па·ч^2/м^6
11	Гидравлическая характеристика сети с абонентами 1, 2, 3	$S_{I,\ 1,\ 2,\ 3}=S_I+S_A$	$0{,}253+0{,}752=$ $=1{,}005$ Па·ч^2/м^6
12	Общий расход воды в сети	$V_{I,2,3}^{п}=\sqrt{\dfrac{\Delta P_0}{S_{I,\ 1,\ 2,\ 3}}}$	$\sqrt{\dfrac{380\,000}{1{,}005}}=615$ м^3/ч
13	Коэффициент пускового расхода у всех абонентов после подключения абонента 1	$\alpha_1=\dfrac{V^{п}_{1,\ 2,\ 3}}{V_1+V_2+V_3}$	$\dfrac{615}{307{,}5+205{,}5+102{,}5}=1$

Продолжение табл XII 2

№ п п	Определяемая величина	Расчетная формула	Расчет
14	Пусковые расходы воды у абонентов:		
	1	$V_1^{\text{п}}=\alpha_1 V_1$	$1\cdot 307{,}5=307{,}5$ м³/ч
	2	$V_2^{\text{п}}=\alpha_1 V_2$	$1\cdot 205=205$ м³/ч
	3	$V_3^{\text{п}}=\alpha_1 V_3$	$1\cdot 102{,}5=102{,}5$ м³/ч

расчетным значениям. Несоответствие устраняют наладкой. Результаты наладки проверяют по показаниям приборов расхода и давления на подающем и обратном трубопроводах. Метод сопротивления применяют для пускового регулирования сетей с любым числом потребителей при любой последовательности их включения в любой точке сети.

Метод нормальных расходов применяют для пускового регулирования водяных сетей в тех случаях, когда трудно установить гидравлические характеристики участков сети. Регулирование начинается с установки в магистральных сетях устойчивого расхода воды при строго постоянном располагаемом напоре сетевого насоса. Циркуляция воды производится через открытые концевые перемычки Затем последовательным включением каждого абонента, начиная от источника, добиваются нормального расчетного расхода воды на вводе. По мере увеличения числа подключенных абонентов и изменения расходов воды и напоров в сети производят дополнительную подрегулировку.

Расчетное распределение сетевой воды является основным признаком высокой гидравлической устойчивости сети и безаварийного теплоснабжения. Регулирование гидравлических режимов сети может быть обеспечено централизованно у источника тепла, а также местными и индивидуальными средствами регулирования (см. гл. VII). Задача наладки состоит в том, чтобы установить допустимые изменения давлений в сети, при которых обеспечивается непрерывность расчетного теплоснабжения. Дежурный персонал станции и сетевых районов, производящий регулировку гидравлических режимов, а также диспетчер, управляющий работой сети, должны в совершенстве изучить изменения гидравлических режимов на всех участках сети и абонентских вводах в зависимости от производимых переключений. Эти знания помогают обслуживающему персоналу уверенно определять очаги аварий и принимать самостоятельные решения по их ликвидации.

Гидравлический режим паропроводов достаточно устойчив, в них не наблюдается резкого изменения давления при включении или отключении отдельных потребителей. Отсутствие жесткой гидравлической зависимости потребителей облегчает применение

местного количественного регулирования путем простого изменения степени открытия задвижки. Наладка паропроводов поэтому сводится к уточнению действительных температуры и давления в наиболее крупных ответвлениях при максимальных и минимальных расходах пара.

Тепловые пункты и подстанции представляют собой узлы управления местных систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, поэтому наладку оборудования в пунктах должны производить совместно с местной системой.

Особенности отопительных систем обусловлены применением смесительных устройств, требующих соблюдения потребного перепада давления на вводе. К особенностям системы горячего водоснабжения относится резко выраженная неравномерность нагрузки, постоянно нарушающая расчетные гидравлические режимы во внешней сети. Помимо этого за время отопительного сезона все виды тепловой нагрузки нуждаются в дополнительном местном регулировании. Все это усложняет наладку и требует поэлементного проведения регулировочных операций.

Перед наладкой тепловых пунктов и местных систем необходимо установить их гидравлические сопротивления при расчетных расходах воды. При значительной разности фактических и проектных потерь напора (более 10—20 %) системы должны быть тщательно промыты. Контроль потерь давления в системах необходим для определения достаточности располагаемого напора для нормальной работы элеватора, калорифера или установки горячего водоснабжения.

Низкий коэффициент смешения снижает циркуляцию воды в отопительных приборах, завышенный улучшает распределение воды и благодаря запасу теплоотдачи нагревательных приборов исключает недогрев помещений. Увеличение коэффициента смешения производится подбором меньших сечений сопла по формуле

$$d = d_1 \frac{1+u_1}{1+u}, \qquad \text{(XII.1)}$$

где d — потребный диаметр сопла; d_1 — диаметр установленного сопла; u — необходимый коэффициент смешения; u_1 — установленный коэффициент смешения.

В некоторых случаях замена сопл вызывается неточностью изготовления проточной части элеватора или завышенным сопротивлением местной системы. Для уменьшения чрезмерно больших коэффициентов смешения необходимо увеличить сопротивление отопительной системы прикрытием входной задвижки на вводе или установкой дроссельной шайбы. При насосном смешении регулирование коэффициента смешения осуществляется регулирующими клапанами на перемычке насосов.

Прогрев нагревательных приборов определяется с помощью ртутных термометров или тарированных термощупов, установленных на входе и выходе каждого стояка. При равномерном про-

греве приборов температура воды на выходе из стояков должна быть одинаковой. Отрегулированные расходы воды в стояках отмечаются положениями стрелок на указывающих дисках проходных кранов.

Опыт эксплуатации показывает, что расчетный расход тепла на отопление зданий не всегда совпадает с действительной потребностью. Корректировка отопительной нагрузки производится выборочным термографированием отапливаемых помещений и наружного воздуха. Термографированием устанавливается действительная потеря тепла через наружные ограждения помещения и соответствие этой потери теплу, получаемому из сетей. По уточненной потребности тепла и фактическому перепаду температуры сетевой воды вводятся поправки на величину расхода теплоносителя.

Подогреватели горячего водоснабжения перед заполнением сетевой водой подвергаются гидравлическому испытанию и затем промывке вместе с разводящими трубами водопроводной водой. При наладке уточняют гидравлические и тепловые характеристики подогревателя. Испытания проводят для нескольких режимов водоразбора и при минимальной температуре сетевой воды (обычно 70°С). Целесообразно отрегулировать нагрев водопроводной воды до 50—55°С. При таких температурах значительно ослаблены солеотложения в трубках подогревателей и коррозия в трубах разводящей системы.

Наладка водоразбора из сети заключается в настройке смесителя на автоматическое переключение расхода воды из подающей на обратную линию при достижении в ней температуры 55—65°С и в проверке производительности терморегулятора.

В системах горячего водоснабжения высотных зданий одинаковые свободные напоры воды в водоразборных кранах настраивают подбором диафрагм. Диафрагмы устанавливают на каждом ответвлении в квартиру или помещение с водоразборными приборами, отверстия в диафрагмах уменьшают по этажам сверху вниз.

Особо важное значение имеет контроль температуры обратной воды. Работа отопительной системы с повышенной температурой обратной воды свидетельствует о перетопе здания и прямом нарушении санитарных норм в жилом помещении. Перегрев помещений в ряде случаев вызывается излишней установкой нагревательных приборов. В период наладочных работ необходимо проверить соответствие проектных и фактически установленных нагревателей, так как несоблюдение графика температуры обратной воды увеличивает перерасход топлива.

В тепловых пунктах с паровым теплоносителем наладочные работы сводятся к установке лимитных расходов пара и наладке системы приема возвращаемого конденсата. Наладка и ремонт пароводяных подогревателей состоят из тех же операций, что и для коммунальных потребителей с водоводяными подогревателями. В паровых системах особое значение имеет уход за дрени-

рующими устройствами, так как неисправное дренирование паропроводов увеличивает потери тепла и конденсата, а также создает опасность гидравлических ударов.

Все крупные потребители пара должны иметь исправно действующие конденсатоотводчики и оборудование для закрытой или открытой схемы сбора и откачки конденсата. Перед приемом конденсата в сборные баки должен быть организован регулярный лабораторный анализ качества конденсата. В открытых схемах сбора конденсата необходимо отрегулировать охлаждение конденсата до 95—98°С и обеспечить его непрерывную откачку на тепловую станцию.

По результатам наладки составляют режимные карты, в которых указывают максимальные значения тепловой нагрузки, параметров теплоносителя, рекомендуемые перепады давлений и температур, коэффициенты смешения и номера элеваторов и другие данные, установленные испытаниями. Режимные карты являются руководящим документом для эксплуатационников.

§ XII.5. ИСПЫТАНИЯ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

Испытания тепловых сетей бывают пусковые и эксплуатационные. Пусковые испытания проводят после сооружения новых сетей или капитального ремонта. Предназначены они для определения годности сооружения к эксплуатации. В процессе эксплуатации в трубах и оборудовании накапливается шлам, трубопроводы корродируют, защитные свойства тепловой изоляции изменяются. Допустимое изменение различных характеристик сооружения периодически проверяется эксплуатационными испытаниями. Пусковые и эксплуатационные испытания разделяются на опрессовку, гидравлические и тепловые испытания и испытания на максимальную температуру теплоносителя. Все виды испытаний проводят по специальной программе, учитывающей цели исследования.

Опрессовка предназначена для определения плотности и механической прочности трубопроводов, арматуры и оборудования. Пусковая опрессовка бесканальных сетей и в непроходных каналах проводится в два этапа: предварительно и окончательно. Предварительная опрессовка выполняется по мере окончания работ короткими участками до установки на трубопроводах сальниковых компенсаторов, задвижек и до закрытия каналов или засыпки траншей. Целью опрессовки является проверка прочности сварки под пробным избыточным давлением 1,6 МПа в течение времени, необходимого для осмотра и простукивания стыков. Обстукивание ведется молотками массой 1,5 кг на ручке длиной 500 мм, удары наносятся по обеим сторонам шва на расстоянии от стыка примерно 150 мм.

Окончательная опрессовка делается после завершения всех работ и установки на трубопроводах всех элементов оборудования, но до наложения тепловой изоляции. При монтаже сетей из бесшовных труб допускается тепловая изоляции до испытания, но

с оставлением сварных стыков свободными от изоляции. Избыточное давление опрессовки доводится до 1,25 $P_{раб}$ ($P_{раб}$ — рабочее давление), но не менее 1,6 МПа в подающих трубопроводах и 1,2 МПа в обратных трубопроводах. Длительность опрессовки определяется временем, необходимым для осмотра сетей.

Опрессовку сетей, доступных осмотру во время эксплуатации, производят за один раз после завершения всех работ. Испытания по возможности должны проводить в теплое время года, при наружной температуре ниже +1°С опрессовку разрешается выполнять с подогревом воды до 50°С.

Окончательную опрессовку выполняют при отключенных тепловых пунктах под избыточным давлением, создаваемым сетевым насосом. Во время испытания циркуляция воды в сетях организуется через открытые концевые перемычки, а необходимое давление испытания создается постепенным прикрытием задвижки на обратном коллекторе до тех пор, пока перепад давления между подающим и обратным трубопроводами на ТЭЦ не достигнет 0,1—0,3 МПа.

Опрессовку оборудования подстанций, тепловых пунктов совместно с местными системами производят в два приема. Отключенные от сетей оборудование и трубопроводы заполняются водой из городского водопровода, необходимое давление испытания создается напором опрессовочных насосов с ручным или механическим приводом. Вначале в системе нагнетается рабочее давление для проверки плотности сварных и фланцевых соединений оборудования, арматуры и трубопроводов. Затем избыточное давление доводится до 1,25 от рабочего, но не ниже норм [13], установленных для каждого вида оборудования, необходимого для проверки прочности. Продолжительность испытания тепловых пунктов и отходящих от них трубопроводов принимается не менее 10 мин.

Результаты испытания сетей и тепловых пунктов на каждом этапе считаются удовлетворительными, если во время их проведения не обнаруживается падение давления свыше установленных пределов, а в сварных швах, в фланцевых соединениях и арматуре отсутствуют разрывы, течи воды и запотевания. При обнаружении разрывов и других повреждений вода сливается (из сетей за время не более 1 ч); дефектные швы вырубаются и перевариваются; неплотности устраняются затяжкой болтов, сменой набивки. После чего опрессовку повторяют.

Действующие тепловые сети опрессовываются ежегодно в конце отопительного сезона для выявления дефектов, подлежащих устранению при капитальном ремонте, и после выполнения капитального ремонта.

Гидравлические испытания предназначены для определения фактических гидравлических характеристик новой сети и оборудования пунктов или изменения этих характеристик в процессе эксплуатации. При гидравлических испытаниях одновременно измеряют давление, расход и температуру теплоносителя

в характерных точках (места изменения диаметров, расходов воды, сетевые перемычки) сети. В сильно разветвленных сетях для уменьшения точек замеров допускается отключать мелкие ответвления. В контрольных точках устанавливают образцовые манометры, ртутные термометры с ценой деления 1°С и нормальные измерительные диафрагмы. Испытания проводят при отключенных тепловых пунктах на максимальных и сокращенных до 80% от максимальных расходах воды. Циркуляция воды в сетях и ответвлениях обеспечивается включением концевых перемычек.

Потери давления на исследуемых участках подающих и обратных трубопроводов рассчитывают по формуле

$$\Delta P=(P_1-P_2)+9{,}81\,(z_1-z_2)\,\rho, \qquad \text{(XII.2)}$$

где P_1, P_2 — показания манометров в начале и конце участка, Па; z_1, z_2 — геодезические отметки в точках расположения манометров, м; ρ — плотность теплоносителя при соответствующей температуре, кг/м^3.

По данным замеров давления в подающем и обратном трубопроводах строят действительный пьезометрический график, а по расходам воды на участках определяют расчетный график давления. Сравнением устанавливают отклонения действительного и расчетного пьезометрических графиков, изменения коэффициентов трения на участках и наличие засоренных участков. При гидравлическом испытании паропроводов геодезические отметки местности не учитываются.

Тепловые испытания проводят с целью определения фактических потерь тепла в сетях и сопоставления их с расчетными и нормативными значениями. Необходимость тепловых испытаний диктуется естественным разрушением тепловой изоляции, замены ее на отдельных участках, а также изменениями конструкций. Испытания проводят в конце отопительного сезона, когда вся конструкция теплопровода и прилегающий грунт прогреты достаточно равномерно, что гарантирует получение стабильных результатов. Перед испытаниями восстанавливают разрушенную изоляцию, осушают камеры и каналы, проверяют работу дренажных устройств. Испытания выполняют на всей длине сети или отдельных участках и ответвлениях. Тепловые пункты потребителей отключают, циркуляцию воды производят через перемычки.

Во время испытаний замеряют расходы и температуры теплоносителя в начале и конце исследуемого участка подающего и обратного трубопроводов. Устанавливают устойчивый режим циркуляции, при котором снимают несколько показаний через 10 мин.

Фактические удельные потери тепла определяют по формулам

$$q_{\text{ф}1}=\frac{c\,(G_1-0{,}25G_{\text{п}})\,(\tau_{11}-\tau_{12})}{3600l}; \qquad \text{(XII.3)}$$

$$q_{\text{ф}2}=\frac{c\,(G_1-0{,}75G_{\text{п}})\,(\tau_{21}-\tau_{22})}{3600l}, \qquad \text{(XII.4)}$$

где $q_{ф1}$, $q_{ф2}$ — фактические удельные потери тепла в подающем и обратном трубопроводах, кВт/м; G_1, $G_п$ — усредненные расходы сетевой воды соответственно в подающем трубопроводе и подпиточной воды, кг/ч; τ_{11}, τ_{12} — усредненные температуры воды в начале и конце подающего трубопровода, °С; τ_2, τ_{22} — то же, обратного трубопровода; l — длина участка, м.

Сравнением фактических теплопотерь с расчетными устанавливают качество изоляции. Для сопоставления с нормативными потерями фактические теплопотери пересчитывают по среднегодовым температурам воды в подающем и обратном трубопроводах и среднегодовой температуре окружающей среды. Тепловые потери паропроводов определяют по изменению энтальпии, влажности пара и количеству выпадающего конденсата. Тепловые и гидравлические испытания сетей проводят через 3—4 года.

Испытания на максимальную температуру теплоносителя проводят с целью контроля надежности конструкции, работы компенсаторов, смещения опор, для определения действительных напряжений и деформаций наиболее нагруженных элементов сети. Данные испытания используют для оценки степени старения металла, длительное время работавшего при высоких давлениях и температурах. Испытания проводят раз в два года в конце отопительного сезона при отключенных потребителях с циркуляцией теплоносителя через концевые перемычки.

В период испытания температура теплоносителя повышается со скоростью 30°С в час, в концевых точках сети максимальная температура выдерживается не менее 30 мин.

По мере разогрева трубопроводов через определенные интервалы времени замеряют перемещения фиксированных точек на трубах, плеч П-образных и стаканов сальниковых компенсаторов. Фактические перемещения элементов сети сравнивают с расчетными и по ним устанавливают действительные напряжения в характерных точках. Если разность расчетных и фактических удлинений трубопроводов превышает 25% расчетного удлинения, то должны быть предприняты поиски мест защемления труб, просадки или сдвига неподвижных опор и других причин, вызвавших это различие.

§ XII 6. ПРОФИЛАКТИКА И ЛИКВИДАЦИЯ АВАРИЙ

Прекращение подачи тепла приносит большой ущерб народному хозяйству вследствие вынужденного простоя производственного оборудования и сокращения выпуска промышленной продукции. Аварийное отключение отопления ухудшает комфортные условия в жилых помещениях. Для ликвидации аварий непроизводительно отвлекается рабочая сила, затрачиваются дополнительные материалы, техника и капитальные средства.

Новые и прошедшие капитальный ремонт сети после сдачи в промышленную эксплуатацию длительное время могут не обнаруживать скрытые дефекты, способные вызвать аварию. Во время

эксплуатации происходит естественное старение оборудования, трубопроводов и контрольно-измерительной аппаратуры. Поэтому противоаварийная профилактика заключается в заблаговременном выявлении очагов разрушения.

Содержание сетей и тепловых пунктов в постоянной исправности возлагается на обходчиков тепловых сетей и абонентских вводов. За группой обходчиков из двух и более человек закрепляется определенный участок тепловой сети, на котором они следят за работой и техническим состоянием компенсаторов, опор, арматуры, тепловой изоляции, дренажей; выполняют регулировочные операции; осуществляют надзор за всеми работами посторонних организаций вблизи трассы. По плану профилактических мероприятий производят текущий ремонт сетей (выправку положения опор, перетяжку болтовых соединений, замену сальниковых набивок). На отведенном участке трассы обходчики отвечают за исправность и чистоту каналов, камер, устройств для отвода почвенных вод. В обязанности обходчиков входит наблюдение за работой регулирующих и измерительных приборов. При обходах должны проверяться показания измерительной аппаратуры, вноситься исправления при всяких отклонениях от заданных режимов. Разрегулировка режимов отпуска тепла возникает вследствие следующих причин: 1) образования «воздушных мешков»; 2) скопления в низших точках теплопроводов и перед арматурой шлама и продуктов коррозии; 3) заклинивания арматуры, затрудняющего регулирование режимов; 4) разрушений тепловой изоляции, вызывающих увеличение теплопотерь и снижение температуры теплоносителя; 5) неплотностей фланцевых соединений, сальниковых набивок, сварных швов.

Результаты наблюдения и произведенных работ записывают в журнал обхода, который регулярно просматривает мастер и начальник. По журнальным записям впоследствии составляют накопительную ведомость предупредительных мероприятий, подлежащих выполнению во время капитального ремонта. В накопительную ведомость заносят все обнаруженные неполадки, являющиеся следствием естественного старения материалов, или скрытые дефекты, оставшиеся после предыдущего ремонта, но которые не угрожают внезапной аварией.

При обслуживании сетей должны соблюдаться меры предосторожности. Обходчики должны иметь набор исправного инструмента, спецодежду, обувь, рукавицы, соответствующие условиям работы в горячих помещениях. Спуск в каналы и камеры разрешается после проверки загазованности и проветривания, чтобы в зоне обслуживания температура не превышала 60°С. Обход и ремонт сетей в полупроходных каналах допускается при двустороннем отключении трубопровода и остывании теплоносителя в отключенном участке до 80°С. Открытые люки в камеры в дневное время ограждают переносными треногами с дорожными знаками, а в ночное время на ограждения устанавливают красные фонари.

В крупных камерах с электрооборудованием должно быть стационарное освещение с напряжением 12 В. Для освещения небольших камер, проходных каналов могут быть использованы аккумуляторные фонари. Работы в камерах и каналах при температуре 60°С должны производить не дольше 20 мин с устройством 20-минутных перерывов для отдыха на открытом воздухе. За работающим в камере или канале должен вести постоянный контроль второй обходчик, неотлучно находящийся на открытом воздухе вблизи люка. При работах в загазованных камерах обходчики должны пользоваться шланговыми противогазами с выводом конца шланга на чистый воздух или специальными масками с кислородными баллонами. Обслуживание теплопроводов воздушной прокладки производят с постоянных или переносных площадок. При отсутствии временных подмостей обходчикам выдают предохранительные пояса, которыми они во время работы привязываются к трубам или другим неподвижным конструкциям. Лица, допущенные к эксплуатации тепловых сетей, проходят специальное обучение по технике безопасности и правилам технической эксплуатации.

Обслуживание тепловых пунктов и местных систем осуществляется персоналом теплопотребляющих организаций, поэтому в обязанность обходчиков тепловых пунктов входит контроль за техническим состоянием оборудования и соблюдением режимов потребления тепла. Обнаруженные неисправности и нарушения норм потребления тепла обходчики отмечают в журнале теплового пункта, устанавливают сроки устранения неполадок и проверяют исполнение этих указаний.

Профилактический ремонт оборудования тепловых пунктов и местных систем теплоснабжения выполняет обслуживающий персонал пункта. Обслуживающий персонал должен хорошо понимать свои задачи и помнить, что от исправности различных устройств в насосных, в контрольно-распределительных и тепловых пунктах зависит надежность всей системы теплоснабжения. Например, некачественная теплоизоляция паропровода приводит к интенсивной конденсации пара, которая при неисправности дренажных устройств может вызвать гидравлические удары большой разрушительной силы. Поэтому дежурные обязаны тщательно следить за состоянием теплоизоляции; регулярно проверять свободное и плотное закрытие и открытие запорной и дренажной арматуры; своевременно смазывать графитовой смазкой движущиеся части механизмов, сальниковых уплотнений арматуры, компенсаторов и других элементов.

При плохом содержании подогревателей наблюдается постепенное уменьшение производительности и завышение температуры воды на выходе из теплообменника. Разладку работы подогревателей вызывают преимущественно отложения солей временной жесткости, содержащихся в водопроводной воде. Во время профилактических ремонтов необходимо своевременно удалять накипь из трубочек и принимать меры для уменьшения солеотло-

жений, например регулярной настройкой регуляторов температуры на подогрев воды не свыше 50—55°С.

Статистика показывает, что основная масса аварий происходит из-за коррозии трубопроводов, разрыва сварных швов, просадки опор, разрушения компенсаторов, арматуры, фланцевых и сальниковых уплотнений. От плохого содержания сетей и нарушения режимов эксплуатации аварии возникают из-за замерзания воды в трубопроводах и дренажных устройствах.

Частые аварии происходят в результате образования сквозных свищей, вызванных в 90% случаев разрыва труб наружной коррозией. В местах разрыва труб утонение толщины стенок доходит до 0,5—1 мм. Коррозия возникает в местах, где имеется доступ влаги к поверхности труб: при контакте с грунтом, со стенами камер и каналов, в опорных конструкциях. В каналах и камерах коррозию вызывает капель с перекрытий и холодных люков, затопление низа изоляции грунтовой водой. Коррозия — это скрытый процесс, поэтому ее профилактика заключается в регулярной проверке состояния изоляции, каналов и других элементов теплопроводов, от неисправности которых может возникнуть коррозия.

Антикоррозионная защита, применяемая в настоящее время, способна задержать коррозию трубопроводов на срок не более 1—2 года. При ненадежных антикоррозионных покрытиях необходимо уделять внимание быстрому высыханию теплоизоляции, что способствует отдалению сроков аварии от коррозии. Сильно прокорродированные участки трубопроводов рекомендуется проверять на надежность гидравлическим испытанием. Давление испытания подбирается таким, чтобы им были разрушены слабые места, которые затем заменяются новыми трубами, а на трубах большого диаметра накладываются заплаты. Такие испытания на прочность рекомендуется проводить в два этапа. На первом этапе испытанию подвергается вся длина магистрали под давлением сетевого насоса, но не более 1,6 МПа. Этим устанавливается надежность системы в целом. На втором этапе выявляются мелкие очаговые повреждения, для чего проводятся поучастковые испытания с помощью передвижных насосных установок, подключаемых к штуцерам постоянных опрессовок. Давления опрессовки допускается повышать до 2,5 МПа. Комплекс основных профилактических мероприятий борьбы с коррозией рассматривается в § XII.8.

Чаще всего сварные стыки разрываются на изгибах и в местах большого провисания труб. Перенапряжения сварных швов могут возникнуть от несоблюдения режимов прогрева трубопроводов, неправильного подбора компенсирующих устройств или от упирания в стенки каналов и ниш поворотов труб и плеч гибких компенсаторов. Большие продольные усилия, возникающие в защемленном трубопроводе, способны разрушить не только сварку стыков, но и закрепления неподвижных опор. Срывы неподвижных опор могут распространиться на большую длину сетей, вызывая поломку компенсаторов, ответвлений, арматуры.

Для предупреждения аварий необходимо периодически проверять расположение и закрепление опор, компенсаторов с замерами провисаний труб. При осмотре необходимо проверить достаточность зазоров между стенками каналов и поворотами труб для свободного температурного перемещения. Качество сварки исследуют лабораторным анализом, при необходимости швы усиливают или вырубают для переварки. Обновляемые сварные швы целесообразно размещать на расстоянии 0,2 l от опоры (см. рис. VIII.11).

Просадки опор и тугая набивка сальников вызывают заедание стакана в корпусе сальникового компенсатора, ведущее к быстрому износу уплотнения. Заклинивание стакана устраняется выравниванием перекосов труб подкладками под опоры или уменьшением расстояний между подвижными опорами со стороны стакана. Если регулярные подтяжки сальника не уменьшают течи, то сальниковая набивка заменяется на новую.

Просадки опор в каналах и труб в бесканальных прокладках выправляются нивелированием с последующим усилением основания под просадочными участками. Если смещения труб или опасные напряжения сварных швов возникают от недостаточной компенсации температурных деформаций, то устанавливают компенсаторы с большей компенсирующей способностью или производят перенос неподвижных опор с дополнительным размещением компенсаторов.

Пробивание прокладок во фланцевых соединениях возникает при перекосах фланцев, неравномерном обжатии или использовании некачественных и толстых прокладок. Для повышения надежности сетей фланцевые соединения целесообразно заменять соединениями на сварке. Фланцы оставляют только в местах установки фланцевой арматуры, но в наиболее опасных узлах фланцевую арматуру допускается приваривать непосредственно к трубам.

Поломка арматуры происходит вследствие неправильного ее размещения на трубопроводах вблизи изгибов труб, где возникают большие напряжения кручения и изгиба, а также закрепления на перекошенных фланцах. При обнаружении опасных напряжений необходимо проверить равномерность затяжки болтов и возможность переноса неподвижной опоры ближе к арматуре. Когда перемещение опоры недопустимо, следует переставить арматуру к неподвижной опоре со стороны прямолинейного участка трубы длиной не менее 20 D_y, отделенного от ближайшего поворота скользящими опорами, поглощающими часть изгибающих усилий. Под тяжелой арматурой необходимо установить специальную разгружающую опору. В очень тяжелых условиях находится арматура на сетевых перемычках, особенно когда перемычки размещены далеко от неподвижных опор и имеется большая разность удлинений подающих и обратных трубопроводов. Для разгрузки арматуры большое значение имеет достаточная гибкость перемычки и закрепление неподвижных опор непосредственно под

перемычками. Во время ремонта сетей чугунную арматуру необходимо заменять на стальную.

Замораживание воды чаще всего наблюдается на концевых участках сети с малым расходом. Для борьбы с замораживанием применяется циркуляция воды через концевую перемычку между подающим и обратным трубопроводом. Чтобы искусственная циркуляция воды по перемычке не нарушала гидравлического режима, перемычку выполняют из трубы небольшого диаметра (15—20 мм) и с дроссельной диафрагмой, рассчитанной на постоянный пропуск минимального расхода воды, обеспечивающего непромерзание. Основным средством защиты конденсатопроводов и дренажей от замораживания является надежная теплоизоляция. Однако при периодической откачке конденсата наиболее целесообразно применение парового спутника, проложенного для обогрева конденсатопровода в одной теплоизоляции.

Первым признаком аварии водяных сетей является падение давления в нейтральной точке и увеличение расхода подпиточной воды. Руководство действиями дежурных по ликвидации аварий принимает на себя диспетчер теплосети. Для быстрого обнаружения повреждений и устранения неполадок в кратчайший срок эксплуатационный персонал каждого сетевого района должен иметь заранее разработанный оперативный план действий. В нем должны быть указаны: порядок отключения магистрали и ответвлений к вводам, правила аварийного обхода камер, тепловых пунктов, условия аварийного включения резервных перемычек между магистралями смежных сетевых районов и другие требования.

Диспетчер Теплосети независимо от размеров повреждений и утечки воды обязан обеспечить нормальный или специально разработанный аварийный режим теплоснабжения на весь период поиска места повреждения. При значительной утечке воды во избежание опорожнения отопительных систем используются все наличные подпиточные средства, включая и подпитку недеаэрированной водой. Установив режим подпитки, диспетчер организует поиск места аварии. По его указанию в сетевых районах и на тепловой станции приступают к проверке герметичности системы.

Внешним осмотром сетей места аварии обнаруживаются по парению из камер, колодцев, растаявшему снегу или скоплению воды на трассе, по шуму вытекающей воды и другим признакам. На ТЭЦ в первую очередь проверяется герметичность подогревательной установки. При разрыве трубок поверхности нагрева сетевая вода вытекает в межтрубное пространство и смешивается с конденсатом. Герметичность подогревателя в этом случае легко устанавливается химическим анализом конденсата, а также сравнением расходов пара и откачиваемого конденсата. При отсутствии разрывов трубок подогревателя качество конденсата остается постоянным, а его количество равно расходу пара. Подогреватели с обнаруженными разрывами трубок немедленно отключают, а теплоснабжение переводят на аварийный график, по которому в

первую очередь обеспечивается отопительная нагрузка. При недостатке тепла на отопление в аварийном режиме предусматривают временное отключение горячего водоснабжения и части вентиляционной нагрузки предприятий.

При полной исправности станционных подогревателей и невозможности визуального определения места аварии производят поочередное отключение распределительных сетей, секционных участков, затем отдельных потребителей до тех пор, пока не обнаружится источник аварии, опознаваемый по резкому сокращению подпитки. После отключения аварийного участка работу сети переводят на нормальный режим, а на неисправном участке производят восстановительные работы.

§ XII.7. РЕВИЗИЯ И РЕМОНТ ТЕПЛОПРОВОДОВ

Осмотр всех элементов оборудования тепловых сетей, проложенных в проходных каналах, камерах, на эстакадах, не представляет трудностей, так как доступ к ним возможен в любое время. В бесканальных прокладках и прокладках в непроходных каналах трубы, опоры, тепловая изоляция и другие элементы длительное время остаются без надзора. Ревизия состояния таких подземных прокладок производится контрольным шурфованием и вскрытием каналов на коротких участках. Через шурфы отбираются пробы теплоизоляции, осматриваются трубы, стенки каналов, проверяется глубина заложения и прогиб трубопровода. Места и очередность контрольных шурфовок устанавливаются планом профилактических мероприятий сетевого района. Ревизии чаще всего подвергаются затопляемые участки трассы, где очевиднее коррозионное поражение труб. Контроль за внешней коррозией трубопроводов производится также электроразведкой и составлением карты блуждающих токов.

Материалы вскрытия подземных прокладок, как и периодические осмотры открытых теплопроводов, служат для оценки состояния коммуникаций и определения объемов восстановительных работ. Результаты систематических наблюдений, ревизий и эксплуатационных испытаний сетей, сообщаемые управлению теплосети в виде ежемесячных технических отчетов, используются для составления общего объема технических мероприятий по восстановлению и совершенствованию системы теплоснабжения. Сводный перечень дефектов обобщается по степени износа и естественного старения материалов и оборудования с учетом их нормативных и фактических сроков службы и возможностей исправления дефектов во время ремонта. По результатам анализа разрабатывается план предупредительных ремонтов. Ремонты бывают текущими и капитальными.

Текущий ремонт представляет собой комплекс профилактических мероприятий, выполняемых систематически с целью предупреждения преждевременного износа отдельных элементов системы теплоснабжения и устранения мелких дефектов. Работы по

текущему ремонту проводят регулярно в течение всего отопительного сезона и выполняются обходчиками сетей и дежурными тепловых пунктов в ходе эксплуатации. Мелкий профилактический ремонт, как, например, ликвидация течей сальниковых уплотнений, фланцевых соединений, чистка дренажей, воздушников, правка и закрепление опор, смазка трущихся узлов и другие, выполняют без отключения теплопроводов. Текущий ремонт более крупного оборудования и узлов конструкции может выполняться при кратковременном отключении участков сети.

Капитальный ремонт предназначен для полного восстановления изношенных элементов и реконструкции системы с применением более экономичного и современного оборудования. Ремонт проводят в летний период. Пришедшие в негодность материалы и оборудование при капитальном ремонте заменяют на новые. Однако процент замены не должен превышать установленные нормы годовых расходов материалов на ремонт. Остальная часть потребных материалов после ревизии и восстановления должна использоваться повторно до истечения установленных сроков службы.

Во время ремонта проверяется работа спутного дренажа, ершами прочищаются заиленные дренажные трубы. При низкой фильтрации засыпки производят частичное обновление материала или ее промывку, а также прокладывают дополнительные дренажные трубы. При засыпке траншеи грунт тщательно утрамбовывают и затем планируют. Полностью ремонтируют автоматическую откачку воды из дренажных приямков в камерах, проверяют работу поплавковых датчиков уровня, автоматически включающих дренажные насосы.

К капитальному ремонту обычно приурочивается реконструкция с целью присоединения новых потребителей и дальнейшего наращивания мощности сетей на ожидаемую перспективную нагрузку. В связи с этим при ремонте может потребоваться удаление излишних или добавление новых опор, компенсаторов, арматуры и других элементов. При необходимости сети, подстанции и вводы переоснащаются новейшими средствами автоматического управления.

Капитальный ремонт подстанций и тепловых пунктов производится одновременно с ремонтом сетей. К концу отопительного сезона дежурный персонал обязан провести ревизию оборудования пунктов вместе с присоединенными к ним местными теплопотребляющими установками и всей запорно-регулирующей и контрольной арматуры. Во время ремонта вскрываются все теплообменники для чистки поверхностей и перевальцовки отдельных трубок. Качественная чистка трубок обеспечивается теплой (до 70°С) промывкой 2,5%-ным раствором соляной кислоты с последующей нейтрализацией кислотности 1%-ным раствором едкого натра и промывкой водопроводной водой. В местных отопительных системах особенно тщательно промывают стояки с непрогревающимися нагревательными приборами. Для улучшения эф-

фекта промывки в воду периодически с интервалом через 15 мин нагнетается сжатый воздух. Гидропневматическая промывка с подогревом воды до 70—95°С в 5—10 раз сокращает время промывки и значительно улучшает вымывание отложений.

Большой объем строительно-монтажных работ сопряжен с длительным простоем оборудования и недовыработкой тепла. В связи с этим подготовка к ремонту имеет решающее значение для ускоренного восстановления и сдачи сетей в эксплуатацию. Заблаговременная подготовка к ремонту заключается в разработке графиков отключения сетей и теплопунктов, поставки материалов и запасных частей, размещения ремонтного персонала и в составлении сметы расходов.

Метод сетевого планирования наиболее полно отражает весь комплекс подготовительных ремонтных операций и технологию производства работ, так как сетевой график устанавливает очередность и продолжительность видов работ, сроки завоза материалов, движение ремонтных бригад и обеспечение механизмами и инструментами.

До начала работ должна быть полностью подготовлена проектная документация с указанием правил отключения узлов и вскрытия траншей и каналов, порядка передвижения ремонтного персонала и монтажных механизмов, готовности материалов, запчастей и инструментов. Проект ремонта должен быть согласован с теплопотребителями и организациями, на территории которых будут проведены работы, кроме того, необходимо получить разрешение на перекрытие уличного движения.

Продолжительность ремонта рассчитывается по нормам простоя оборудования. Ремонт рекомендуется производить агрегатно-узловым способом, для чего необходима заблаговременная заготовка узлов из новых или прошедших ремонт деталей. Сущность агрегатно-узлового метода ремонта сводится к простой замене оборудования ремонтируемого узла заранее подготовленным и собранным узлом. Неисправная арматура и детали, снятые с ремонтируемого узла, отправляют на ремонт в механические мастерские Теплосети. Таким образом, за счет узлового ремонта из времени простоя исключаются трудоемкие операции по притирке, ремонту и испытанию арматуры и других деталей.

Поточный метод скоростного узлового ремонта значительно сокращает время простоя и позволяет обеспечить ускоренную поучастковую сдачу сетей в эксплуатацию.

После завершения всех работ проводят испытания и приемку системы в эксплуатацию.

§ XII.8. ЗАЩИТА ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ ОТ КОРРОЗИИ

Борьба с коррозией является одной из важнейших задач службы эксплуатации. Коррозия сокращает срок службы тепловых сетей до 10—15 лет, что составляет около 30% от нормативной продолжительности эксплуатации. Известны примеры, когда коррозия выводила из строя новые сети через 5—6 лет.

Согласно теории максимальная скорость коррозии происходит при температурах 70—85°С. Именно при этих температурах большую часть времени работают подающие трубопроводы водяных тепловых сетей, чем объясняется существенная разница в скорости и в частоте наблюдаемой коррозии подающего и обратного трубопроводов и большая продолжительность службы паропроводов (до 20—30 лет), работающих при температурах более 100°С.

В действующем теплопроводе возникает внутренняя и наружная коррозия.

Внутреннюю коррозию вызывает кислород, содержащийся в сетевой воде или конденсате. В присутствии растворенной углекислоты коррозионная активность кислорода возрастает. В водяные сети кислород попадает главным образом с подпиточной водой. Насыщение сетевой воды и конденсата кислородом воздуха происходит через неплотности оборудования, из-за присоса воздуха на разреженных участках водяной сети и в открытых конденсатных баках.

Внутренний коррозионный процесс протекает по-разному, в связи с чем различают язвенную и рассредоточенную коррозию. *Язвенная* коррозия наблюдается преимущественно в низших застойных участках трубопроводов, оборудования, приборов, где скапливается конденсат, слой шлама и коррозионные отложения. При язвенной коррозии на поверхности металла образуются отдельные участки глубоких поражений. Со временем процесс язвенной коррозии приводит к сквозному протравливанию металла, выводящему из строя узлы оборудования, участки сети небольшой протяженности. Сосредоточенное действие кислорода на ограниченной поверхности создает условия быстрого протекания язвенной коррозии. Язвенную, или локальную, коррозию вызывают главным образом отключения теплопроводов и аппаратов для ремонта. Опорожненные трубопроводы и оборудование некоторое время омываются воздухом. Небольшие скопления влажных шламов в застойных зонах служат источником местной коррозии. Начавшийся процесс коррозии продолжает развиваться и после заполнения труб теплоносителем. В паропроводах отдельные очаги поражения (питтинги) возникают обычно под слоем конденсата при прекращении подачи пара.

В водяных сетях и конденсатопроводах наряду с язвенной коррозией наблюдается *рассредоточенная* коррозия, захватывающая трубопроводы на большой длине. Скорость рассредоточенной коррозии меньше язвенной, но опасность ее не менее велика, так как постепенно приводит в негодность большие участки теплопроводов. Подающие водяные трубопроводы корродируют быстрее обратных, в которых концентрация кислорода понижена из-за израсходования его в подающем трубопроводе.

Предупреждение внутренней коррозии имеет большое значение для долговечности систем теплоснабжения и экономии тепла и электроэнергии. В результате коррозии безвозвратно теряется металл, коррозионные налеты в трубах повышают шероховатость,

гидравлические сопротивления и расход электроэнергии на перекачку теплоносителя. При окислении металла объем образующихся продуктов коррозии увеличивается в 3—4 раза, за счет чего существенно уменьшается поперечное сечение труб, особенно малого диаметра. Коррозионные продукты, смытые водой со стенок труб, разносятся по всей системе, забивают проходы в отопительные приборы и арматуру, вызывая разрегулировку. Отложения и занос сечения трубок снижают теплопроизводительность подогревателей.

Для предупреждения язвенной коррозии во временно отключаемых трубопроводах и аппаратах следует обеспечить полное удаление влаги. Лучшим способом предохранения конденсата от поглощения кислорода является сбор и возврат по закрытой схеме. В закрытых схемах конденсат от потребителя поступает в сборные баки под давлением, поэтому контакт конденсата с воздухом исключается. Но применение закрытых схем связано с удорожанием оборудования и сети конденсатопроводов. На крупных предприятиях, имеющих разветвленную сеть паровых теплопотребителей различных параметров, закрытый сбор конденсата часто бывает затруднительным, а при малых расходах пара — и экономически невыгодным. На таких объектах возможна открытая схема сбора конденсата по безнапорным или малонапорным самотечным конденсатопроводам. Безнапорное содержание конденсата в самотечных конденсатопроводах и сборных баках приводит к значительным потерям тепла (до 15—20% от общего расхода пара). Кроме того, свободный слив и открытая поверхность уровня в приемных баках способствуют переохлаждению конденсата. Переохлажденный до 50—80°С конденсат интенсивно обогащается кислородом воздуха, чем и объясняется повышенная коррозия конденсатопроводов и оборудования. Для уменьшения коррозии, тепловых потерь и самого конденсата важным мероприятием открытых схем сбора является поддержание температуры возвращаемого конденсата не более 98°С и организация непрерывной откачки.

Важнейшим условием повышения срока службы водяных тепловых сетей является поддержание в трубопроводах избыточного давления не менее 0,05 МПа, предупреждающего подсос воздуха, и организация качественной подпитки. Наиболее подходящим местом для улавливания и удаления воздуха, попавшего в сети, являются верхние точки подающих стояков в местных системах, где имеются наиболее высокая температура воды и наиболее низкое давление, при которых абсорбционная (поглотительная) способность воды понижается и облегчается выделение растворенных газов.

Непрерывное пополнение утечек сетевой воды приводит к постоянному обновлению качества воды, циркулирующей в системе. В закрытых водяных системах при нормативной подпитке за отопительный период производится 8—15-кратная смена воды, в открытых системах кратность обмена сетевой воды значительно выше. Следовательно, чем быстрее совершается процесс обновле-

ния воды в замкнутой системе, тем меньше различий качеств сетевой и подпиточной воды. В конечном счете некачественная подготовка подпиточной воды влечет за собой ускоренное корродирование и зарастание труб и греющих приборов накипью и шламом.

В качестве ингибиторов (замедлителей) коррозии рекомендуются небольшие дозировки силиката натрия (жидкое стекло) или гексаметафосфата натрия в подпиточную воду, которые создают внутри труб защитные пленки. Жидкое стекло, кроме того, улучшает деаэрацию воды.

Качество сетевой воды устанавливается систематическим отбором проб из коллекторов ТЭЦ и РК, в нескольких промежуточных точках сети и у абонентов. Контроль за состоянием внутренних поверхностей трубопроводов осуществляется с помощью индикаторов, установленных на характерных участках подающих и обратных линий.

Коррозионный индикатор представляет собой шлифованный с обеих сторон диск диаметром 60 мм и толщиной 2—3 мм с центральным отверстием 10 мм. Изготовляют индикатор из того же металла, что и контролируемую трубу. Индикаторные диски закрепляют по 3—5 шт. через 40 мм на стержне и устанавливают в трубе ребром к потоку воды. Перед установкой диски обезжиривают эфиром или спиртом и взвешивают. Через определенное время индикаторы вынимают из трубы, тщательно очищают от коррозии. По убыли массы пластин определяют скорость коррозии, а по состоянию поверхностей — глубину и неравномерность локального разъедания металла.

Допустимая скорость коррозии не должна превышать 0,05 мм/год, при проницаемости более 0,2 мм/год скорость коррозии считается аварийной. При аварийной коррозии необходимо срочно повысить качество обработки подпиточной воды. Коррозионные налеты, обнаруженные внутри труб, по возможности надлежит удалить чисткой или промывкой, так как смытые продукты коррозии, шламовые отложения повышают общую жесткость теплофикационной воды.

Наружная коррозия металла является следствием химических или электрохимических реакций, возникающих под воздействием окружающей среды. При химической коррозии металлы непосредственно вступают в химическое соединение с активными газами и жидкостями, насыщающими среду. В электрохимическом процессе коррозии разрушение металла происходит в результате соприкосновения с электролитами, при котором вместе с химическим взаимодействием возникает движение электрического тока. В грунтах содержатся многие агрессивные элементы, вызывающие электрохимические реакции, поэтому коррозию труб в грунте называют почвенной. Почвенной коррозии наиболее подвержены бесканальные прокладки, так как химические соединения, вымываемые влагой из грунта и теплоизоляции, имеют свободный доступ к поверхности труб. В канальных прокладках почвенная коррозия встречается реже, так как стенки каналов и воздушная

прослойка ограждают металл от контакта с почвенной влагой.

Наружная коррозия наиболее активна при прокладке сетей по территории свалок, вблизи сливов фекальной и ливневой канализации, а также на территориях химических и металлургических заводов. Увлажнение теплоизоляции вызывает и выключение теплопроводов на ремонт.

Полноценная защита труб от наружной коррозии осуществляется применением комплекса технических мероприятий, разработанных на основе изучения всех особенностей местных условий. В общем случае комплексные средства защиты предусматривают подготовку трассы и выбор способа прокладки. Эффективность защиты зависит от того, насколько полно учтены качество грунта, режимы работы сетей и другие особенности.

При проектировании трассы особое значение имеет химический анализ грунтов. Коррозионные свойства грунтов оцениваются величиной удельного омического сопротивления. Электрическое сопротивление грунта измеряют вдоль трассы через каждые 100—200 м на расстоянии до 3—4 м от ее оси с помощью стальных электродов, вбиваемых в грунт. В электрическую цепь между стержнями пропускают постоянный ток от сухих элементов и замеряют сопротивление и силу тока, по которым рассчитывают удельное сопротивление почвы.

Участки с повышенной агрессивностью грунта следует обходить. Если обвод трассы связан с большими материальными затратами или по местным условиям невозможен, то применяют обработку грунта для нейтрализации агрессивных свойств почвы. Одной из таких мер является замена грунта в основании трассы и засыпка чистым песком. В кислых грунтах почву обрабатывают известью, молотым мелом и другими реагентами.

Трубы из некорродирующих материалов пока не получили в тепловых сетях широкого распространения, поэтому важным средством защиты является антикоррозионное покрытие труб. Длительными лабораторными испытаниями отобраны несколько покрытий. Наиболее стойким является силикатное эмалирование труб. Силикатную стеклоэмаль изготовляют из смеси порошков кварцевого песка, полевого шпата, глины и буры. Смесь размешивают в воде, в нее добавляют фтор и другие присадки, способствующие сцеплению с металлом. Полученный состав (шликер) наносят тонким слоем на поверхность трубы и сушат при температуре до 200°С. Сушка и оплавление шликера при температуре 700—900°С происходят в кольцевом электромагнитном индукторе. Стеклоэмаль хорошо противостоит коррозии при температуре теплоносителя до 200°С.

Битумные покрытия в немногом уступают стеклоэмалям. Изготовляют их из более доступных материалов. Наносить их можно непосредственно на трассе. Покрытия составляют из битума и асбестовых отходов (борулин), при добавке дробленой резиновой крошки получаются изол и бризол. Покрытия выпускают в виде рулонных материалов или мастик. Листовой борулин при-

клеивают на поверхности трубы по битумной грунтовке; термостойкость составляет 150°С. Такую же термостойкость имеют борулиновые мастики. Высокой антикоррозионной способностью обладает краска ЭФАЖС на эпоксидной смоле и другие покрытия (цинком, алюминием путем анодирования).

Большую роль в защите сетей от наружной коррозии имеет режим эксплуатации. Резкие снижения расходов теплоносителя в трубах ведут к остыванию теплоизоляции и проникновению в нее влаги, которая после восстановления расчетного расхода полностью не удаляется. Чередование увлажнения и высыхания теплоизоляции способствует коррозии подающих трубопроводов. Для уменьшения сезонных колебаний расхода теплоносителя необходимо максимально использовать летнюю нагрузку горячего водоснабжения, сократить время простоя сетей в ремонте, применять горячую промывку труб, используя для этого различные отходы тепла на ТЭЦ, например циркуляционную воду конденсаторов турбин и другие меры. Бесканальная прокладка сетей с резко меняющейся тепловой нагрузкой недопустима. Следует учитывать, что в непроходных каналах, как и в бесканальных прокладках, коррозия усиливается, когда используется засыпная изоляция из легко загнивающих органических материалов и материалов, содержащих сернистые соединения. Поэтому любые теплоизоляционные материалы должны проверяться на коррозийность и химическую чистоту.

Профилактические меры борьбы с коррозией должны предусматривать контроль состояния металлических поверхностей, периодическую проверку уровня грунтовых вод. В случае изменения проектной высоты стояния воды или скопления верховых вод необходимо принимать меры по осушению трассы.

Электрическую коррозию металла вызывает блуждающий электрический потенциал между грунтом и трубопроводом. Источником блуждающих токов являются трамвайные и электрифицированные железные дороги постоянного тока. Часть обратных токов по рельсам рассеивается в почве и попадает на трубы (рис. XII.5). По сравнению с грунтом трубопровод имеет меньшее омическое сопротивление, поэтому вблизи теплопровода большая часть токов проходит по нему и снова выходит в почву к отсасывающим рельсам и шинам тяговой подстанции. Движением блуждающих токов на трубопроводе наводятся катодная (*КЗ*) и анодная (*АЗ*) зоны поляризации. Эти зоны разделяются нейтральной переходной зоной (*ПЗ*). На катодной зоне трубопровод имеет отрицательный потенциал по отношению к почве, а на анодной зоне — положительный. Электрокоррозия возникает в анодной зоне стоков электричества.

Коррозия под воздействием блуждающих токов протекает быстро, но захватывает небольшие участки труб, расположенных вблизи зоны рассеивания электричества. Основную трудность *борьбы с электрокоррозией составляет частое изменение величины* и места концентрации блуждающих токов, поэтому при разработ-

ке конкретных мер борьбы необходима предварительная электроразведка местности.

Средства защиты сетей от блуждающих токов делятся на пассивные и активные. К *пассивной* защите относятся мероприятия, увеличивающие переходное сопротивление между грунтом и трубопроводом. Проще всего это достигается прокладкой сетей вдали

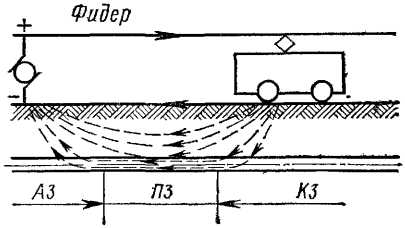


Рис XII.5. Схема распространения блуждающих токов

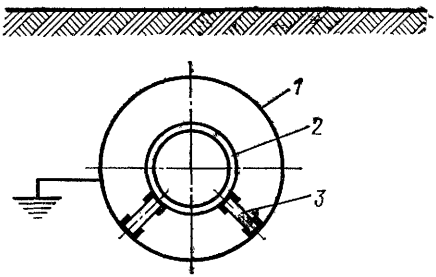


Рис. XII.6. Схема размещения трубопровода в металлическом футляре: *1* — футляр; *2* — трубопровод; *3* — диэлектрическая опора

от источников рассеивания тока без пересечения или сближения с рельсовыми путями электрифицированного транспорта. Допустимое расстояние между теплопроводом, прокладываемым параллельно с рельсовым транспортом, должно быть не менее 2 м от крайнего трамвайного рельса и 10 м от крайнего рельса электрифицированной железной дороги. При необходимости прокладки с меньшими расстояниями следует принимать повышенные антикоррозионные покрытия, использовать прокладки в каналах, в металлических (рис. XII.6) или железобетонных футлярах.

Пересечения с рельсами должны выполняться в каналах или футлярах с заглублением от подошвы рельс до верха подземного сооружения не менее 1 м. По обеим сторонам от пересечения на концах каналов и футляров сооружают камеры для наблюдения антикоррозионной защиты и изоляции. В этих камерах размещают приборы для измерения электрического потенциала и водоотливные насосы.

К *активным* способам защиты относятся дренажные, катодные и протекторные устройства. Дренажная защита предназначена для отвода электричества от трубопроводов к источнику тока. По принципу действия электродренажи бывают прямые и поляризованные. Прямые электродренажи обладают двусторонней проводимостью электричества. Применяют их редко, когда стоки электричества с рельсов малы. Поляризованные дренажи обеспечивают односторонний пропуск электричества с помощью вентильных устройств (выпрямителей) или поляризованных реле. Применяют их при положительном или знакопеременном потенциале трубопроводов по отношению к земле. Ток из трубопроводов, имеющих

повышенный положительный потенциал по сравнению с рельсами, протекает по электрической цепи к рельсам (рис. XII.7). При этом разрушения трубопроводов не будет, так как ток отводится организованно по цепи. Выпрямитель устраняет обратное движение электричества с рельсов, когда потенциал рельсов становится выше потенциала на трубопроводе.

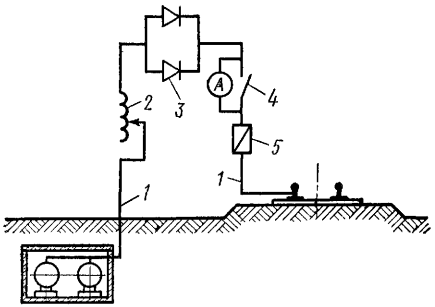


Рис XII 7. Схема поляризованного электродренажа:
1 — кабель; *2* — реостат; *3* — селеновый выпрямитель; *4* — рубильник; *5* — плавкий предохранитель

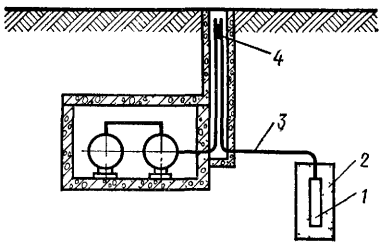


Рис. XII.8. Схема протекторной защиты трубопроводов.
1 — протектор из магниевых сплавов; *2* — обмазка; *3* — кабель; *4* — контактный вывод

Катодную защиту применяют для устранения электрохимической коррозии трубопровода на участках с высокой агрессивностью грунта, а также от блуждающих токов с небольшим положительным потенциалом. При катодной защите трубопроводы подключают к отрицательному полюсу постоянного источника тока. Положительный полюс источника тока соединяют с анодным заземлителем, размещенным вблизи трубопроводов. Ток с анодного заземлителя рассеивается в грунте и попадает на трубы, наводя на них катодную полярность. При таком движении электричества разрушается лишь анодное заземление.

Протекторная защита состоит в наложении на защищаемых трубах катодной полярности с помощью протекторов (рис. XII.8), создающих больший отрицательный потенциал по отношению к грунту. В результате, как и при катодной защите, ток от протектора, выполняющего роль анода, растекается в грунте, попадая на трубы, наводит на них катодную полярность. Под воздействием стоков электричества на теплопроводы разрушается протектор.

Скорость электрической коррозии тем выше, чем больше сила блуждающих токов и меньше омическое сопротивление сооружения. Чтобы повысить электрическое сопротивление теплопроводов, длинные участки труб необходимо электрически изолировать друг от друга. Если на этом участке не предусмотрена арматура, то рационально искусственно секционировать участки электроизолирующими фланцевыми соединениями (рис. XII.9).

Эффективность катодной и протекторной защиты значительно

улучшается с увеличением продольной проводимости защищаемого сооружения. С этой целью в местах установки задвижек, сальниковых компенсаторов делают шунтирующие перемычки (рис. XII.10). Перемычки необходимы между подающими и обратными трубопроводами для выравнивания разности потенциалов, возникающих в результате неодинакового разогрева металла.

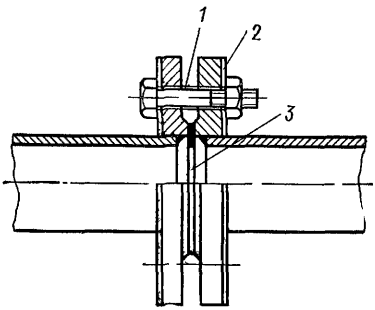


Рис XII 9. Электроизолирующее фланцевое соединение трубопроводов:
1 — паронитовая втулка; *2* — паронитовая шайба; *3* — паронитовая прокладка

Подвижные и неподвижные опоры на защищаемом участке трубопровода должны выполняться из

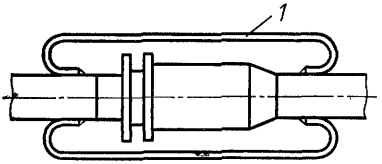


Рис. XII 10. Шунтирующая перемычка на сальниковом компенсаторе:
1 — перемычка из кабеля, троса или полосового железа

диэлектрических материалов и иметь электрическую изоляцию от грунта. Электрические методы защиты подземных прокладок не должны ухудшать работу защитных средств смежных подземных коммуникаций. Контроль и наблюдение за состоянием теплопровода осуществляется по контрольно-измерительным приборам, размещенным в камерах.

§ XII.9. ЗАЩИТА СИСТЕМ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ ОТ КОРРОЗИИ

Вода, поступающая на горячее водоснабжение, должна отвечать требованиям ГОСТ 2874—73 «Вода питьевая». Вода не должна иметь цвета, запаха и привкуса.

Антикоррозионная защита на абонентских вводах применяется лишь для установок горячего водоснабжения. В открытых системах теплоснабжения на горячее водоснабжение используется сетевая вода, прошедшая деаэрацию и химводоочистку. Эта вода не нуждается в дополнительной обработке на тепловых пунктах. В закрытых системах теплоснабжения установки горячего водоснабжения заполняют водопроводной водой. Применение этой воды без дегазации и умягчения недопустимо, так как при нагреве до 60°С активизируются электрохимические коррозионные процессы, а при температуре горячего водоразбора начинается разложение солей временной жесткости на карбонаты, выпадающие в осадок, и на свободную углекислоту. Скопление шлама в застойных участках трубопроводов вызывает язвенную коррозию. Известны случаи, когда язвенная коррозия за 2—3 года совершенно выводила из строя систему горячего водоснабжения.

Способ обработки зависит от содержания растворенного кисло-

рода и карбонатной жесткости водопроводной воды, поэтому различают противокоррозионную и противонакипную обработку воды.

Мягкая водопроводная вода с карбонатной жесткостью $Ж_к \leqslant \leqslant 2$ мг-экв/л накипи и шлама не дает. При использовании мягкой воды отпадает необходимость защиты системы горячего водоснабжения от зашламления. Но для мягких вод характерно высокое содержание растворенных газов и низкая концентрация водородных ионов pH<7,2, поэтому мягкая вода наиболее опасна в коррозионном отношении. Водопроводная вода средней жесткости $2 < Ж_к \leqslant 4$ мг-экв/л при нагревании образует на внутренней поверхности труб тонкий слой накипи, что несколько увеличивает термическое сопротивление подогревателей, но вполне удовлетворительно защищает металл от коррозии. Вода с повышенной жесткостью $4 < Ж_к \leqslant 6$ мг-экв/л дает толстый налет шлама, который полностью устраняет коррозию. Установки горячего водоснабжения, питаемые такой водой, должны иметь защиту от зашламления. Вода с высокой жесткостью $Ж_к > 6$ мг-экв/л из-за слабого «омыления» по нормам качества не рекомендуется к употреблению.

Таким образом, в закрытых системах теплоснабжения установки горячего водоснабжения при использовании мягких вод нуждаются в защите от коррозии, а при повышенной жесткости — от зашламления. Но поскольку при горячем водоснабжении невысокий нагрев воды не вызывает разложения солей постоянной жесткости, то для ее обработки применимы более простые методы, чем для подпиточной воды на ТЭЦ или в котельных.

Защита систем горячего водоснабжения от коррозии осуществляется использованием на ЦТП антикоррозионных установок или повышением антикоррозионной стойкости систем горячего водоснабжения.

Антикоррозионные установки сооружают в центральных тепловых пунктах. Эффективным средством умягчения водопроводной воды признана обработка воды в магномассовых фильтрах. Метод защиты с помощью магномассовых (доломитовых) фильтров основан на образовании на внутренних поверхностях труб тонких пленок пассивирующих покрытий. Зернистая магномасса с крупностью зерна 1—3 мм представляет собой продукт обжига доломита. Доломит — двойная углекислая соль кальция и магния, который при нагреве разлагается на карбонат кальция и окись магния

$$CaMg(CO_3)_2 = CaOCO_3 + MgO + CO_2 \qquad (XII.5)$$

Магномасса активно поглощает из подогретой воды всю свободную и часть равновесной углекислоты, в результате этого карбонатная жесткость частично разгружается (стабилизируется), выпадающие карбонаты оседают на поверхности труб тонким слоем и тем самым пассивируют коррозионный процесс. Параллельно с поглощением свободной углекислоты возрастает водородный показатель воды pH, что способствует снижению коррозии.

Эффективность действия доломитовых фильтров зависит от

организации мер, предупреждающих слеживание и заиливание зернистой массы, в результате которых резко понижается абсорбция углекислоты и возрастает гидравлическое сопротивление фильтра. Для этого должны проводиться регулярные интенсивные промывки насадки обратным током воды. Эффект промывки повышается с применением барботажа воздуха.

Расход магномассы составляет 400—600 кг в год на 1 м³ объема фильтра. Догрузка фильтра производится при усадке слоя на высоту более чем на 20% от первоначальной высоты загрузки. Схема включения магномассовых фильтров в центральных тепловых пунктах показана на рис. V.4.

Существует большое количество установок обескислороживания, многие из которых широко используются. Водная лаборатория ВТИ установила высокую способность всех сталей поглощать весь кислород, растворенный в воде. Для улучшения этой способности сталей требуется большая поверхность контакта с водой и нагрев воды до 70°С и более. При наличии в воде свободной углекислоты окисление стали протекает по реакциям:

$$Fe+2CO_2+2H_2O=Fe(HCO_3)_2+H_2O \qquad (XII.6)$$

$$4Fe(HCO_3)_2+O_2+H_2O=4Fe(OH)_3+8CO_2 \qquad (XII.6а)$$

При отсутствии в воде растворенной углекислоты поглощение кислорода происходит по реакции

$$4Fe+3O_2+6H_2O=4Fe(OH)_3 \qquad (XII.7)$$

Сталестружечные фильтры должны включаться после подогревателей горячего водоснабжения. Горячая вода из подогревателей поступает на обработку в сталестружечные фильтры снизу вверх. Образующаяся ржавчина $Fe(OH)_3$ частично оседает на поверхности стружек, но основная ее масса удерживается в кварцевом или мраморном фильтре, куда вода поступает сверху вниз. Если поглощение кислорода протекает по реакциям (XII.6), то в фильтр загружается мраморная крошка ($CaCO_3$), которая задерживает хлопья ржавчины и поглощает углекислоту, переходя в растворимый бикарбонат кальция по реакции (XI.4). При отсутствии в воде растворенного CO_2 для отфильтрования ржавчины применяют фильтры с кварцевым заполнением.

Стружка перед загрузкой в фильтр (рис. XII.11) промывается 3—5%-ным раствором щелочи для удаления масла, затем горячей водой смываются следы щелочи. После этого стружка погружается на ~30 мин в 2—3 %-ный раствор серной или соляной кислоты, после этой обработки поверхность стружки приобретает мелкопористую структуру, обладающую повышенной адсорбционной способностью.

Со временем на стружке накапливается ржавчина, активность поглощения при этом уменьшается. С целью удаления ржавчины фильтр периодически промывают обратным током воды. Стружку заменяют, когда даже после повторного активирования в растворе кислоты содержание кислорода в воде отличается от предельной

растворимости кислорода при данной температуре и давлении менее чем на 1,5—3 мг/л.

Для горячего водоснабжения наиболее целесообразны безреагентные методы обработки водопроводной воды, например магнитные. Под воздействием магнитного поля кристаллы солей приобретают мелкую структуру, теряющую способность оседать и прилипать на металлических поверхностях. При этом вода не меняет ни цвета, ни запаха и не дает осадка. Омагничивание воды способствует также разрыхлению и удалению ранее образовавшейся накипи в подогревателях горячего водоснабжения. Аппараты для магнитной обработки воды работают как с постоянными магнитами (рис. XII.12), так и с электромагнитами. Скорость воды в аппарате во время омагничивания принимается не более 1,3 м/с.

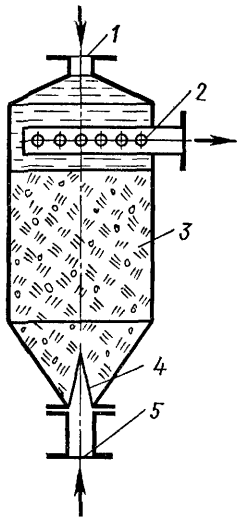


Рис XII 11. Сталестружечный фильтр: *1* — вход воды на промывку фильтра; *2* — выход деаэрированной воды; *3* — стальная стружка, *4* — коническая решетка, *5* — вход воды на деаэрацию

Перспективно применение электрохимического обескислороживания воды, разработанного НИИ Мосстроя. В разработанной конструкции обескислороживание достигается с помощью алюминиевого анода и железного катода при пропуске в цепи постоянного тока. Метод характеризуется незначительным расходом алюминия (10 г/м^3 воды) и электроэнергии. Промышленное освоение этого метода задерживается появлением в воде окислов алюминия, что требует длительных санитарных исследований.

Эффективным методом противокоррозионной защиты трубопроводов горячего водоснабжения является введение в воду ингибиторов коррозии. Из большого числа ингибиторов, допущенных к применению органами санитарного надзора, в последнее время получил широкое распространение силикат натрия.

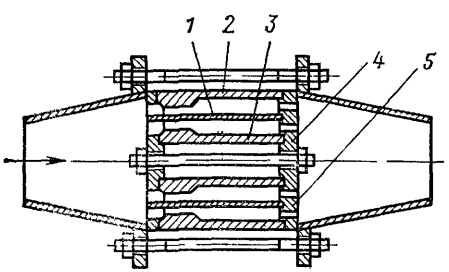


Рис XII 12. Схема аппарата с постоянными магнитами для обработки воды: *1* — постоянный магнит; *2, 3* — фасонные цилиндры, *4* — диск из нержавеющей стали; *5* — диск из армко-железа

Повышение антикоррозионной стойкости материалов достигается всевозможными протекторными покрытиями, изолирующими металл от воды и не допускающими образования гальванических сред, применением неметаллических труб. В качестве надежного протектора широко используют цинк. Электродный потенциал цинка в 5 раз меньше электродного потенциала стали. Стальные тру-

бы с оцинкованной внутренней поверхностью лучше противостоят коррозии, чем обычные трубы. Но применение оцинкованных труб требует периодического возобновления оцинковки, так как цинковое покрытие со временем смывается. Допускается применение труб анодированных и из нержавеющей стали, а также труб, футерованных внутри эмалью. Но вследствие высокой стоимости таких труб использование их ограничено. На применение большинства неметаллических труб пока отсутствует разрешение Министерства здравоохранения СССР.

Полотенцесушители наиболее уязвимые элементы, так как в большинстве случаев присоединяются к циркуляционным стоякам, в которых при малой скорости (до 0,1 м/с) потока возникают застойные зоны. Застойные участки быстро зашламляются, а под слоем шлама возникают благоприятные условия для развития язвенной коррозии. Для уменьшения коррозии рекомендуется применять полотенцесушители заводского изготовления (см. § III.5).

По предложению Академии коммунального хозяйства защиту систем горячего водоснабжения промышленных предприятий можно выполнять присадкой октадециламина в количестве 1,5 мг на литр воды. Присадка создает внутри труб пленку, не смачиваемую водой, в результате скорость коррозии снижается на 90%.

В борьбе с коррозией большое значение имеет выдержка гидравлических и температурных режимов горячего водоснабжения. Недопустима даже кратковременная работа системы, когда наблюдается опорожнение стояков, усиливающее подсос воздуха в верхних точках трубопроводов.

§ XII.10. ДИСПЕТЧЕРИЗАЦИЯ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Современное централизованное теплоснабжение требует непрерывного вмешательства человека для регулирования работы оборудования тепловых станций, сетей и абонентских вводов с главного поста управления. Такая диспетчеризация основана на автоматической передаче информаций из подстанций, контрольно-распределительных и тепловых пунктов в центральный диспетчерский пункт. С этой целью во всех характерных пунктах тепловой сети размещаются автоматические приборы с выводами электрических сигналов о показаниях контрольно-измерительных приборов, состоянии электрооборудования и о положениях запорно-регулирующей арматуры на центральный пульт управления. Дистанционное управление на больших расстояниях до объектов регулирования расширяет возможность диспетчерского рапорта, но требует значительных капитальных вложений на прокладку большого количества проводов линий связи. Внедрение телеконтроля и телемеханизации позволяет уменьшить эти затраты и повысить эффективность централизованного управления за счет значительного расширения количества объектов и точек контроля и сокращения времени на сбор информации. Дистанционное управление

по телевидению подразделяют на оповещательное и исполнительное. Оповещательное телеуправление осуществляется автоматически, по вызову и непрерывно. Автоматическое оповещение оборудуется с целью передачи на пункт управления аварийно-предупредительного сигнала в случае возникновения аварии.

По вызову с места управления система телесигнализации телеизмерения позволяет получать периодическую информацию о состоянии контролируемых объектов или параметров теплоносителя. Система непрерывного оповещения организуется на сложных участках сети для передачи технологических параметров. Непрерывная информация в диспетчерском пункте может быть записана автоматическими приборами. Исполнительная система телемеханизации предназначена для подачи с пульта управления сигнала на изменение технологических режимов, а также на включение или выключение исполнительных органов. Централизованное диспетчерское телеуправление подачи тепла к многочисленным потребителям является важнейшим мероприятием повышения надежности тепловых сетей и производительности труда. Дистанционный телеконтроль освобождает большое количество постоянных дежурных в контрольно-распределительных, тепловых пунктах и подстанциях, при этом автоматическая телесигнализация создает наилучшую оперативность по предупреждению аварий.

Диспетчеризация открывает широкие перспективы для применения систем автоматического управления с вводом опросной информации от контролируемых объектов на ЭВМ для решения важнейших вопросов эксплуатации: 1) выбора оптимального сочетания центрального, группового, местного и индивидуального регулирования тепловой нагрузки с учетом местных метеоусловий и микроклимата в отдельных помещениях; 2) выбора оптимального варианта распределения тепловой нагрузки между основными и пиковыми источниками тепла; 3) ускоренной локализации аварийных участков и организации оптимального режима теплоснабжения в аварийных ситуациях; 4) выбора оптимальных условий технической эксплуатации систем теплоснабжения.

ГЛАВА XIII

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ

§ XIII.1. ЗАДАЧИ И МЕТОДИКА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ

Важным этапом проектирования централизованного теплоснабжения является экономическое обоснование источника тепла, которое, как правило, выполняется специалистами-теплоэнергетиками. Инженеры-строители по теплогазоснабжению и вентиляции занимаются больше проектированием, монтажом и эксплуатацией тепловых сетей и абонентских систем, поэтому здесь рассматривается ограниченный круг технико-экономических задач, а именно: а) выбор располагаемого циркуляционного давления и его распределение в разветвленных сетях; б) определение оптимального расчетного перепада температур воды; в) расчет экономической толщины тепловой изоляции.

В большинстве случаев оптимальное решение находится в результате сравнений различных вариантов. Экономическое обоснование принимаемого для реализации инженерного решения должно учитывать не только капитальные вложения, но и эксплуатационные затраты. Пусть при определении толщины изоляции δ одиночного теплопровода, выполняемой из одного и того же материала, сравниваются два варианта, когда $\delta_1 > \delta_2$. Естественно, что капитальные вложения для первого варианта будут больше, чем для второго — $K_1 > K_2$. Ежегодные эксплуатационные затраты, определяемые в основном потерями тепла в окружающую среду, в первом варианте, наоборот, будут меньше $C_1 < C_2$. Этих данных недостаточно для окончательного выбора варианта, как более экономичного. Однако можно точно определить, через сколько n лет дополнительные капитальные вложения $K_1 - K_2$ окупятся за счет ежегодной экономии денежных средств на эксплуатационных расходах. Число лет окупаемости дополнительных капитальных вложений равно

$$n = \frac{K_1 - K_2}{C_2 - C_1}. \qquad \text{(XII.1)}$$

Для различных отраслей народного хозяйства установлены нормативные сроки окупаемости капитальных вложений $n_н$. Если фактическое число лет окупаемости меньше нормативного $n < n_н$, то дополнительные капитальные вложения экономически целесообразны и первый вариант выгоднее второго. Если $n > n_н$, то экономичнее второй вариант.

Из уравнения (XIII.1) следует $K_1 + nC_1 = K_2 + nC_2$.

При $n < n_н$ $K_1 + n_н C_1 < K_2 + n_н C_2$, так как $C_2 > C_1$; если $n > n_н$, то $K_1 + n_н C_1 > K_2 + n_н C_2$.

Следовательно, экономически выгодным вариантом является такой вариант, для которого величина $(K+n_{н}C)$ имеет минимальное значение.

Суммарные затраты, учитывающие капитальные вложения и эксплуатационные расходы и приведенные к единому измерителю, принято называть приведенными затратами.

Для экономически выгодного варианта

$$П_{к}=K+n_{н}C=\min, \qquad (XIII.2)$$

где $П_{к}$ — приведенные затраты, руб.

Преобразуем равенство (XIII.2) следующим образом:

$$П_{к}/n_{н}=K/n_{н}+C=E_{н}K+C=П,$$

где $П$ — приведенные годовые затраты, руб/год; $E_{н}$ — нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений, 1/год.

Величина $E=\frac{1}{n}=\frac{C_2-C_1}{K_1-K_2}$ называется коэффициентом эффективности капитальных вложений и характеризуется отношением экономии эксплуатационных затрат к капитальным вложениям, обеспечивающим эту экономию. Для строительства нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений установлен равным $E_{н}=0{,}12$. Соответственно нормативный срок окупаемости капитальных вложений равен $n_{н}=1/E_{н}=1/0{,}12=8{,}33$ года. Экономически выгодное решение может быть найдено также по минимуму приведенных годовых затрат:

$$П=E_{н}K+C=\min. \qquad (XIII.3)$$

Если представляется возможным выразить зависимость приведенных затрат от параметра, подлежащего экономическому обоснованию, например $П=f(\delta)$, то задача сводится к отысканию условий минимума функции, и экономическая толщина изоляции $\delta_{э}$ определится при $\frac{\partial П}{\partial \delta}=0$, если $\frac{\partial^2 П}{\partial \delta^2}>0$.

Однако экономически выгодное решение не всегда может быть приемлемым по техническим причинам. В рассматриваемом примере возможен случай, когда минимум приведенных затрат соответствует такой толщине изоляции, при которой температура на ее поверхности превышает допустимую по условиям техники безопасности. Тогда экономически оправданной будет минимальная толщина тепловой изоляции, удовлетворяющая требованиям техники безопасности.

В экономических анализах следует учитывать только те затраты денежных средств, которые для разных вариантов различны. Если в экономических расчетах имеются такие статьи расходов, которые для всех сравниваемых вариантов одинаковы, то их не следует принимать во внимание.

§ XIII.2. КАПИТАЛЬНЫЕ ВЛОЖЕНИЯ

Для решения поставленных технико-экономических задач достаточно иметь сведения о капитальных затратах на тепловые сети, абонентские системы и тепловую изоляцию.

Капитальные вложения в *тепловые сети* проф. Б. Л. Шифринсон рекомендует определять по формуле

$$K_{т.с}=\sum_{1}^{m}(a+bd_i^{\beta})\,l_i, \qquad (XIII.4)$$

где m — число участков тепловой сети; a, b, β — коэффициенты, зависящие от способа прокладки и конструкции сетей, метода производства работ; d_i, l_i — диаметр и длина участка теплопровода, м.

В технико-экономических расчетах можно принимать $\beta=1$, тогда

$$K_{т.с}=a\sum_{1}^{m}l_i+bM, \qquad (XIII.5)$$

где $M=\sum_{1}^{m}d_il_i$ — материальная характеристика тепловой сети, м².

Решая совместно уравнения (VI.4) и (VI.9) и принимая плотность воды $\rho=958{,}4$ кг/м³, получим

$$d_i=0{,}073\frac{G_i^{0,38}\,l_i^{0,19}}{\Delta P_{л}^{0,19}}. \qquad (XIII.6)$$

После подстановки значения d_i в уравнение материальной характеристики и несложных преобразований получим

$$K_{т.с}=a\sum_{1}^{m}l_i+0{,}073b\,\frac{L^{0,19}}{\Delta P_{л}^{0,19}}\sum_{1}^{m}G_i^{0,38}l_i, \qquad (XIII.7)$$

или

$$K_{т.с}=a\sum_{1}^{m}l_i+0{,}91b\,\frac{L^{0,19}}{(\delta\tau')^{0,38}\Delta P_{л}^{0,19}}\sum_{1}^{m}Q_i^{0,38}l_i, \qquad (XIII.8)$$

где L — длина главной магистрали, м; $\Delta P_л$ — линейные потери давления во всей сети, Па; G_i — расход воды на участке сети, т/ч; Q_i — тепловая нагрузка на участке, МВт.

В приложении 19 приводятся значения коэффициентов a и b.

Капитальные вложения в *абонентские системы* жилых и общественных зданий можно принимать следующими. Удельная стоимость отопительных систем при расчетных температурах воды $\tau_1'=95$ С, $\tau_2'=70$°С составляет от 18 до 26 тыс. руб. на 1 МВт расчетной тепловой мощности.

Стоимость одного эквивалентного квадратного метра поверхности отопительных приборов составляет 5—6 руб., калориферов—

2—3 руб./м², водоводяных подогревателей — 20—30 руб./м². Сметная стоимость 1 м³ емкости баков-аккумуляторов с коммуникациями составляет около 30—40 руб.

Стоимость *тепловой изоляции* на участке теплопровода определяется по формуле

$$K_{и}=\pi l\,[a_{и}\delta\,(d+\delta)+a_{п}\,(d+2\delta)], \qquad (XIII.9)$$

где l, d — длина и диаметр участка теплопровода, м; δ — толщина изоляции, м; $a_{и}$ — удельная стоимость изоляции, руб/м³; $a_{п}$ — удельная стоимость защитного покрытия, руб/м².

При отсутствии точных данных о стоимости основных элементов тепловой изоляции можно принимать $a_{и}=40—50$ руб/м³, $a_{п}=1{,}8—2{,}2$ руб/м².

§ XIII.3. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ЗАТРАТЫ

Для решения узкого круга технико-экономических задач, поставленных в настоящем учебном пособии, достаточно учитывать только следующие эксплуатационные затраты:

$$C=C_{т}+C_{п}+C_{т.п}+C_{о}, \qquad (XIII.10)$$

где $C_{т}$ — затраты на топливо, руб/год; $C_{п}$ — затраты на перекачку теплоносителя; $C_{т.п}$ — годовая стоимость тепловых потерь теплопроводами; $C_{о}$ — стоимость годовых отчислений от капитальных вложений на восстановление основных фондов, капитальный и текущий ремонты.

Ежегодные затраты на *топливо* составляют:

$$C_{т}=zB, \qquad (XIII.11)$$

где z — удельные замыкающие затраты на условное топливо, руб/т; B — годовой расход топлива, т/год.

В технико-экономических расчетах необходимо учитывать, что топливо в стране расходуется не только в энергетике, но и для других целей. Например, природный горючий газ, обеспечивая высокую эффективность работы тепловых энергетических станций, одновременно является ценным химическим сырьем. С ростом потребления тепла в народном хозяйстве неизбежно приходится увеличивать добычу топлива и в тех месторождениях, разработка которых в настоящее время менее выгодна. Такое топливо, которое из-за ограниченности запасов и возможностей добычи высокоэффективных сортов добывается и используется в народном хозяйстве вынужденно и в последнюю очередь, называется замыкающим топливом. Для Сибири, например, замыкающим топливом являются местные угли открытых разработок. Пусть здесь же в Сибири для некоторого производства выгоднее использовать в качестве топлива природный газ. Несмотря на это, экономический анализ данного производства следует проводить по замыкающему топливу или же в этом анализе стоимость природного газа (замыкающие затраты) *следует принимать с учетом того, что этот газ в* другой отрасли производства в том же районе неизбежно будет

заменен замыкающим топливом — каменным углем. Таким образом, замыкающие затраты на различные виды топлива для данного района учитывают не только затраты на его добычу и транспортировку, но также условия замены его замыкающим топливом.

С увеличением расчетной температуры сетевой воды давление пара, отбираемого из турбины, возрастает. В результате выработка электрической энергии на тепловом потреблении сокращается. В этом случае приходится больше вырабатывать электроэнергии по конденсационному циклу, в связи с этим общий расход топлива на ТЭЦ увеличивается.

При определении оптимального расчетного перепада температур воды в системе теплоснабжения достаточно учесть только стоимость топлива, дополнительно затрачиваемого на выработку электроэнергии по конденсационному циклу в связи с повышением давления пара в отборе. Этот дополнительный расход топлива (в т/год) может быть определен по формуле

$$\Delta B = \frac{0{,}123}{\eta_к \eta_{эм}} \left(\frac{1}{\eta_i} - 1 \right) \Delta Э; \qquad \text{(XIII.12)}$$

$$\Delta Э = Q_т \eta_{эм} \eta_{oi} \left(\frac{H'_т}{i'_т - i'_{к.т}} - \frac{H_т}{i_т - i_{к.т}} \right), \qquad \text{(XIII.13)}$$

$$\eta_i = \frac{H_{т.к} \eta_{oi}}{i_0 - i_к}, \qquad \text{(XIII.14)}$$

где $\eta_к$ — КПД котельной; $\eta_{эм}$ — электромеханический КПД турбины; η_i — внутренний абсолютный КПД конденсационного потока пара; $\Delta Э$ — недовыработка электрической энергии на тепловом потреблении по сравнению с вариантом, обеспечивающим максимальную выработку электроэнергии комбинированным методом, МВт·ч/год; η_{oi} — внутренний относительный КПД турбины; $H_т$ — адиабатное, определяемое по i — s-диаграмме, теплопадение пара от состояния перед турбиной до давления в отборе для варианта с максимальной выработкой электроэнергии на тепловом потреблении, кДж/кг; $H'_т$ — то же, для рассматриваемого варианта; $H_{т.к}$ — то же, при работе турбины по кондиционному циклу; $i_т$, $i'_{к.т}$ — энтальпии пара и конденсата в отборе для варианта, обеспечивающего максимальную выработку электроэнергии на тепловом потреблении, кДж/кг; $i'_т$, $i_{к.т}$ — то же, для рассматриваемого варианта; i_0 — энтальпия пара перед турбиной; $i_к$ — энтальпия конденсата после конденсатора.

Для упрощения расчетов, когда подогрев сетевой воды осуществляется паром из регулируемых отборов с различными давлениями, адиабатное теплопадение определяется из условия, что турбина имеет только один теплофикационный отбор пара с постоянным давлением $P_{ср}$. Это давление определяют по средней температуре насыщения пара, равной

$$T_s = \frac{1}{\frac{Q_1}{Q_т}\frac{1}{T_{s_1}} + \frac{Q_2}{Q_т}\frac{1}{T_{s_2}} + \ldots + \frac{Q_n}{Q_т}\frac{1}{T_{sn}}}, \qquad \text{(XIII.15)}$$

где Q_1, Q_2, ..., Q_n — количества тепловой энергии, отпускаемой из отборов пара с давлениями P_1, P_2, ..., P_n, МВт·ч/год; $Q_т = Q_1 + Q_2 + \ldots + Q_n$ — годовой отпуск тепла внешним потребителям из отборов турбины, МВт·ч/год; T_{s_1}, T_{s_2}, ..., T_{s_n} — температуры насыщения пара в теплофикационных отборах, соответствующие давлениям P_1, P_2, ..., P_n, К.

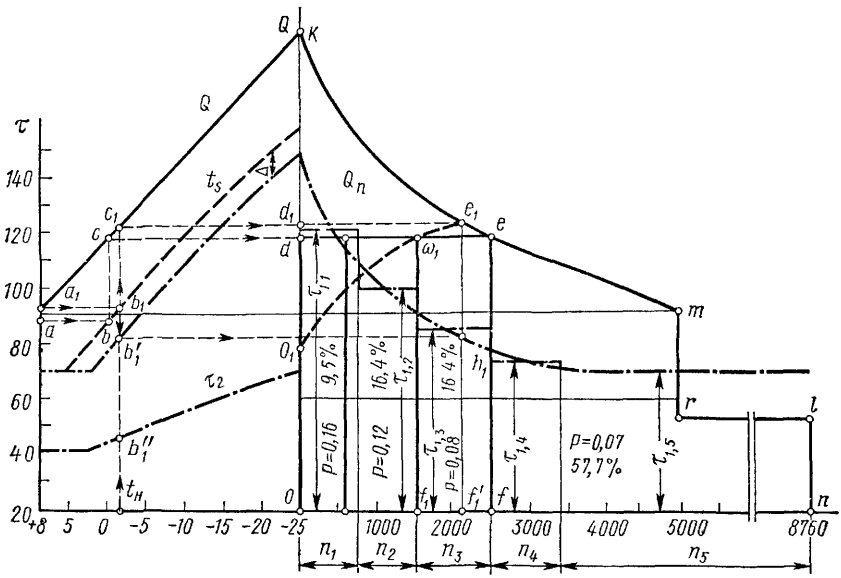


Рис. XIII 1. Графическое определение покрытия тепловых нагрузок отбором пара различных параметров

Доли покрытия теплового потребления ($Q_1/Q_т$, $Q_2/Q_т$, ..., $Q_n/Q_т$) паром различного давления определяют с помощью графика расхода тепла по продолжительности. На рис. XIII.1 приведен график покрытия тепловых нагрузок паром из регулируемого отбора турбины Т-25-90. Давление пара в отборе изменяется в пределах 0,07—0,25 МПа. Расчетные температуры сетевой воды приняты $\tau_1' = 150$°С, $\tau_2' = 70$°С. В правой части рисунка построен суммарный график расхода тепла по продолжительности, а в левой — линия изменения тепловой нагрузки от температуры наружного воздуха, а также температурный график центрального регулирования отпуска тепла (линии Q, τ_1, τ_2).

В стационарном пароводяном теплообменнике сетевая вода не может быть нагрета до температуры насыщенного пара, поступающего в теплообменник. Величина недогрева $\Delta = 5 \div 10$°С. В этом случае линия, проведенная выше линии τ_1 на отрезок Δ, будет соответствовать температуре насыщенного пара, нагревающего сетевую воду (пунктирная линия t_s).

При давлении пара в отборе, равном 0,07 МПа, $t_{s_1}=89{,}4$°С построением *abcdef* определим максимальную тепловую нагрузку (ордината *ef*), которая может быть обеспечена при работе турбины. Все тепловые нагрузки, не превышающие данную (ограниченные площадью *emrlnfe*), могут быть покрыты паром с минимальным давлением в отборе, равном 0,07 МПа. В этом случае выработка электрической энергии на тепловом потреблении будет максимальной. Примем, что данная тепловая нагрузка (ордината *ef*) соответствует максимальной тепловой мощности турбины. Тогда тепло в количестве Q_n (площадь *dked*) должно вырабатываться в пиковых котлах. Определим теперь количество тепловой энергии, которое может быть подано в район теплоснабжения, при давлении пара в отборе, равном 0,08 МПа, $t_{s_2}=92{,}99$°С. Построением $a_1b_1c_1d_1e_1f_1'$ находим, что возможная тепловая нагрузка (ордината e_1f_1') превышает тепловую мощность турбины. Здесь точка b_1' соответствует максимально возможной температуре подогрева сетевой воды τ_1 паром с давлением 0,08 МПа. Точка b_1'' соответствует температуре воды в обратной магистрали тепловой сети τ_2. С понижением температуры наружного воздуха величина тепловой нагрузки, покрываемой паром с заданным давлением, уменьшается, так как температура сетевой воды в обратном теплопроводе повышается. На рис. XIII.1 изменение величины тепловой нагрузки, покрываемой паром с давлением 0,08 МПа, в зависимости от температуры наружного воздуха изображено пунктирной линией e_1, ω_1, o_1. Точкой ω_1, соответствующей максимальной тепловой мощности турбины, отсекается, а площадью прямоугольника $\omega_1eff_1\omega_1$ ограничивается область покрытия тепловых нагрузок паром с давлением в отборе, равном 0,08 МПа.

Аналогично определены зоны покрытия тепловых нагрузок паром с давлениями 0,12 и 0,16 МПа.

Если расчетная температура сетевой воды τ_1' изменяется, то соответственно и изменятся доли покрытия тепловых нагрузок паром из теплофикационных отборов. В табл. XIII.1 приведены результаты расчетов покрытия тепловых нагрузок паром из отбора

Таблица XIII.1. **Покрытие теплового потребления паром из отбора турбины Т-25-90**

Расчетная температура сетевой воды	Покрытие теплового потребления, %, паром с давлениями, МПа					
	0,07	0,08	0,12	0,16	0,20	0,25
180	34,8	6,5	28,2	12,8	12,8	4,3
150	57,5	16,4	16,4	9,5	—	—
130	72,5	13,2	14,3	—	—	—
100	91,0	9,0	—	—	—	—

турбины Т-25-90 при различных расчетных температурах сетевой воды для климатических условий, характеризующихся графиком расхода тепла по продолжительности, изображенном на рис. XIII.1.

Пример. Определить дополнительную стоимость топлива, обусловленную недовыработкой электрической энергии в связи с повышением расчетной температуры сетевой воды. Турбина имеет один теплофикационный отбор пара. Давление в отборе изменяется от 0,07 до 0,25 МПа. Начальное давление пара $P_0=9$МПа, $t_0=535$°С, $i_0=3480$ кДж/кг. Давление пара в конденсаторе $P_к=0{,}005$ МПа, $t_к=32{,}6$°С, $i_к=136{,}6$ кДж/кг. Тепловая мощность турбины 51 МВт, $\eta_{oi}=0{,}8$, $\eta_к=0{,}9$, $\eta_{эм}=0{,}95$. График расхода тепла по продолжительности представлен на рис. XIII. 1. Годовой отпуск тепла в район теплоснабжения из отбора составляет 310 000 МВт·ч/год. Удельные замыкающие затраты на топливо $z=18$ руб./т. Расчет выполнить для вариантов, когда расчетные температуры воды в подающих теплопроводах равны 100, 130, 150, 180°С.

Решение Максимальная выработка электрической энергии на тепловом потреблении соответствует случаю, когда $\tau_1'=100$°С. Из табл. XIII.1 находим, что покрытие теплового потребления осуществляется паром с давлением в отборе 0,07 МПа в количестве 91% и паром с давлением 0,08 МПа — 9%, или $Q_1/Q_т=0{,}91$, $Q_2/Q_т=0{,}09$. $t_{s_1}=89{,}45$°С, $t_{т_1}=2661$ кДж/кг, $t_{s_2}=92{,}99$°С, $t_{т_2}=2665{,}5$ кДж/кг. По формуле (XIII.15) определяем среднюю температуру пара в условном отборе:

$$T_{sср}=\frac{1}{\dfrac{0{,}91}{273+89{,}45}+\dfrac{0{,}09}{273+92{,}99}}=363\ \text{К}$$

или $t_{sср}=90$°С, что соответствует давлению $P_{ср}=0{,}071$ МПа. По перепаду давления пара от 9 до 0,071 МПа с помощью $t-s$-диаграммы определяем, что адиабатное теплопадение $H_т'=1060$ кДж/кг.

Энтальпия пара в условном отборе $i_т=i_0-\eta_{oi}H_т'=3480-0{,}8\cdot1060=2632$ кДж/кг, $i_{к.т}'=90\cdot4{,}19=377$ кДж/кг.

Адиабатное теплопадение при работе турбины по конденсационному циклу $H_{т.к}=1405$ кДж/кг. По формуле (XIII.14) находим внутренний абсолютный КПД турбины:

$$\eta_i=\frac{1405\cdot0{,}8}{3480-136{,}6}=0{,}336.$$

Для второго варианта, когда $\tau_1''=130$°С, с учетом данных табл. XIII.1 по аналогии находим, что $t_{sср}=92$°С, $P_{ср}=0{,}077$ МПа, $H_т=1050$ кДж/кг, $i_т=2640$, $i_{к.т}=385$.

Тогда по формуле (XIII.13) определяем, что недовыработка электрической энергии на тепловом потреблении в данном варианте по сравнению с предыдущим составляет:

$$\Delta Э=310\,000\cdot0{,}95\cdot0{,}8\left(\frac{1060}{2632-377}-\frac{1050}{2640-385}\right)=1060\ \text{МВт·ч/год}.$$

Перерасход топлива по формуле (XIII.12) равен:

$$\Delta B=\frac{0{,}123}{0{,}9\cdot0{,}95}\left(\frac{1}{0{,}336}-1\right)1060=302\ \text{т/год}.$$

Стоимость дополнительного топлива составляет

$$C_т=18\cdot302=5436\ \text{руб/год}.$$

Аналогично проведены расчеты для других температур сетевой воды, результаты которых приводятся в табл. XIII.2.

Таблица XIII.2 **Результаты расчета перерасхода топлива**

τ_1, °С	$T_{s_{ср}}$, К	$t_{s_{ср}}$, °С	$p_{ср}$, МПа	$H_т$, кДж/кг	$i_т$, кДж/кг	$i_{к.т}$, кДж/кг	$\Delta Э$, МВт ч/год	ΔB, т/год	$C_т$, тыс. руб./год
100	363	90	0,071	1060	2632	377	0	0	0
130	365	92	0,077	1050	2640	385	1060	302	5,436
150	368	95	0,085	1021	2656	398	4743	1352	24,330
180	375	102	0,112	985	2689	427	10 881	3101	55,820

Годовые затраты на *перекачку теплоносителя* определяют по формуле

$$C_п = z_э Э_п, \qquad (XIII.16)$$

где $z_э$ — удельные замыкающие затраты на электроэнергию, руб/кВт·ч; $Э_п$ — годовой расход электроэнергии сетевыми насосами, кВт·ч/год,

$$Э_п = 2{,}9 \cdot 10^{-7}(1+\alpha) \sum_1^{\kappa} \frac{G \Delta P_л n}{\eta_{н.у}}, \qquad (XIII.17)$$

где α — доля местных сопротивлений; κ — число гидравлических режимов работы системы в течение года; G — расход сетевой воды при данном режиме работы, т/ч; $\Delta P_л$ — линейные потери давления во всей сети, Па; n — время работы насосов при том же режиме сети, ч/год; $\eta_{н.у}$ — КПД насосной установки.

Если в течение года осуществлялось только центральное качественное регулирование отпуска тепла, то

$$Э_п = 2{,}9 \cdot 10^{-7}(1+\alpha) \frac{G \Delta P_л n_0}{\eta_{н.у}}, \qquad (XIII.18)$$

где n_0 — время работы системы теплоснабжения в течение года, ч/год.

Годовую стоимость *тепловых потерь* теплопроводами определяют по формуле

$$C_{т.п} = z_т Q_{т.п}, \qquad (XIII.19)$$

где $z_т$ — удельные замыкающие затраты на тепло, руб/МВт·ч; $Q_{т.п}$ — годовые потери тепла всеми теплопроводами сети, МВт·ч/год.

Ориентировочно годовые потери тепла можно определить по формуле

$$Q_{т.п} = 0{,}95 k л (\tau_{ср} - t_0)(1+\beta) n_0 \cdot 10^{-6} \frac{L^{0,19}}{\Delta P_л^{0,19} (\delta\tau')^{0,38}} \sum_1^m Q_l^{0,38} l_l, \qquad (XIII.20)$$

где k — коэффициент теплопередачи теплопровода с учетом изоляции, каналов, грунта, отнесенный к поверхности неизолированной трубы ($k = 1.1 \div 1{,}5$ Вт/м²·°С); t_0 — среднегодовая температура окружающей среды, °С; β — коэффициент местных потерь тепла; n_0 — число часов

работы сети в году, ч/год; Q_i — расчетная тепловая нагрузка на участке теплопровода, МВт; l_i — длина участка сети, м; $\tau_{ср}$ — среднегодовая температура теплоносителя, °С,

$$\tau_{ср}=\frac{\tau_1 n_1+\tau_2 n_2+\tau_3 n_3+\ \dots}{n_1+n_2+n_3+\ \dots}, \qquad \text{(XIII.21)}$$

где τ_1, τ_2, τ_3 — средние температуры воды в теплопроводе, соответствующие температурам наружного воздуха $t_{н1}$, $t_{н2}$, $t_{н3}$, ... и имеющие продолжительность в течение года n_1, n_2, n_3, ..., $n_п$.

Построением $t_н b'_1 o_1 h_1$ (см. рис. XIII 1) можно получить кривую продолжительности температур сетевой воды (штрихпунктирная линия). Если эту кривую заменить ступенчатой линией с ординатами, равными средним температурам сетевой воды $\tau_{1,1}$, $\tau_{1,2}$, $\tau_{1,3}$, ..., то абсциссы n_1, n_2, n_3, ... будут соответствовать их продолжительностям.

Среднегодовая температура окружающей среды принимается равной: *при подземной прокладке* — среднегодовой температуре грунта на уровне оси теплопровода; при воздушной прокладке — среднегодовой температуре наружного воздуха.

Годовые *отчисления от капитальных вложений* на восстановление основных фондов, капитальный и текущий ремонты определяют по формуле

$$C_o=pK, \qquad \text{(XIII.22)}$$

где K — капитальные вложения в сооружение, руб.; p — годовые отчисления, значения которых приведены ниже

Наименование сооружения	p
ТЭЦ, КЭС	0,096
Районные или промышленные котельные	0,102
Электрические сети	0,075
Тепловые сети	0,075
Отопительно-вентиляционные системы	0,05
Системы горячего водоснабжения	0,075

§ XIII.4. ЭКОНОМИЧЕСКИЙ ПЕРЕПАД ДАВЛЕНИЙ В СЕТИ

При заданных расчетных температурах сетевой воды с увеличением перепада давлений уменьшаются капитальные вложения в сети и потери тепла трубопроводами, так как их диаметры уменьшаются. Однако при этом возрастает расход электроэнергии, затрачиваемой на работу сетевых насосов.

Другие затраты по системе теплоснабжения почти не зависят от располагаемого циркуляционного давления, поэтому оптимальный перепад давлений следует находить из минимума выражения

$$П=C_п+C_{т.п}+(E_н+p_{т.с})K_{т.с}. \qquad \text{(XIII.23)}$$

Подставляя в эту формулу развернутые значения величин, получим зависимость вида $П=f(\Delta P_л)$. Из условия $\frac{\partial П}{\partial \Delta P_л}=0$ и имея в

виду, что $\frac{\partial^2 П}{\partial \Delta P_л^2} > 0$, делаем вывод: $П$ как функция от $\Delta P_л$ имеет минимум, а оптимальный перепад давлений в тепловой сети имеет реальное значение. После несложных преобразований и подстановки: $E_н = 0{,}12$; $p_{т.с} = 0{,}075$; $\eta_{н.у} = 0{,}6$; $\beta = 0{,}25$ окончательно получим

$$\Delta P_{л.э} = 41{,}8\,(\delta\tau')^{0,52}\left[\frac{2{,}02\cdot 10^{-5} k\,(\tau_{ср} - t_0)\,n_0 z_т + b}{(1+\alpha)\,n_0 z_э}\cdot\frac{L^{0,19}}{Q}\sum_1^m Q_i^{0,38} l_i\right]^{0,84}. \qquad \text{(XIII.24)}$$

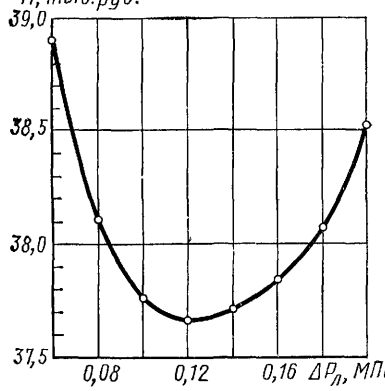


Рис. XIII.2. График изменения приведенных годовых затрат

Пример. Для водяной тепловой сети (см. рис. VI.3) определить экономический перепад давлений в сети, если расчетная разность температур сетевой воды $\delta\tau' = 80°C$, $\tau_{ср} = 40°C$, $\alpha = 0{,}235$, $n_0 = 6000$ ч/год, $z_э = 0{,}02$ руб/кВт·ч, $z_т = 4$ руб/МВт·ч; $b = 210$, $a = 20$, $k = 1{,}5$ Вт/(м²·К).

Решение. $L = 500 + 400 + 600 = 1500$ м.

Пример. Определение величины $\sum_1^m Q_i^{0,38} \times l_i = 6777$ приведено в табл. XIII.3.

$$\Delta P_{л.э} = 41{,}8\cdot 80^{0,52}\left[\frac{2{,}02\cdot 10^{-5}\cdot 1{,}5\cdot 40\cdot 6000\cdot 4 + 210}{(1+0{,}235)\,6000\cdot 0{,}02}\cdot\frac{1500^{0,19}}{51}\,6777\right]^{0,84} =$$
$$= 120\,000 \text{ Па}.$$

На рис. XIII.2 показан график изменения приведенных годовых затрат, зависящих от $\Delta P_л$, который подтверждает существование оптимального перепада давления и правильность решения задачи.

Таблица XIII.3 **Определение величины $\sum Q_i^{0,38} l_i$**

№ участка	1	2	3	4	5
G, т/ч	550	300	100	200	250
Q, МВт	51	27,75	9,25	18,5	23,25
$Q^{0,38}$	4,45	3,53	2,33	3,03	3,30
l, м	500	400	600	260	320
$Q^{0,38} l$	2220	1410	1400	757	900

Итого . . . $\sum Q_i^{0,38} l_i = 6777$

§ XIII.5. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЙ В ТЕПЛОВОЙ СЕТИ

Стоимость тепловой сети зависит не только от величины располагаемого давления, но также от распределения этого давления по участкам сети. Наиболее полно задачу об экономическом распределении давления вдоль тепловой сети сформулировал и решил проф. Б. Л. Шифринсон.

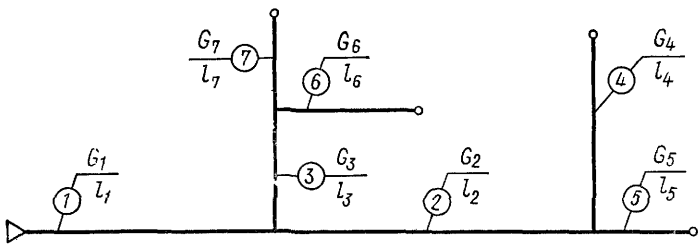


Рис XIII.3. Расчетная схема тепловой сети

При заданных расчетных перепадах давлений ΔP и температур $\delta\tau'$ оптимальным распределением давлений будет такое распределение, при котором капитальные вложения в тепловую сеть $K_{т.с}$ будут минимальны.

Если иметь в виду, что $\Delta P_i = \Delta P_{лi}(1+\alpha_{ср})$, то из уравнений (XIII.5) и (XIII.6) следует

$$K_{т.с} = a\sum_{1}^{m} l_i + 0{,}073b\,(1+\alpha_{ср})^{0,19}\sum_{1}^{m}\frac{G_i^{0,38}\,l_i^{1,19}}{\Delta P_i^{0,19}}, \qquad (XIII.25)$$

где ΔP_i — падение давления в i-м участке сети, Па. Обозначим: $\theta_i = G_i^{0,38}\,l_i^{1,19}$; $A = a\sum_{1}^{m} l_i$; $B = 0{,}073b\,(1+\alpha_{ср})^{0,19}$.

Тогда

$$K_{т.с} = A + B\sum_{1}^{m}\frac{\theta_i}{\Delta P_i^{0,19}}. \qquad (XIII.26)$$

Для сети, показанной на рис. XIII.3, капитальные вложения можно записать

$$K_{т.с} = A + B\left[\frac{\theta_1}{\Delta P_1^{0,19}} + \frac{\theta_2}{\Delta P_2^{0,19}} + \frac{\theta_3}{\Delta P_3^{0,19}} + \frac{\theta_4+\theta_5}{(\Delta P - \Delta P_1 - \Delta P_2)^{0,19}} + \right.$$
$$\left. + \frac{\theta_6+\theta_7}{(\Delta P - \Delta P_1 - \Delta P_3)^{0,19}}\right]. \qquad (XIII.27)$$

Здесь искомыми параметрами являются ΔP_1, ΔP_2, ΔP_3, которые должны быть определены при минимальных капитальных затратах в тепловую сеть.

Приравнивая нулю первые производные от $K_{т.с}$ по каждому из

искомых параметров, найдем условия минимума капитальных вложений в теплосеть:

$$\frac{\partial K_{т.с}}{\partial \Delta P_1}=B\left[\frac{-0{,}19\theta_1}{\Delta P_1^{1{,}19}}+\frac{0{,}19\,(\theta_4+\theta_5)}{(\Delta P-\Delta P_1-\Delta P_2)^{1{,}19}}+\right.$$

$$\left.+\frac{0{,}19\,(\theta_6+\theta_7)}{(\Delta P-\Delta P_1-\Delta P_2)^{1{,}19}}\right]=0; \qquad \text{(XIII.28)}$$

$$\frac{\partial K_{т.с}}{\partial \Delta P_2}=B\left[\frac{-0{,}19\theta_2}{\Delta P_2^{1{,}19}}+\frac{0{,}19\,(\theta_4+\theta_5)}{(\Delta P-\Delta P_1-\Delta P_2)^{1{,}19}}\right]=0; \qquad \text{(XIII.29)}$$

$$\frac{\partial K_{т.с}}{\partial \Delta P_3}=B\left[\frac{-0{,}19\theta_3}{\Delta P_3^{1{,}19}}+\frac{0{,}19\,(\theta_6+\theta_7)}{(\Delta P-\Delta P_1-\Delta P_2)^{1{,}19}}\right]=0. \qquad \text{(XIII.30)}$$

Из данных уравнений можно получить следующие зависимости:

$$\frac{\Delta P-\Delta P_1}{\Delta P_3}-1=\left(\frac{\theta_6+\theta_7}{\theta_3}\right)^{0{,}84}=\Omega_3;\quad \frac{\Delta P-\Delta P_1}{\Delta P_2}-1=$$

$$=\left(\frac{\theta_4+\theta_5}{\theta_2}\right)^{0{,}84}=\Omega_2.$$

Откуда

$$\Delta P_3=\frac{\Delta P-\Delta P_1}{1+\Omega_3}; \qquad \text{(XIII.31)}$$

$$\Delta P_2=\frac{\Delta P-\Delta P_1}{1+\Omega_2}. \qquad \text{(XIII.32)}$$

Из равенств (XIII.29), (XIII.30) запишем

$$\frac{\theta_2}{\Delta P_2^{1{,}19}}=\frac{\theta_4+\theta_5}{(\Delta P-\Delta P_1-\Delta P_2)^{1{,}19}};\quad \frac{\theta_3}{\Delta P_3^{1{,}19}}=\frac{\theta_6+\theta_7}{(\Delta P-\Delta P_1-\Delta P_3)^{1{,}19}}.$$

Тогда

$$\frac{\theta_1}{\Delta P_1^{1{,}19}}=\frac{\theta_2}{\Delta P_2^{1{,}19}}+\frac{\theta_3}{\Delta P_3^{1{,}19}}.$$

С учетом зависимостей (XIII.31), (XIII.32) после преобразований получим

$$\Delta P_1=\frac{\Delta P}{1+\Omega_1}, \qquad \text{(XIII.33)}$$

где

$$\Omega_1=\left[\frac{\theta_2\,(1+\Omega_2)^{1{,}19}+\theta_3\,(1+\Omega_3)^{1{,}19}}{\theta_1}\right]^{0{,}84}.$$

Таким образом, определение экономического распределения давления связано с вычислением коэффициентов θ и Ω. При этом в общем виде

$$\Omega_i=\left[\frac{\theta_{i+1}\,(1+\Omega_{i+1})^{1{,}19}+\theta'_{i+1}\left(1+\Omega'_{i+1}\right)^{1{,}19}}{\theta_i}\right]^{0{,}84}. \qquad \text{(XIII.34)}$$

Если последующий $(i+1)$-й участок сети является концевым, то коэффициент $\Omega_{i+1}=0$. Тогда

$$\Omega_i = \left[\frac{\theta_{i+1}+\theta'_{i+1}}{\theta_i}\right]^{0,84}. \qquad \text{(XIII.35)}$$

После вычисления коэффициентов θ и Ω последовательно, начиная с головных участков, по формулам (XIII.31)—(XIII.33) определяют экономические перепады давлений в участках сети.

Пример. Рассчитать экономическое распределение давлений для тепловой сети, схема, расходы воды в участках которой и длины приведены на рис. VI.3. Расчетный перепад давлений в сети равен 0,136 Па.

Решение. 1. Определяем коэффициенты $\theta_1 = G_1^{0,38} l_1^{1,19} = 550^{0,38} \cdot 500^{1,19} = 17\,720$; $\theta_2 = 300^{0,38} \cdot 400^{1,19} = 10\,960$; $\theta_3 = 100^{0,38} \cdot 600^{1,19} = 11\,710$; $\theta_4 = 200^{0,38} \times 260^{1,19} = 5550$; $\theta_5 = 250^{0,38} \cdot 320^{1,19} = 7770$;

$$\Omega_2 = \left(\frac{\theta_3+\theta_4}{\theta_2}\right)^{0,84} = \left(\frac{11\,710+5550}{10\,960}\right)^{0,84} = 1,46.$$

$$\Omega_1 = \left[\frac{\theta_2(1+\Omega_2)^{1,19}+\theta_5}{\theta_1}\right]^{0,84} = \left[\frac{10\,960(1+1,46)^{1,19}+7770}{17\,720}\right]^{0,84} = 1,98.$$

2. Определяем экономические перепады давлений:

$$\Delta P_1 = \frac{\Delta P}{1+\Omega_1} = \frac{0,136 \cdot 10^6}{1+1,98} = 45,6 \cdot 10^3 \text{ Па};$$

$$\Delta P_2 = \frac{\Delta P - P_1}{1+\Omega_2} = \frac{(0,136 - 0,0456)\,10^6}{1+1,46} = 36,8 \cdot 10^3 \text{ Па};$$

$$\Delta P_3 = \Delta P_4 = \Delta P - \Delta P_1 - \Delta P_2 = (0,136 - 0,0456 - 0,0368)\,10^6 = 53,6 \cdot 10^3 \text{ Па};$$

$$\Delta P_5 = \Delta P - \Delta P_1 = (0,136 - 0,0456)\,10^6 = 90,4 \cdot 10^3 \text{ Па}.$$

Таблица XIII.4 **Распределение давлений на участке сети (по рис. VI.3)**

№ участка	Давления, Па·10⁻³		
	оптимальное	равномерное	фактическое
1	45,6	45,4	38,8
2	36,8	36,3	48,4
3	53,6	54,3	48,8
4	53,6	54,3	46,7
5	90,4	90,6	91,8

В табл. XIII.4 приводится сравнение экономических перепадов давлений с результатами гидравлического расчета данной тепловой сети, а также с равномерным падением давления в направлении главной магистрали. Сравнение показывает, что оптимальное распределение циркуляционного давления близко к равномерному.

Многочисленные расчеты, в которых максимальные расходы воды приходятся на концевые участки сети и, наоборот, когда ближайшие к тепловой станции потребители имеют наибольшие расчетные расходы воды, показывают, что экономическое распре-

деление давления в обоих случаях от равномерного отличается незначительно. Это обстоятельство свидетельствует о том, что расходы воды в меньшей степени, чем длины участков, влияют на оптимальное распределение давления в сети. Это видно и из зависимостей для коэффициентов распределения θ и Ω. Таким образом, общепринятую методику гидравлического расчета тепловых сетей по среднему удельному падению давления можно считать экономически обоснованной.

§ XIII.6. ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТНЫЙ ПЕРЕПАД ТЕМПЕРАТУР ВОДЫ

Строительные нормы и правила рекомендуют расчетную температуру воды в подающих теплопроводах принимать равной $\tau_1 = 150°C$, допуская при соответствующем технико-экономическом обосновании применение воды с расчетными температурами не более 200°С и не менее 95°С.

Температура воды в обратном трубопроводе τ_2 не регламентируется, но обычно принимается равной расчетной температуре воды после системы отопления. С повышением расчетной температуры воды в подающем теплопроводе при $\tau_2 = \text{const}$ приведенные затраты по системе теплоснабжения с центральными котельными всегда уменьшаются. Поэтому при раздельной выработке тепловой и электрической энергии расчетная температура сетевой воды должна приниматься максимально возможной из условий прочности оборудования.

Если подогрев сетевой воды осуществляется паром из отборов турбины, то с повышением расчетной температуры воды в подающем теплопроводе доля покрытия тепловых нагрузок паром из отборов уменьшается. Следовательно, сокращается выработка электрической энергии на тепловом потреблении и увеличивается расход топлива.

Приведенные затраты, зависящие от расчетного перепада температур сетевой воды, равны:

$$П = C_т + C_п + C_{т.п} + (E_н + p_{т\ с}) K_{т.с}. \qquad \text{(XIII.36)}$$

Изменением стоимости абонентских вводов можно пренебречь, так как расчетные температуры воды в системах отопления гражданских зданий не зависят от $\delta\tau'$. Местные подогреватели горячего водоснабжения рассчитывают на температурные условия, соответствующие точке излома температурного графика, и их стоимость от расчетной температуры сетевой воды почти не зависит.

С увеличением расчетной разности температур воды $\delta\tau'$ возрастает только стоимость топлива, остальные затраты убывают.

Стоимость электроэнергии $C_п$, тепловых потерь $C_{т.п}$ и капитальные вложения в сеть $K_{т.с}$ изменяются также от располагаемого перепада давления ΔP. Таким образом, уравнение (XIII.36) представляет зависимость от двух переменных

$$П = f(\Delta P,\ \delta\tau'). \qquad \text{(XIII.37)}$$

Отсюда следует, что оптимальное решение можно получить следующим образом. Из условия $\frac{\partial П}{\partial \Delta P}=0$ сначала находится экономический перепад давлений $\Delta P_э$. Затем после подстановки в уравнение (XIII.37) вместо ΔP значения $\Delta P_э$ определяется $\delta\tau'_э$ из условия, что

$$\frac{\partial f(\Delta P_э,\ \delta\tau')}{\partial(\delta\tau')}=0.$$

Так как стоимость топлива не представляется возможным выразить с достаточной точностью в зависимости от $\delta\tau'$, практически оптимальный расчетный перепад температур сетевой воды определяется методом вариантных поисков в такой последовательности: 1. Задаются различными значениями $\delta\tau'_1$, $\delta\tau'_2$, $\delta\tau'_3$ и т. д. 2. По формуле (XIII.24) для заданных величин определяются оптимальные значения $\Delta P_{л.э}$ и $\Delta P_э=\Delta P_{л.э}(1+\alpha_{ср})$. 3. Для каждого варианта определяются приведенные затраты $П_1$, $П_2$, $П_3$, ..., $П_n$ по формуле (XIII.36). 4. Строится график $П=f(\delta\tau')$ и находится $\delta\tau_э$, при котором $П$ имеет минимальное значение.

§ XIII.7. ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ТОЛЩИНА ИЗОЛЯЦИИ

С увеличением толщины тепловой изоляции стоимость ее возрастает, но одновременно уменьшаются потери тепла в окружающую среду. Таким образом, приведенные затраты, минимум которых соответствует экономически выгодному решению, можно представить в виде

$$П=(p_и+E_н)K_и+C_{т.п}=\min, \qquad (XIII.38)$$

где $p_и$ — годовые отчисления от стоимости изоляции в долях от единицы, 1/год ($p=0{,}08$); $K_и$ — стоимость тепловой изоляции, руб; $C_{т.п}$ — годовая стоимость тепловых потерь теплопроводом, руб/год.

В данном экономическом расчете потери тепла в окружающую среду следует определять в зависимости от толщины изоляции более точно по формулам, приведенным в гл. X. Температуры теплоносителя и окружающей среды принимаются средними за год. При подземной прокладке в каналах или бесканально нескольких теплопроводов следует задаваться различными сочетаниями толщин изоляции и для каждого случая определять приведенные затраты.

Пример. Определить экономическую толщину изоляции теплопровода диаметром 325×8 мм при воздушной прокладке, если по нему движется вода, среднегодовая температура которой равна 50°С. Среднюю за год температуру наружного воздуха принять равной 0°С. Тепловая сеть работает в течение $n=8760$ ч/год. Коэффициент теплопроводности материала тепловой изоляции $\lambda_и=0{,}07$ Вт/м·°С, а ее удельная стоимость $a_и=45$ руб/м³. Защитное покрытие толщиной $\delta_п=15$ мм выполнено из материала с коэффициентом теплопроводности $\lambda_п=0{,}45$ Вт/м·°С, удельная стоимость $a_п=2{,}1$ руб/м².

Коэффициент теплоотдачи от поверхности изолированного теплопровода к наружному воздуху $\alpha_н=25$ Вт/м²·С. Удельные замыкающие затраты на тепловую энергию $z=2$ руб/МВт·ч.

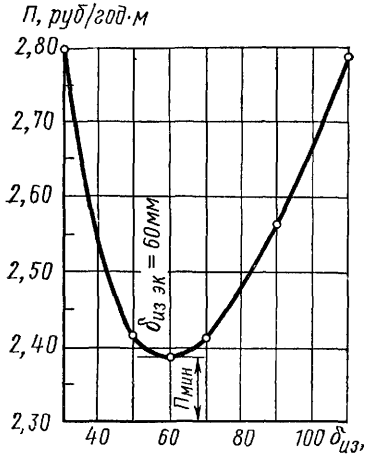


Рис XIII.4 Зависимость приведенных затрат от толщины тепловой изоляции трубопровода

Решение. Задаемся $\delta_и$=30, 50, 60, 70, 90, 110 мм и весь расчет ведем на 1 м теплопровода.

Для $\delta_и$=30 мм по формуле (XIII.9) определяем стоимость изоляции

$$K_и=3,14\cdot1\,[45\cdot0,03\,(0,325+0,03)+ +2,1\,(0,325+2\cdot0,03)]=4,04 \text{ руб/м}.$$

Годовые потери тепла через 1 м теплопровода равны:

$$q_{т.п.}=\frac{(\tau_{ср}-t_0)\,n\cdot10^{-6}}{R},$$

где R — линейное термическое сопротивление теплопередачи в окружающую среду, Вт/м·°С.

Если пренебречь термическими сопротивлениями теплоперехода от воды к стенке и теплопроводности стенки трубы, то

$$R=\frac{1}{3,14\cdot25(0,325+2\cdot0,03+2\cdot0,015)}+\frac{1}{2\cdot3,14\cdot0,07}\ln\frac{0,325+2\cdot0,03}{0,325}+$$

$$+\frac{1}{2\cdot3,14\cdot0,45}\ln\frac{0,325+2\cdot0,03+2\cdot0,015}{0,325+2\cdot0,03}=0,44 \text{ Вт/м·°С};$$

$$q_{т.п}=\frac{(50-0)\,8760\cdot10^{-6}}{0,44}=0,995 \text{ МВт·ч/год·м}.$$

Таблица XIII.5 Изменение приведенных затрат в зависимости от толщины изоляции

$\sigma_и$, мм	30	50	60	70	90	110
$K_и$, руб/м	4,04	5,46	6,20	6,97	8,61	10,36
R, Вт/м·°С	0,44	0,66	0,76	0,86	1,04	1,22
$q_{т.п}$, МВт·ч/год·м	0,995	0,664	0,576	0,509	0,421	0,359
$C_{т.п}$, руб/год·м	1,99	1,33	1,15	1,02	0,84	0,72
$П$, руб/год·м	2,80	2,42	2,39	2,41	2,56	2,79

Годовая стоимость тепловых потерь

$$C_{т.п}=2\cdot0,995=1,98 \text{ руб/год·м}.$$

Приведенные годовые затраты

$$П=(E_н+p_и)\,K_и+C_{т.п}=(0,12+0,08)\times4,04+1,98=2,80 \text{ руб/год·м}.$$

Аналогично определены приведенные годовые затраты для других толщин тепловой изоляции. Результаты расчетов приведены в табл. XIII.5, из которой следует $\delta_э$=60 мм.

Пример расчета показывает, что приведенные затраты от толщины тепловой изоляции изменяются довольно существенно, и поэтому определение оптимальной толщины изоляции имеет практическое значение.

Приложение 1. Укрупненные показатели максимального часового расхода тепла на отопление жилых зданий (СНиП II-36—73)

Расчетная отопительная температура наружного воздуха $t_{р.о}$, °С	0	—10	—20	—30	—40
q, Вт/м²	93	128	151	174	186

Примечание. Промежуточные значения q определяются интерполяцией.

Приложение 2. Плотность жилого фонда в м² жилой площади на 1 га микрорайона (СНиП II-К.2—62)

Наименование показателей	Этажность застройки							
	2	3	4	5	6	7	8	9
Жилая площадь, м²	2000—1800	2600—2400	2800—2600	3200—2800	3400—3000	3600—3200	3800—3400	4200—3600
Количество жителей	222	289	311	356	378	400	422	467

Приложение 3. Удельные тепловые характеристики x_o на отопление жилых и общественных зданий при $t_{р.о}=-30$°С

Этажность застройки	1	2—3	4—5	6 и более
x_o, Вт/м³·°С	0,7—0,81	0,46—0,58	0,4—0,47	0,35—0,47

Примечание. Большие значения принимать для зданий, построенных после 1958 г.

Приложение 4. **Удельные расходы тепла на вентиляцию общественных зданий**

Наименование зданий	Значения $x_в$, Вт/м³·°С	Наименование зданий	Значения $x_в$, Вт/м³·°С
Административные здания научно-исследовательских и проектных институтов	0,21	Больницы	0,35
		Бани, лаборатории	1,16
		Предприятия общественного питания, гаражи	0,81
Клубы	0,23	Прачечные	0,93
Театры, кинотеатры	0,46	Детские сады-ясли	0,12
Магазины, учебные заведения	0,12	Школы	0,09
Поликлиники, амбулатории	0,29		

Приложение 5. **Укрупненные показатели среднечасового расхода тепла на горячее водоснабжение на одного человека (с учетом общественных зданий района)**

Средние нормы расхода горячей воды за отопительный период, л/чел·сут	80	90	100	110	120	130
$q_г$, Вт/чел	290	320	348	377	405	435

Приложение 6. **Основные физические константы воды**

Температура, °С	Теплоемкость C, кДж/кг·°С	Плотность ρ, кг/м³	Теплопроводность λ, Вт/м °С	Абсолютная вязкость η, кг·с/м²	Кинематическая вязкость $\nu \cdot 10^6$, м²/с	Температуропроводность $a \cdot 10^7$, м²/с	Критерий Прандтля $P_r = \nu/a$
0	4,2	999,87	0,556	182,9	1,795	1,314	13,66
10	4,2	999,73	0,576	133,5	1,310	1,372	9,54
20	4,2	998,23	0,599	102.8	1,010	1,429	7,07
30	4,2	995,67	0,627	81,6	0,804	1,478	5,44
40	4,2	992,24	0,631	66,6	0,659	1,522	4,33
50	4,2	988,07	0,643	56,0	0,556	1,558	3,57
60	4,2	983,24	0,656	47,9	0,478	1,592	3,00
70	4,2	977,81	0,664	41,5	0,416	1,615	2,68
80	4,2	971,83	0,668	36,4	0,367	1,639	2,24
90	4,2	965,34	0,678	32,3	0,328	1,668	1,97
100	4,25	958,38	0,682	28,9	0,296	1,682	1,76
120	4,3	943,40	0,686	23,7	0,246	1,705	1,44
140	4,3	926,40	0,686	20,0	0,212	1,722	1,23
160	4,35	907,50	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

Приложение 7. Пределы применения систем горячего водоснабжения с естественной циркуляцией [29]

Превышение точки наивысшего водоразбора над серединой генераторов тепла, м	Максимальное горизонтальное расстояние дальнего водоразбора от генератора тепла, м в системах с разводкой	
	верхней	нижней
2	15—20	12—15
6	30—35	20—25
10	40—45	25—30
20	50—60	30—35

Приложение 8. Трубы стальные водогазопроводные (ГОСТ 3262—74)

Диаметры мм		Толщина стенок труб, мм	
условный	наружный	легких	обыкновенных
10	17	2	2,2
15	21,3	2,5	2,8
20	26,8	2,5	2,8
25	33,5	2,8	3,2
32	42,3	2,8	3,2
40	48	3	3,5
50	60	3	3,5
70	75,5	3,2	4
80	88,5	3,5	4

Примечание. Трубы применяют для рабочей среды с температурой 200°С и при условном давлении до 1 МПа

Приложение 9. Диаметры труб ответвлений в зависимости от количества водоразборных приборов

Количество приборов	1	3	6	12	20
Диаметр труб, мм	10—15	15	20	25	32

Примечания 1. Диаметр трубы к двум душам должен быть не менее 20 мм. 2. Диаметр трубы к двум кранам в мойках общепита принимать не менее 25 мм

Приложение 10. Удельные сопротивления A для стальных труб (при расходах в л/с)

Условный проход D_y, мм	A, мм/м с²/л²	Условный проход D_y, мм	A, мм/м с²/л²
10	32,95	40	0,0445
15	8,809	50	0,011
20	1,643	70	0,0029
25	0,44	80	0,00117
32	0,094	100	0,00027

Приложение 11. **Продолжительность зарядки аккумуляторов в смену**

Число душевых сеток	10—20	21—30	31 и более
Время зарядки, ч	2	3	4

ПРИЛОЖЕНИЕ 12

Таблица 1. Размеры прямоугольных аккумуляторов (к рис. III.19)

Емкость, м³	МВН	Размеры, м			Толщина листовой стали, мм	Масса, кг
		Длина	Ширина	Высота		
1,0	718	1,5	0,8	1,0		250
1,6	718	1,8	0,8	1,25		326
2,5	719	1,9	1,0	1,5	4,0	449
4,0	719	2,4	1,25	1,5		607
6,3	719	3,7	1,25	1,5		845
10,0	720	3,5	1,6	2,0		1199
16,0	720	3,1	2,25	2,5		1793
25,0	721	4,0	2,25	2,5	5,0	2643
40,0	721	6,25	2,6	2,5		3624

Таблица 2. Размеры аккумуляторов теплосети Мосэнерго (к рис. III.20)

Емкость, м³	*D*, мм	*d*, мм	Размеры, мм				Масса, кг
			А	Б	В	Г	
1,5 2,0	1016	50	2300 2500	1900 2100	1368	760	949 1220
3,0 4,0	1216	65	2700 3300	2200 2800	1668	858	1277 1462
6,0 8,0	1520	76	3600 4600	3100 4000	1860	1000	2376 2821
10,0 12,0	1820	76 100	3800 4800	3100 4180	2170	1160	3168 3469

Приложение 13. **Значение коэффициента, учитывающего накипь и загрязнение трубок**

Характеристика поверхности теплообмена	Коэффициент μ
Чистые латунные трубки	1
Стальные трубки, зачищенные до блеска	1
Латунные трубки, работающие на чистой воде	0,8—0,85
То же, работающие на обратном водоснабжении или на химически чистой воде	0,75—0,8
То же, работающие на загрязненной воде при возможном образовании минеральных и органических отложений	0,65—0,75
Стальные трубы, покрытые тонким слоем окислов или накипи	0,67—0,7

ПРИЛОЖЕНИЕ 14

Таблица 1. **Габаритные размеры регулятора температуры воды ТРЖ-3 конструкции ОРГРЭС**

Габаритные размеры, мм							Производительность, л/с
$D_у$	d_0	H	L	B	l	$d_з$	
25	6	300	380	166	60	12—18	0,2—1,25
40	8	320	428	200	100	20—26	0,9—3,5

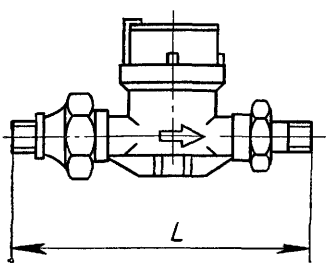
Таблица 2. **Габаритные размеры регулятора температуры смешанной воды ТРД конструкции ОРГРЭС**

Габаритные размеры, мм						Производительность, л/с
$D_у$	L	H	B	l	$d_з$	
40	320	675	220	160	40	3,5
50	320	675	220	180	40	5,5
80	445	675	220	215	60	12,5

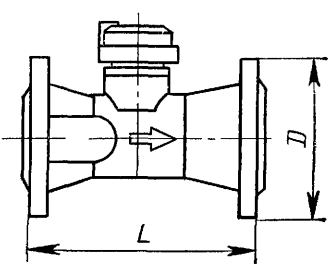
ПРИЛОЖЕНИЕ 15

Водомеры

Крыльчатые типа ВКМ



Турбинные типа УВТ



Тип	Калибр, мм	Размеры, мм		Коэффициент сопротивления для расхода в л/с	Характерный расход, м³/ч	Допустимые расходы, м³/ч		Масса, кг
		L	D			наибольшие	наименьшие	
ВКМ-3	15	190	—	14,4	3	9	0,12	4
ВКМ-5	20	190	—	5,18	5	15	0,2	4,2
ВКМ-10	32	250	—	1,3	10	30	0,4	5,4
ВКМ-20	40	250	—	0,32	20	70	0,8	5,8
УВТ-50	50	155	165	0,0265	70	22	3	7,7
УВТ-80	80	205	195	0,00207	250	80	6	12,2
УВТ-100	100	215	220	0,000673	5440	140	8	15,1
УВТ-150	150	262	285	0,00013	1000	320	12	25,2

Примечание. Допустимое давление до 1 МПа, допустимая температура воды до +30°С.

Приложение 16. Стальные трубы для теплопроводов

Условный проход, мм	Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм	Внутренний диаметр, мм	Масса, 1 м, кг	Момент инерции, см	Момент сопротивления, см	ГОСТ на трубы
32	38	2,5	33	2,15	4,41	2,32	
		2,5	40	2,62	7,56	3,36	
50	57	3,5	50	4,62	21,1	7,42	
70	76	3,5	69	6,26	52,5	13,8	
80	89	3,5	82	7,38	86,1	19,3	
100	108	4	100	10,26	177	32,8	
125	133	4	125	12,73	338	50,8	
150	159	4,5	150	17,15	652	82	8732—78
175	194	5	184	23,31	1327	137	
200	219	6	207	31,52	2279	208	
250	273	7	259	45,92	5177	379	
300	325	8	309	62,54	10 014	616	
350	377	9	359	81,68	17 624	935	
400	426	9	408	92,56	25 640	1204	
400	426	6	414	62,15	17 460	820	
500	530	7	515	90,28	39 160	1 509	
600	630	8	614	122,7	75 612	2 400	
700	720	9	720	157,8	127 052	3 529	
800	820	10	800	200,0	205 000	5 091	10706—76
900	920	11	898	246,0	365 000	7 054	8696—74
1000	1020	12	996	298,3	450 000	9 465	
1100	1120	12	1096	326,0	650 000	11 600	
1200	1220	14	1192	416,4	1 000 000	16 300	
1400	1420	14	1392	485,4	1 600 000	22 500	

Приложение 17. Эквивалентные длины местных сопротивлений

Наименование местных сопротивлений	Эскиз	$K_э$, мм	Эквивалентные длины, м, при наружных диаметрах труб, мм											
			57	76	×9	108	133	159	194	219	273	325	377	426
Задвижка		0,5	0,65	1	1,28	1,65	2,2	2,24	2,9	3,36	3,33	4,27	4,3	4,4
		0,2	0,88	1,33	1,67	2,12	2,32	2,76	3,66	4,2	4,2	5,2	6,3	7,36
Вентиль с прямым шпинделем		0,5	8 4	9,6	10,2	13,5	18,5	24,6	33,4	39,5	—	—	—	—
		0,2	11 4	12,5	13,3	17,4	23,8	30,4	42	49,3	—	—	—	—
Компенсатор сальниковый односторонний		0,5	—	—	—	0,66	0,88	1,68	2,17	2,52	3,33	4,17	5	10
		0,2	—	—	—	0,85	1,13	2,07	2,74	3,15	4,2	5,2	6,3	12,5
Отводы крутоизогнутые $R=(1,5 \div 2)\,D_н$		0 5	0,65	1	1,28	1,65	2,25	2,8	3,62	4,2	5,55	325	8,4	10
		0,2	0,88	1,33	1,67	2,12	2,82	3,45	4,6	5,25	7	8,7	10,5	12,5
Компенсаторы П-образные с отводами крутоизогнутыми $R=(1,5 \div 2)\,D_н$		0,5	5,2	6,8	7,9	9,8	12,5	15,4	19	23,4	28	34	40	47
		0,2	0,1	10,5	12,9	14,9	19,4	21,2	27,2	30,4	40	46,2	55	64,2
Тройники при слиянии потоков:														
проход		0,5	1,96	3	3,82	4,95	6,6	8,4	10,9	12,6	16,7	20,8	25,2	30
ответвление		0,5	2,62	4	5,1	6,6	8,6	11,2	14,5	16,8	22,2	27,8	33,6	40
проход		0,2	2,64	4,0	5,0	6,36	8,5	10,4	13,7	15,8	21	26,1	31,4	37,3
ответвление		0,2	3,52	5,32	6,66	8,5	11,3	13,8	18,3	21	28	34,8	41,8	49,8
Тройники при делении потоков:														
проход		0,5	1,3	2 0	2,55	3,3	4,4	5,6	7,24	8,4	11,1	13,9	16,8	20
ответвление		0 5	1,96	3,0	3,82	4,95	6,6	8,4	10,9	12,6	16,7	20,8	25,2	30
проход		0,2	1,76	2,66	3,33	4,24	5,65	6,9	9,15	10,5	14	17,4	20,9	24,9
ответвление		0,2	2,64	4,0	5,0	6,36	8,5	10,4	13,7	15,8	21	26,1	31,4	37,3

Приложение 18. Удельные потери тепла q изолированными паропроводами, проложенными в непроходных каналах

Наружный диаметр трубы, мм	Значения q, Вт/м·°С, при температуре пара, °С		
	200	250—300	350
57	0,58	0,57	0,56
76	0,64	0,64	0,63
89	0,70	0,68	0,67
108	0,76	0,75	0,72
133	0,83	0,80	0,79
159	0,90	0,87	0,86
219	1,05	1,04	1,01
273	1,20	1,17	1,13
325	1,34	1,30	1,27
377	1,49	1,42	1,37
426	1,50	1,42	1,37
478	1,62	1,52	1,45
529	1,69	1,64	1,55
630	1,88	1,80	1,71

Приложение 19. Значения постоянных коэффициентов для определения стоимости тепловой сети

Типы прокладок	Значения коэффициентов при грунте			
	сухом		мокром	
	a, руб/м	b, руб/м²	a, руб/м	b, руб/м²
Непроходные каналы, изоляция подвесная	15	310	40	340
Бесканальные прокладки:				
в монолитных оболочках из армопенобетона	20	210	35	220
то же, из битумоперлита	10	190	15	210
в засыпном асфальтоизоле	10	170	15	200
Надземные прокладки на железобетонных опорах высотой до 2,5 м	30	260	35	280

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Аксенов М. А.* Тепловые сети. М., 1958.
2. *Богуславский Л. Д.* Экономика теплогазоснабжения и вентиляции. М., 1976.
3. *Бузников Е. Ф., Сидоров В. Н.* Водогрейные котлы и их применение на электростанциях и в котельных. М., 1965.
4. *Витальев В. П.* Бесканальные прокладки тепловых сетей. М., 1971.
5. *Громов Н. К.* Абонентские установки водяных тепловых сетей. М., 1968.
6. *Громов Н. К.* Городские теплофикационные системы. М., 1974.
7. *Гусев Ю. Л.* Основы проектирования котельных установок. М., 1967.
8. *Далин А. М.* Сбор и возврат конденсата. М., 1949.
9. *Дюскин В. К.* Количественно-качественное регулирование тепловых сетей. М., 1959.
10. *Журавлев Б. А.* Справочник мастера-сантехника. М., 1974.
11. *Захаренко С. Е., Захаренко Ю. С., Пищиков М. А.* Справочник строителя тепловых сетей. М., 1967.
12. *Идельчик И. В.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М., 1965
13. Инструкция по эксплуатации тепловых сетей М., 1972.
14. Инструкция по определению экономической эффективности капитальных вложений в строительстве. М., 1972.
15. *Копьев С. Ф.* Теплоснабжение. М., 1953.
16. *Лямин А. А., Скворцов А. А.* Проектирование и расчет конструкций тепловых сетей. М., 1965.
17. *Мадорский Б. М., Шмидт В. А.* Эксплутация центральных тепловых пунктов, систем отопления и горячего водоснабжения М., 1971
18. *Мельников О. Н., Ежов В Т., Блоштейн А. А.* Справочник монтажника сетей теплогазоснабжения Л., 1973.
19. *Михеев М. А.* Основы теплопередачи. М., 1959.
20. Нормы расчета элементов паровых котлов на прочность. М., 1966
21. Правила техники безопасности при обслуживании тепловых сетей. М., 1975.
22. Правила пользования электрической и тепловой энергией. М., 1977.
23. Правила устройства и безопасной эксплуатации трубопроводов пара и горячей воды. М., 1970.
24. *Сафонов А. П.* Сборник задач по теплофикации и тепловым сетям. М., 1968.
25. *Скрицкий Л. Г.* Основы автоматики и автоматизации систем теплогазоснабжения и вентиляции. М., 1968
26. *Соколов Е. Я.* Теплофикация и тепловые сети. М., 1975.
27. *Соколов Е. Я., Громов Н. К., Сафонов А. П.* Эксплуатация тепловых сетей. М., 1955.
28. Справочник проектировщика. Проектирование тепловых сетей/Под ред. *А. А. Николаева.* М., 1965.
29. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. Ч. I. Отопление, водопровод и канализация/Под ред. *И. Г. Староверова.* М., 1976.
30. СНиП II-А. 6—72. Строительная климатология и геофизика. М., 1973.
31. СНиП II-33—75. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. М., 1976.
32. СНиП II-34—76. Горячее водоснабжение М., 1976.
33. СНиП II-36—73. Тепловые сети. М., 1974.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3

Введение 4

Глава I. **Потребление тепловой энергии** 14

§ I.1. Виды тепловых нагрузок 14
§ I.2. Сезонные тепловые нагрузки 14
§ I.3. Круглогодовые тепловые нагрузки 18
§ I.4. Годовые графики тепловых нагрузок 21

Глава II. **Системы теплоснабжения** 24

§ II.1. Виды систем теплоснабжения 24
§ II.2. Присоединение потребителей к водяных системах теплоснабжения 27
§ II.3. Водяные системы теплоснабжения 35
§ II.4. Паровые системы теплоснабжения 41
§ II.5. Преимущества и недостатки систем теплоснабжения . . . 44
§ II.6. Схемы тепловых сетей 46

Глава III. **Системы горячего водоснабжения** 51

§ III.1. Классификация систем горячего водоснабжения 51
§ III.2. Децентрализованные установки горячего водоснабжения . 53
§ III.3. Централизованные системы горячего водоснабжения . . . 55
§ III.4. Аккумулирование горячей воды 64
§ III.5. Санитарные приборы, трубы и арматура 67
§ III.6. Оборудование установок горячего водоснабжения . . . 68
§ III.7. Компоновка оборудования горячего водоснабжения . . . 75
§ III.8. Расчетный расход горячей воды 79
§ III.9. Расчет подающих трубопроводов 80
§ III.10. Гидравлические режимы циркуляции и расчет циркуляционных трубопроводов 84

Глава IV. **Регулирование тепловой нагрузки** 91

§ IV.1. Задачи и виды регулирования 91
§ IV.2. Общее уравнение регулирования 93
§ IV.3. Тепловые характеристики теплообменных аппаратов . . . 94
§ IV.4. Центральное регулирование однородной тепловой нагрузки . 97
§ IV.5. Центральное регулирование закрытых систем по отопительной нагрузке 103
§ IV.6. Центральное регулирование закрытых систем по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения 113
§ IV.7. Регулирование открытых систем теплоснабжения . . . 117
§ IV.8. Графики суммарного расхода воды 123

Глава V. **Тепловые пункты** 126

§ V.1. Местные тепловые пункты 126
§ V.2. Центральные тепловые пункты 128
§ V.3. Оборудование тепловых пунктов 133
§ V.4. Тепловой расчет водоводяных подогревателей 136
§ V.5. Тепловой расчет пароводяных подогревателей 148
§ V.6. Автоматизация тепловых пунктов 149

Глава VI. **Гидравлический расчет тепловых сетей** 157

§ VI.1. Основные задачи и расчетные зависимости 157
§ VI.2. Методика расчета трубопроводов 159
§ VI.3. Особенности расчета водяных тепловых сетей 161
§ VI.4. Особенности расчета паропроводов 165
§ VI.5. Особенности расчета конденсатопроводов 170
§ VI.6. Пьезометрический график 175
§ VI.7. Влияние давлений в тепловой сети на присоединение абонентских систем 179
§ VI.8. Подбор насосов 182

Глава VII. **Гидравлические режимы тепловых сетей** 184

§ VII.1. Основы гидравлического режима 184
§ VII.2. Расчет гидравлического режима 187
§ VII.3. Гидравлическая устойчивость систем теплоснабжения . . 191
§ VII.4. Регулирование давления в тепловых сетях 192
§ VII.5. Влияние горячего водоснабжения на гидравлический режим системы теплоснабжения 196
§ VII.6. Гидравлический режим сетей с насосными и дросселирующими подстанциями 202
§ VII.7. Автоматизация насосных подстанций 206
§ VII.8. Расчет потокораспределения в тепловых сетях 211

Глава VIII. **Конструктивные элементы тепловых сетей** 217

§ VIII.1. Трубы и арматура 217
§ VIII.2. Опоры трубопроводов 225
§ VIII.3. Компенсаторы 232
§ VIII.4. Расчет компенсаторов 237
§ VIII.5. Конструирование трубопроводов 241

Глава IX. **Прокладки тепловых сетей** 245

§ IX.1. Подземная прокладка 245
§ IX.2. Надземная прокладка 257
§ IX.3. Прокладка теплопроводов в особых условиях 262
§ IX.4. Пересечение теплопроводов с инженерными сооружениями и водными преградами 263
§ IX.5. Трасса и профиль тепловой сети 267
§ IX.6. Нагрузки на опоры 269

Глава X. **Тепловая изоляция и тепловые потери** 273

§ X.1. Назначение тепловой изоляции и требования к материалам . 273
§ X.2. Конструкции тепловой изоляции 274
§ X.3. Термическое сопротивление теплопроводов 280
§ X.4. Тепловой расчет надземных теплопроводов 282
§ X.5. Тепловой расчет подземных теплопроводов 283
§ X.6. Тепловые потери в тепловых сетях 285
§ X.7. Методика расчета толщины изоляции 287

Глава XI. **Источники тепловой энергии** 293

§ XI.1. Виды источников тепловой энергии 293
§ XI.2. Тепловые схемы ТЭЦ 297
§ XI.3. Тепловые схемы котельных и утилизационных установок . 300
§ XI.4. Оборудование теплоприготовительных станций 302
§ XI.5. Водоподготовка для тепловых сетей 310
§ XI.6. Водоподогревательные установки теплоприготовительных станций 316
§ XI.7. Экономия топлива при теплофикации 321
§ XI.8. Коэффициент теплофикации 325

§ XI.9. Совместная работа нескольких источников тепловой энергии 327
§ XI.10. Автоматизация теплоприготовительных установок . . . 330

Глава XII. **Основы эксплуатации систем теплоснабжения** 335

§ XII.1. Организация службы эксплуатации 335
§ XII.2. Технический надзор и приемка систем теплоснабжения . . 340
§ XII.3. Пуск систем теплоснабжения 343
§ XII.4. Наладка систем теплоснабжения 348
§ XII.5. Испытания тепловых сетей 355
§ XII.6. Профилактика и ликвидация аварий 358
§ XII.7. Ревизия и ремонт теплопроводов 364
§ XII.8. Защита тепловых сетей от коррозии 366
§ XII.9. Защита систем горячего водоснабжения от коррозии . . 374
§ XII.10. Диспетчеризация систем теплоснабжения 378

Глава XIII. **Технико-экономические расчеты** 380

§ XIII.1. Задачи и методика технико-экономических расчетов . . 380
§ XIII.2. Капитальные вложения 382
§ XIII.3. Эксплуатационные затраты 383
§ XIII.4. Экономический перепад давлений в сети 389
§ XIII.5. Распределение давлений в тепловой сети 391
§ XIII.6. Экономический расчетный перепад температур воды . . . 394
§ XIII.7. Экономическая толщина изоляции 395

Приложения 397

Список литературы 405

Козин Виктор Егорович, Левина Татьяна Анатольевна,
Марков Алексей Петрович, Пронина Ирина Борисовна,
Слемзин Валентин Андреевич

ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ

Зав. редакцией В. Г. Акатова. Редакторы Т. Ф. Мельникова, Н. Н. Попова. Мл. редактор Г. К. Ионова. Художник А. И. Шавард. Художественный редактор Т. А. Дурасова. Технический редактор Э. М. Чижевский. Корректор Р. К. Косинова

ИБ № 2138

Изд. № СТР — 348 Сдано в набор 18 03 80. Подп. в печать 30.10.80. Т-15087. Формат 60×90¹/₁₆. Бум. тип. № 3 Гарнитура литературная. Печать высокая. Объем 25,5 усл. печ. л. 27,89 уч.-изд. л. Тираж 40 000 экз. Зак. № 146. Цена 1 р. 10 к.

Издательство «Высшая школа», Москва, К-51, Неглинная ул., д. 29/14

Типография изд-ва «Уральский рабочий». Свердловск, просп. Ленина, 49.