А. Я. ТКАЧУК, Е. С. ЗАЙЧЕНКО,
В. А. ПОТАПОВ, А. П. ЦЕПЕЛЕВ

СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ

Под общей редакцией А. Я. Ткачука

КИЕВ «БУДІВЕЛЬНИК» 1985

38.762.1
С 40

УДК 697.31

Системы отопления. Проектирование и эксплуатация / А. Я. Ткачук, Е. С. Зайченко, В. А. Потапов, А. П. Цепелев.— К. : Будівельник, 1985.— 136 с.
В книге изложена методика составления теплового баланса помещений зданий, рассмотрены системы водяного и парового отопления и их технико-экономическая оценка. Даны рекомендации по выбору систем, подбору отопительных приборов и гидравлическому расчету. Освещены вопросы эксплуатации отопительных систем. Нормативные данные приведены по состоянию на 1 января 1985 г.
Для инженерно-технических работников проектных, эксплуатационных и строительных организаций.
Табл. 21. Ил. 30. Библиогр.: с. 136.

Рецензенты: инженеры *А. А. Рафальский, В. Ю. Подгорный*

Редакция литературы по коммунальному хозяйству

Зав. редакцией инж. *О. Т. Кушка*

Андрей Яковлевич Ткачук, Евгений Сергеевич Зайченко, Вадим Алексеевич Потапов, Александр Петрович Цепелев

СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ.

Проектирование и эксплуатация

Под общей редакцией А. Я. Ткачука

Редактор *Е. Г. Фесенко*
Обложка художника *В. А. Гурлева*
Художественный редактор *Н. А. Сердюкова*
Технический редактор *А. М. Короб*
Корректор *Т. Ю. Серга*

ИБ № 2019

Сдано в набор 28.07.84. Подп. в печ. 21.02.85. БФ 03563. Формат 60×90¹/₁₆. Бум. тип. № 3. Гарн. лит. Печ. выс. Усл. печ. л. 8,5. Усл. кр.-отт. 9. Уч.-изд. л. 9,63. Тираж 10 000 экз. Изд. № 460. Заказ № 5—1219. Цена 60 к.

Издательство «Будівельник». 252053, Киев-53, Обсерваторная, 25

Отпечатано с матриц Головного предприятия республиканского производственного объединения «Полиграфкнига» на Киевской фабрике печатной рекламы им. XXVI съезда КПСС. 252067, Киев-67, Выборгская, 84.

С $\frac{3206000000—033}{М203(04)—85}$ 58.85

© Издательство «Будівельник», 1985

ПРЕДИСЛОВИЕ

В Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1981—1985 годы и на период до 1990 года, принятых XXVI съездом КПСС, поставлены задачи по дальнейшей экономии материальных и энергетических ресурсов, улучшению условий труда и быта населения, а также предотвращению загрязнения окружающей среды. Важность вопросов снижения материальных затрат и рационального использования энергетических ресурсов подчеркнута декабрьским (1983 г.) Пленумом ЦК КПСС.

Посредством отопления создаются требуемые тепловые условия в помещениях различного назначения, благодаря чему снижается количество простудных заболеваний, повышается производительность труда, а также обеспечивается нормальная эксплуатация зданий и оборудования.

На нужды отопления ежегодно расходуется около миллиона тонн чугуна, порядка ста тысяч тонн стального листа и 150 тысяч тонн стальных труб, а также значительное количество топливно-энергетических ресурсов страны. Снижение материальных и энергетических затрат достигается при использовании наиболее эффективных индустриальных систем центрального отопления, работающих от тепловых сетей. Расширение применения этих систем способствует сокращению использования автономных отопительных устройств с децентрализованным сжиганием топлива, что дает возможность успешно решать задачи по его экономии и защите окружающей среды от загрязнения.

Наиболее существенной экономии тепловой и электрической энергии при отоплении зданий можно достигнуть путем повышения теплозащитных свойств ограждающих конструкций, автоматизации центрального и местного регулирования систем отопления, использования вторичных и возобновляемых энергоресурсов. Эффективность работы систем отопления и снижение бесполезных затрат тепловой энергии достигается правильной организацией их обслуживания и ремонта.

В книге большое внимание уделено вопросам проектирования и эксплуатации широко распространенных

систем отопления с теплоносителем водой. Приведены сведения о новых системах отопления со ступенчатой регенерацией теплоносителя (СРТ) с пофасадным регулированием. Паровые системы отопления представлены в сокращенном виде с изложением особенностей их конструирования и расчета.

Впервые систематизирован материал по организации процесса проектирования и применению нормативной документации, изложены основные принципы выбора систем отопления сложных объектов, состоящих из нескольких зданий и объемов различного назначения, отличающихся категориями токсичности, взрывопожароопасности и др.

В материалах книги по обслуживанию и ремонту систем отопления учтен передовой опыт эксплуатации систем теплопотребления в г. Киеве.

Изложенные в книге сведения направлены на улучшение проектирования и эксплуатации систем отопления, отвечающих современному уровню развития техники.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СИСТЕМАХ ОТОПЛЕНИЯ

ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Для поддержания в помещениях температурных условий, обеспечивающих хорошее самочувствие и здоровье людей, высокую эффективность технологических процессов, а также сохранность строительных конструкций и технологического оборудования здания и сооружения оборудуют средствами отопления. Температурные условия в помещениях характеризуются температурой помещения, под которой понимается комплексный параметр, учитывающий температуру воздуха и всех поверхностей, обращенных внутрь помещения.

В соответствии с видом теплоносителя, используемого в системе, отопление делится на водяное, паровое и воздушное.

По температуре теплоносителя системы отопления подразделяются на высокотемпературные — более 105 °С, среднетемпературные — от 70 до 105 °С и низкотемпературные до 70 °С. Системы с низкотемпературным теплоносителем применяют при использовании в качестве теплоисточника солнечной радиации, низкотемпературных отбросных или геотермальных вод. Несмотря на большие затраты на устройство теплоутилизаторов, увеличение сечения теплопроводов и особенно поверхностей отопительных приборов применение этих систем целесообразно и оправдано.

В зависимости от способа передачи теплоты отопительными приборами помещению отопление подразделяется на к о н в е к т и в н о е, к о н в е к т и в н о - р а д и а ц и о н н о е и р а д и а ц и о н н о е.

Теплопроводы системы отопления имеют р а с п р е д е л и т е л ь н ы е (подающие) и с б о р н ы е (обратные) сети. По распределительной сети теплоноситель транспортируется от теплоприготовительного пункта к отопительным приборам, а по сборной сети наоборот — от отопительных приборов к теплоприготовительному пункту. В общем случае распределительные и сборные сети теплопроводов состоят из магистралей, приборных ветвей и ответвлений (подводок) к приборам. Вертикальные приборные ветви принято называть стояками.

Системы отопления бывают с т у п и к о в о й схемой теплопроводов (когда предусматривается встречное направление движения теплоносителя в распределительных и сборных магистралях) и п о п у т н о й (когда движение теплоносителя на участках его распределения и сбора совпадает по направлению).

Крупные объекты, включающие помещения различного назначения, отапливаются несколькими системами, каждая из которых обслуживает однородную по санитарно-гигиеническим и технологическим требованиям группу помещений (зону).

В ряде случаев отопление целесообразно осуществлять не одной системой, а несколькими подсистемами, одна из которых работает непрерывно (фоновая), а остальные включаются в работу по необходимости.

Системы отопления крупных объектов кроме разбивки на подсистемы, обслуживающие однородные помещения и имеющие свои независимые друг от друга тепловые пункты, иногда расчленяются на множество подсистем, регенерация теплоносителя в которых осуществляется в теплообменниках, снабжаемых теплотой специальной системой теплоснабжения (отопления) здания.

В системах отопления, подключаемых к тепловым сетям с температурой теплоносителя выше допустимой, для подачи в отопительные приборы рационально использовать не один теплообменник (регенератор теплоносителя) на всю систему, а несколько последовательно установленных. Это позволяет повысить температурный уровень теплоносителя в отопительных приборах и уменьшить их поверхность.

УСЛОВИЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО КОМФОРТА

Для помещений жилых и общественных зданий комфортное значение температуры помещения определяется из уравнения $t_п = 0{,}63t_в + 0{,}37t_R$, а для помещений производственных зданий комфортное значение температуры воздуха $t_в$ и радиационной температуры t_R принимается с учетом степени тяжести работы и относительной влажности воздуха.

Соотношение t_R и $t_в$, полученное из уравнения теплообмена тела человека со средой помещения в холодный период года (отдача явной теплоты нормально одетым человеком принята 87 Вт), имеет вид

$$t_R = 29 - 0{,}57t_в. \qquad (1)$$

Фактическое значение радиационной температуры $t_R^ф$ зависит от расположения нагретых поверхностей в пространстве помещения относительно тела человека, а также от значения их температур [3]. Ее значение вычисляется по формуле

$$t_R^ф = \sum_1^n (\varphi_{ч-i} \cdot \bar{\tau}_i), \qquad (2)$$

где $\varphi_{ч-i}$ — коэффициенты облученности с головы человека на окружающие поверхности с температурой $\bar{\tau}_i$ при положении человека посередине помещения; n — количество нагретых поверхностей, излучающих теплоту в направлении человека.

Диапазон чувствительности человека к изменению температуры в помещении составляет в зависимости от выполняемой им работы от 1,0 до 3,5 °С. Для большинства людей, находящихся в жилых и гражданских зданиях, допустимое отклонение температуры составляет $\pm 1{,}5$ °С.

Таким образом, первое условие комфортности для холодного периода года в помещениях жилых и общественных зданий имеет такой

вид:

$$t_R^{\Phi} \leqslant (29 - 0{,}57t_в) \pm 1{,}5. \qquad (3)$$

Если в данное соотношение ввести температуру помещения в соответствии с зависимостью (3), получим

$$t_R^{\Phi} \leqslant (1{,}57t_n - 0{,}57t_в) \pm 1{,}5 = t_R. \qquad (4)$$

На рис. 1 приведен график для определения t_R в зависимости от $t_в$ и характера работ. Среднее значение $t_в$ и пределы отклонения указаны в СНиП II-33-75*.

Для помещений, где площадь нагретых внутренних поверхностей велика, например при отоплении с помощью труб, замоноличенных в перекрытия, полы или стены, фактическая радиационная температура в обслуживаемой зоне может значительно превышать нормативные величины. В этом случае, используя уравнение (2), вычисляют радиационную температуру t_R^{Φ}, рассчитанную относительно человека, стоящего под центром нагретой поверхности, расположенной на потолке (или на расстоянии не менее 1 м от нее, если поверхность расположена на стене). Затем, приняв нормируемую температуру в качестве температуры помещения, по формуле (4) вычисляют необходимую t_R и сравнивают ее с t_R^{Φ}. Если абсолютное значение t_R^{Φ} превышает нормативные пределы, то в помещении изменяют схему распределения нагретых поверхностей или снижают их температуру.

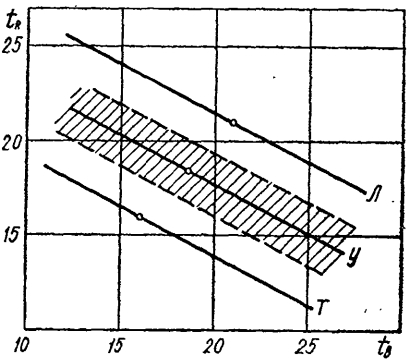


Рис. 1. Первое условие комфортности для зимы:
Т — при тяжелой работе; *У* — умеренной; *Л* — легкой (только для умеренной работы заштрихована область допустимых отклонений).

Кроме первого условия комфортности, имеется также и второе, регламентирующее допустимую температуру нагретых поверхностей отопительных установок в помещениях. Физиологическими исследованиями установлено, что открытая поверхность головы человека должна отдавать излучением не менее 11,6 Вт/м². Это количество теплоты является минимальным для нормального самочувствия человека. В случае, когда нагретые поверхности располагаются на 1 м выше поверхности пола, их максимально допустимую температуру можно определить по формуле

$$\tau_{доп} \leqslant 19{,}2 \pm 8{,}7/\varphi_{ч-п}, \qquad (5)$$

где $\varphi_{ч-п}$ — коэффициент облученности с поверхности головы на нагретую поверхность отопительной установки.

Допустимые температуры для поверхностей нагретого пола могут быть вычислены по формуле

$$\tau_{доп}^{пл} = 55{,}7 - 1{,}63t_{в.1}, \qquad (6)$$

где $t_{в,1}$ — температура воздуха на расстоянии 1 м от уровня пола (принимается на 1 ÷ 3 °С выше, чем расчетная температура воздуха в помещении $t_в$).

При выборе способа отопления необходимо учитывать, что уровень комфорта зависит от интенсивности и соотношения конвективной и лучистой составляющих теплообмена людей с окружающими их поверхностями. Распределение конвективных и радиационных потоков по помещению предопределяется схемой размещения в нем отопительных приборов (под окнами, в потолке, в полу и т. п.), размерами и температурой их поверхностей.

На здоровье людей отрицательно влияет повышенное тепловое облучение. Поэтому санитарно-гигиеническими нормами для систем отопления с низкотемпературными развитыми поверхностями ограничена интенсивность облучения на высоте 1,7 м от уровня пола величиной 31 Вт/м² (на одиночные трубы это требование не распространяется).

При выборе схемы размещения компактных отопительных устройств в помещениях учитывают необходимость нейтрализации воздействия на рабочую (или обслуживаемую) зону холодных потоков воздуха и охлажденных поверхностей. Холодные струи могут образоваться в результате инфильтрации наружного воздуха через притворы и щели в окнах и фонарях, а также от охлажденных поверхностей наружных стен. Поэтому целесообразно повышать температуру внутренних поверхностей наружных стен. Нижняя зона помещений (у пола) особенно подвержена переохлаждению, так как в эту зону устремляется более плотный холодный воздух, поступающий в помещение путем инфильтрации через стыки панелей, притворы окон и дверей. Во избежание этого отопительные приборы устанавливают в местах возможного проникновения холодного воздуха.

ТРЕБОВАНИЯ К ОТОПИТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКЕ

Соблюдение условий безопасности. Наряду с выполнением своего функционального назначения средства отопительной техники должны удовлетворять ряду требований техники безопасности, охраны труда и окружающей среды, экономики, технической эстетики и др.

Для обеспечения безопасности (в том числе взрыво- и пожаробезопасности) на производстве при выборе теплоносителя, а также его параметров и вида отопления необходимо учитывать следующее:

категорию взрыво- и пожароопасности производства (СНиП II-90-81);

степень огнестойкости здания (СНиП II-А.5-70*);

класс опасности веществ, выделяющихся в процессе производства в воздух помещений (СН 245-71);

вид пыли (минеральной или органической) и температуру, при которой возможно ее разложение и сухая возгонка при соприкосновении с нагретыми поверхностями отопительных приборов;

температуру нагретых поверхностей, при которой возможны ожоги людей и животных или гибель растений.

При наличии в воздухе помещений горючей или взрывоопасной

пыли температура теплоносителя не должна превышать 110 °С в том случае, когда в течение отопительного периода температура теплоносителя постоянна. В помещениях, в которых горючая и взрывоопасная пыль на производствах категорий А, Б, В и Е отсутствует, а температура теплоносителя в отопительный период не постоянна, можно использовать воду с температурой не выше 150 °С. Если же при этих условиях имеется взрывоопасная или горючая пыль, то для производств категории В допускается использовать воду с температурой только до 130 °С.

Если температура теплоносителя в отопительных приборах, установленных в помещениях производства категорий А, Б, В и Е превышает 130 °С, то у приборов необходимо предусматривать съемные экраны. Экраны выполняют из несгораемых материалов и устанавливают на расстоянии не менее 0,1 м от приборов. Экраны следует также предусматривать (независимо от температуры теплоносителя) в помещениях, предназначенных для наполнения и хранения баллонов со сжатыми газами, в местах для хранения легковоспламеняющихся жидкостей с температурой вспышки паров 28 °С и ниже (бензин, бензол и др.), самовозгорающихся веществ и материалов (пропитанных маслами лоскутов, табака и т. п.). Конструкции съемных экранов отопительных приборов разрабатываются индивидуально с учетом технологии производства, вида отопительных приборов и температуры теплоносителя.

В помещениях, где возможно выделение взрывоопасных или горючих веществ, отопительные приборы размещают у стен без ниш, их конструкция должна позволять производить очистку поверхности.

В помещениях производств категорий А, Б, В и Е температура теплоносителя, циркулирующего в отопительных приборах, не должна превышать 80 % значения температуры самовоспламенения выделяющихся газов, пыли и паров.

В основных помещениях детских садов, больниц и родильных домов температура теплоносителя в отопительных приборах не должна превышать 85 °С. Трубопроводы с высокотемпературным теплоносителем, прокладываемые транзитом через помещения детских садов и ясель, больничных палат, необходимо изолировать.

Более высокие температуры теплоносителя могут применяться для отопления жилых помещений, школьных классов, аудиторий, кабинетов, залов для проектирования, читальных залов, помещений бытового и лечебно-профилактического обслуживания, а также вспомогательных помещений промышленных предприятий. Для этих видов помещений температура теплоносителя при двухтрубной системе отопления допускается не более 95 °С, а при однотрубной — не более 105 °С. В помещениях, где содержатся птицы на полу, температура поверхности отопительных приборов допускается не более 95 °С, а в случае их содержания в клетках — до 150 °С.

Высокотемпературные системы отопления с температурой теплоносителя до 115 °С могут применяться в спортивных залах, а с температурой теплоносителя до 130 °С — в зрительных залах, в помещениях вокзалов, плавательных бассейнов, крытых стадионов, в банях,

душевых павильонах, в основных помещениях общественного питания (залах ресторанов, столовых и т. п.), в цехах промышленных предприятий с выделением невзрывоопасной, неядовитой и невозгораемой пыли (кроме помещений категорий А, Б, В и Е).

Во избежание разрушения элементов системы от внезапного повышения давления выше механической прочности ее элементов должна быть предусмотрена обязательная установка при паровом отоплении паровыкидных приспособлений и предохранительных клапанов, а при водяном — регуляторов давления.

При технологическом процессе с выделением паров веществ, реагирующих с металлом, отопительные приборы следует защищать антикоррозионными покрытиями.

Для защиты от электротока силовое оборудование системы отопления необходимо заземлять.

Требования к эксплуатации. Одним из важных условий обеспечения комфорта в помещениях во время эксплуатации систем отопления является соблюдение допустимого уровня шума и вибраций при работе отопительного оборудования. С этой целью оборудование, создающее динамические нагрузки, устанавливают в обособленных помещениях на виброизолирующих основаниях. Подсоединения трубопроводов к всасывающим и нагнетающим патрубкам насосов осуществляют посредством специальных виброизолирующих вставок.

Во избежание возникновения шума при движении теплоносителя по трубам его скорость ограничивают в зависимости от вида теплоносителя, сечения труб и мест их прокладки.

В отопительных установках с теплогенераторами при выбросе продуктов сгорания топлива в атмосферу содержание в них вредных для окружающей среды примесей регламентировано. Для достижения допустимых концентраций вредных веществ в выбрасываемых газах при больших мощностях теплогенераторов применяют различные способы очистки газов. Однако для теплогенераторов небольшой производительности очистка газовых выбросов обходится слишком дорого и практически не осуществляется. В этих случаях применяют высокосортные бессернистые виды топлива, а также контролируют полноту его сжигания.

Необходимость регулярного обслуживания элементов систем отопления обусловливает ряд требований, предъявляемых к их оснащению и размещению, а именно:

оснащение систем устройствами и приспособлениями для наполнения и опорожнения теплоносителем, удаления воздуха, а также арматурой для регулирования расходов теплоносителя по отдельным ветвям и приборам;

обеспечение требуемой тепловой и гидравлической устойчивости системы;

оборудование системы отопления контрольно-измерительной аппаратурой;

соблюдение необходимых уклонов трубопроводов во избежание образования воздушных пробок и возможности опорожнения системы;

размещение тепловых узлов и теплогенераторов в помещениях,

специально предназначенных для этих целей с соблюдением всех норм по обеспечению безопасности и удобства эксплуатации (оборудование их вентиляцией, освещением и т. п.);

размещение отопительных установок и арматуры в помещениях с учетом расстановки технологического оборудования и других инженерных коммуникаций и устройств.

Снижение капитальных, трудовых и энергетических затрат. Принятию решения о способе отопления и схеме отопительной системы должен предшествовать технико-экономический анализ возможных вариантов.

Эффективность систем отопления оценивается приведенными затратами, которые состоят из капитальных вложений и эксплуатационных расходов. Капитальные вложения включают единовременную стоимость материалов и оборудования, а также трудозатраты на изготовление, монтаж и наладку системы отопления. Эксплуатационные расходы складываются из ежегодных затрат на обслуживание системы, включая расходы на топливо и электроэнергию, текущий и капитальный ремонты, зарплату обслуживающего персонала. Величина затрат ограничивается значениями нормативных показателей. В пределах нормативных стоимостных показателей и при соблюдении технических требований проектировщики должны стремиться применять материалы с необходимой долговечностью, а также подбирать надежное в работе основное и вспомогательное оборудование.

При выборе системы отопления с целью обеспечения экономии материалов необходимо выполнять следующие условия:

избегать, по возможности, собственных теплогенераторов;

использовать теплоноситель, вырабатываемый для технологических нужд, если это не противоречит санитарно-гигиеническим нормам;

учитывать тепловую инерцию отапливаемых помещений при прерывистом режиме их эксплуатации;

восполнять теплопотери за счет приточной вентиляции с перегревом воздуха; при необходимости искусственного охлаждения помещений в летний период года совмещать в одной системе функции отопления и охлаждения.

В зонах, где отсутствуют рабочие места, температуру воздуха необходимо поддерживать ниже расчетной, т. е. устраивать локальные зоны отопления с поддержанием нормируемых температурных условий только на рабочих местах;

в нерабочий период температуру в помещениях следует снижать до минимально возможной, применять центральное и индивидуальное регулирование теплоотдачи отопительных приборов.

Важным организационно-техническим мероприятием, позволяющим экономно расходовать топливо, является учет расхода теплоты, что стимулирует потребителей ее экономить.

Потребление топливно-энергетических ресурсов отопительными системами обусловлено не только их конструктивными особенностями, но и планировкой зданий, в которых они применены, ориентацией фасадов, конструкцией и размерами окон, стен, крыш и перекрытий над неотапливаемыми подвалами.

Важным фактором, позволяющим экономно расходовать топливо, является выбор эффективного источника теплоснабжения здания, использование целого ряда вторичных (побочных) энергоресурсов (ВЭР), а также возобновляемых источников энергии — солнечной радиации и геотермальных вод. Выбор источника тепловой энергии для целей отопления является наиболее важным этапом проектирования системы отопления, существенно влияющим на экономические показатели проекта.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ ОТОПЛЕНИЯ

Различают тепловую мощность отопления, расчетную и текущую.

Расчетная мощность отопления в течение почти всего отопительного периода больше текущей.

Расчетная мощность отопления определяется как разность между теплопотерями и тепловыделениями в помещении при расчетной температуре наружного воздуха.

При определении теплопотерь помещений учитывают следующие составляющие расхода теплоты:

теплопередачу через ограждающие конструкции в окружающую среду, через теплоизоляцию технологического оборудования в находящуюся в нем охлажденную среду;

на нагревание наружного воздуха, поступающего в помещение через ограждающие конструкции путем инфильтрации через поры материалов, притворы окон и дверей и др., или через специальные вентиляционные и технологические проемы поставляемых в помещение охлажденных материалов, сырья, транспортных средств и других предметов;

на фазовое превращение вещества (плавление материалов, испарение жидкостей).

Аналогично можно подразделить и теплопоступления, которые наблюдаются в тех случаях, когда температура окружающей помещения среды, среды внутри технологического оборудования, а также воздуха и предметов, поступающих в помещение, выше температуры помещения. Дополнительными составляющими тепловыделений в помещение являются работающие станки и механизмы, электроосвещение, биологические источники теплоты (люди, животные) Q_6 и солнечная радиация.

Теплопередачу через теплоизоляцию оборудования, теплопоглощение охлажденными или тепловыделение нагретыми материалами, включая теплоту фазового превращения веществ, обычно объединяют в одну группу так называемых технологических теплопотерь или тепловыделений $Q_{техн}$.

В жилых помещениях технологические и биологические теплопоступления учитывают комплексно и именуют бытовыми.

В соответствии с вышеперечисленными составляющими теплопотерь и тепловыделений мощность отопления равна

$$Q_{от} = \sum_{1}^{n} Q_{потерь} - \sum_{1}^{n} Q_{выд}. \qquad (7)$$

Наружный воздух, поступающий в помещение путем инфильтрации, учитывают при расчете вентиляции, что снижает количество воздуха, подаваемого приточной вентиляцией. Учитывая это, величину $Q_в$ определяют либо по количеству инфильтрационного воздуха $G_и$, либо по количеству вентиляционного воздуха $G_в$, т. е. по большему из них.

Случайные источники теплопоступлений при определении мощности отопления согласно СНиП II-33-75* не учитывают, их использование в процессе эксплуатации осуществляется путем оснащения систем отопления средствами регулирования. Это может обеспечить экономию от 10 до 50 % теплоты в зависимости от вида регулирования (центрального или местного) и величины случайных теплопоступлений.

В зданиях в течение суток не всегда требуется создавать одни и те же температурные условия. Так, в помещениях с одно- или двухсменным режимом работы мощность отопления необходимо определять как для рабочего режима, так и для нерабочего и с учетом этого проектировать систему отопления.

Теплопотери через наружные ограждающие конструкции. Мощность теплового потока, Вт, через ограждения определяется по формуле

$$\sum_1^n Q_т = \sum_1^n \left[\frac{1}{R_{0,t}} (t'_{в,t} - t_н) F_t \left(1 + \sum_1^m \eta_t \right) n \right], \qquad (8)$$

где $R_{0,t}$ — сопротивление теплопередаче ограждения, м² · °С/Вт; $t'_{в,t}$ — температура внутреннего воздуха на уровне рассматриваемого ограждения, °С; F_t — площадь ограждения, м²; n — поправочный коэффициент, учитывающий снижение температурного перепада при наличии чердаков, подвалов, подполья и других неотапливаемых объемов между ограждением и окружающей атмосферой [27]; $1 + \sum_1^m \eta_t$ — коэффициент, учитывающий сумму надбавок на теплопотери, в зависимости от ориентации, количества наружных стен, высоты помещений и др.

Расчетная температура воздуха внутри помещений при их высоте менее 4 м принимается равной нормируемой температуре воздуха в рабочей или обслуживающей зоне, т. е. $t'_{в,t} = t_в$.

При определении теплопотерь через крышу и фонари производственных помещений расчетная температура внутреннего воздуха принимается равной

$$t'_{в,h} = t_в + (h - 2)\,\Delta t, \qquad (9)$$

где Δt — градиент температур по высоте помещений, °С/м, принимаемый: а) для помещений без значительных тепловыделений $\Delta t = 0{,}3 \div 0{,}7$ °С на 1 м высоты; б) для помещений со значительными тепловыделениями $\Delta t = 0{,}7 \div 2$ °С на 1 м их высоты; h — высота помещения, м.

При определении теплопотерь через вертикальные ограждения, расположенные выше 4 м от пола, внутренняя температура принима-

ется равной

$$t'_{в,i} = \frac{t_в + t'_{в,h}}{2}, \qquad (10)$$

где $t'_{в,h}$ — температура под потолком, определяемая по зависимости (9).

Для угловых жилых комнат температуру внутреннего воздуха принимают на 2 °С больше, т. е. $t_{в,уг} = t_в + 2$, а для районов строительства жилых зданий с $t_н = -31$ °С и ниже расчетную температуру также принимают на 2 °С больше во всех жилых помещениях.

Температура воздуха в теплых чердаках, а также в подвалах или подпольях, в которых проложены трубопроводы систем теплоснабжения, определяется из уравнения теплового баланса.

Расход теплоты на нагревание поступающего в помещения наружного воздуха. Под влиянием гравитационного и ветрового давлений, а также несбалансированной притоком подогретого воздуха вытяжки, наружный воздух через щели и поры ограждений, через вентиляционные или технологические проемы поступает в помещение. На его подогрев затрачивается количество теплоты, определяемое по зависимости

$$Q_в = 0{,}278 \cdot c \cdot \sum_1^n A G_в (t_в - t_н), \qquad (11)$$

где c — теплоемкость воздуха, кДж/(кг · °С); A — поправочный коэффициент, учитывающий подогрев проникающего через ограждающие конструкции воздуха, принимаемый равным: для пор ограждающих конструкций — 0,6; для щелей притворов окон и балконных дверей с раздельными переплетами — 0,8; для щелей притворов окон и балконных дверей со спаренными переплетами и для технологических и вентиляционных проемов — 1, 0;

$$G_в = \sum_1^n F_i \frac{\Delta p_i^a}{R_i} = \sum_1^n F_i q_i, \qquad (12)$$

$G_в$ — массовое количество инфильтрующегося воздуха через рассматриваемый вид ограждения или проем, кг/ч; F_i — площадь рассматриваемого ограждения или проема, м² (для стыков панелей принимается вместо F_i длина стыка l_i, м); R_i — сопротивление воздухопроницанию: для пор ограждающих конструкций (м² · ч · Па)/кг; для щелей притворов окон и балконных дверей (м² · ч · Па$^{2/3}$)/кг; для стыков панелей (м · ч · Па)/кг; a — показатель степени, характеризующий режим движения воздуха через неплотности, принимаемый равным: для пор и стыков — 1,0; для щелей — 2/3; для проемов и каналов — $^1/_2$; q_i — воздухопроницаемость (плотность воздушного потока) через ограждение для пор, щелей и отверстий, кг/(м² · ч), для стыков, кг/(м · ч); $\Delta p_i = p_{pi} - p_{xi}$ — перепад давлений, под воздействием которого воздух поступает в помещения, Па.

$$p_p = p_г + p_{вт} = hg(\rho_н - \rho_в) + \frac{\rho_н \cdot v^2}{2}(C_в - C_з)k, \qquad (13)$$

где p_p — располагаемое естественное давление на уровне центра рассматриваемого ограждения; $p_г$ — гравитационная составляющая рас-

полагаемого давления; $p_{вт}$ — составляющая располагаемого давления, учитывающая воздействие ветра; h — расстояние по вертикали от уровня центра ограждения до верхней кромки вытяжного канала или шахты, м; g — ускорение силы тяжести, м/с^2; $\rho_н$ и $\rho_в$ — плотность воздуха соответственно наружного и внутреннего, кг/м^3; $C_н$ и $C_з$ — аэродинамические коэффициенты на уровне ограждения и в области вытяжного проема [25]; v — расчетная скорость ветра в январе, м/с; k — коэффициент, учитывающий изменение ветрового давления в зависимости от высоты и характера местности [25]; p_x — давление воздуха в помещении, Па.

Для помещений жилых и общественных зданий, оборудованных только естественной вытяжной вентиляцией, давление в помещении согласно СНиП II-33-75* можно принимать равным сопротивлению вытяжной системы

$$p_x = hg(\rho_{+5} - \rho_в), \tag{14}$$

где h — расстояние по вертикали от центра вытяжной решетки до верхней кромки вытяжного канала или шахты, м; ρ_{+5} — плотность воздуха при $t_н = 5$ °С, кг/м^3.

При наличии в помещении несбалансированного механического воздухообмена значение p_x определяется из уравнения воздушного баланса помещения

$$\sum_i^n \frac{F_i}{R_i}(p_р - p_x)^a - 3600F_в\ \mu\sqrt{2p_x\rho_в} \pm G_м = 0, \tag{15}$$

где $F_в$ — сечение вытяжных каналов или проемов, м^2; $G_м$ — несбалансированный воздухообмен вентиляции в помещении, кг/ч; μ — коэффициент расхода, зависящий от конфигурации проемов, для канальной системы вытяжной вентиляции он определяется по зависимости

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda l}{d_э} + \Sigma\zeta}}, \tag{16}$$

где λ — коэффициент сопротивления трения вытяжного канала; l — длина вытяжного анала, м; $d_э$ — эквивалентный диаметр канала, м; $\Sigma\zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений.

Превышение объема вытяжки над притоком обусловливает уменьшение p_x вплоть до разрежения. Превышение притока над механической вытяжкой обусловливает увеличение p_x. При достижении $p_x > p_р$ перепад давлений Δp_i становится отрицательным, и через ограждающие конструкции будет происходить эксфильтрация воздуха в атмосферу.

В многоэтажных зданиях максимальная интенсивность инфильтрации наблюдается в помещениях первого этажа. Поэтому выбор всех ограждающих конструкций многоэтажных зданий с учетом воздухопроницаемости осуществляется для условий первого этажа.

Количество инфильтрационного воздуха сопоставляется с количеством вентиляционного воздуха, нормируемым в заданном помещении. Для жилых зданий эта норма прямо пропорциональна площади пола

жилого помещения, кг/ч, т. е.

$$G_{н} = q_{н} \cdot \rho_{в} \cdot F_{п} \approx 3{,}6F_{п}, \qquad (17)$$

где $q_{н}$ — нормируемый воздухообмен, м³/ч, отнесенный к 1 м² площади пола жилого помещения, равный 3,0 м³/(ч · м²); $\rho_{в}$ — плотность воздуха в помещении, равная 1,2 кг/м³.

По квартире в целом количество поступающего наружного воздуха должно быть не менее суммарной величины вытяжки из кухни, санузла и ванной комнаты.

В производственных помещениях при отсутствии данных для определения количества инфильтрационного воздуха теплопотери на инфильтрацию допускается принимать равными 30 % теплопотерь через ограждающие конструкции.

Если воздух в здании перетекает из одного помещения в другое в количестве $G_{в}$ с различными температурами $t_{в_1}$ и $t_{в_2}$, то перенос воздухом теплоты определяют из выражения

$$Q = 0{,}278 \cdot c \cdot G_{в}(t_{в_1} - t_{в_2}). \qquad (18)$$

Технологические теплопотери и тепловыделения. Теплопередача через тепловую изоляцию технологического оборудования при температуре заполняющей его среды, отличающейся от нормируемой температуры помещения, определяется по одному из двух уравнений

$$Q = \alpha_{п} \cdot F_{п}(t_{в} - t_{п}) \qquad (19)$$

или

$$Q = k_{об} \cdot F_{п}(t_{в} - t_{об}), \qquad (20)$$

где $\alpha_{п}$ — коэффициент теплообмена между поверхностью оборудования и средой помещения, Вт/(м² · °С); $k_{об}$ — коэффициент теплопередачи через стенку оборудования, Вт/ (м² · °С); $t_{п}$ и $t_{об}$ — температуры соответственно теплоотдающей поверхности и циркулирующей жидкости внутри оборудования, °С; $F_{п}$ — площадь теплоотдающих поверхностей оборудования, м².

Если $t_{п}$ и $t_{об}$ больше $t_{в}$, то в уравнениях Q меняет знак, т. е. оборудование по отношению к помещению будет не поглощать, а выделять теплоту.

Теплопоглощение холодными или тепловыделение нагретыми предметами в отличие от теплопередачи технологическим оборудованием характеризуется нестационарностью процесса, т. е. повышением или понижением их температуры во времени.

Учитывая нестационарность теплообмена между охлажденным материалом и окружающей его средой, выражение для теплового потока можно представить в виде

$$Q = 0{,}278 \cdot c_{м} \cdot G_{м}(t_{в} - t_{м})B, \qquad (21)$$

где $c_{м}$ — теплоемкость материала, кДж/(кг·С); $G_{м}$ — масса материала, кг; $t_{м}$ — температура материала перед началом охлаждения, °С; B — коэффициент, учитывающий уменьшение разности температур во времени, зависящий от теплоемкости и массы, а также от промежутка

времени подогрева или охлаждения, размеров, формы и коэффициента теплопроводности материала.

Если в процессе теплопоглощения вещество меняет свое агрегатное состояние, например плавится, то количество теплоты, Вт, отнимаемое телом у воздуха помещения определяется из выражения

$$Q_{пл} = 0{,}278 \cdot l_{пл} \cdot G_м, \qquad (22)$$

где $l_{пл}$ — теплота плавления, кДж/кг; $G_м$ — масса плавящегося вещества, кг.

Если же вещество испаряется, то количество поглощаемой им теплоты определяется по формуле

$$Q_{исп} = 0{,}278\, l_{исп} \cdot G_м, \qquad (23)$$

где $l_{исп}$ — теплота испарения, кДж/кг.

При испарении жидкости с открытой поверхности количество поглощаемой теплоты определяется по выражению

$$Q_{исп} = 0{,}278\beta F_п (p_в - p_н) l_{исп}, \qquad (24)$$

где $F_п$ — размер поверхности испаряющейся жидкости, м²; β — коэффициент массообмена, кг/(м² · ч · Па); $p_в$ и $p_н$ — парциальное давление паров жидкости соответственно в воздухе помещения и над поверхностью испарения, Па.

Тепловыделение при твердении вещества или конденсации паров жидкости определяется по зависимостям (22), (23).

При приближенных расчетах количество теплопоступлений от энергетического или технологического оборудования принимают в долях или процентах от общей их тепловой мощности.

Другие теплопоступления. Теплопоступления от людей определяются в зависимости от характера выполняемой ими работы. Один человек может выделять в спокойном состоянии до 140 Вт/ч; при легкой работе — 140 ÷ 170; при работе средней тяжести — 170 ÷ 290 и при тяжелой работе — более 290 Вт/ч.

Теплопоступление от механизмов, имеющих электроприводы, вычисляется по зависимости

$$\Sigma Q_{э.об} = 10^3 \Sigma N_{уст} k_{исп} \cdot k_э \cdot k_{одн} (1 - \eta + k_т \eta), \qquad (25)$$

где $\Sigma N_{уст}$ — суммарная установочная мощность электродвигателей кВт; $k_{исп}$, $k_э$, $k_{одн}$ — соответственно коэффициенты использования установочной мощности (0,7 ÷ 0,9), загрузки (0,5 ÷ 0,8) и одновременности работы электродвигателей (0,5 ÷ 1,0); η — КПД электродвигателя (0,72 ÷ 0,92); $k_т$ — коэффициент перевода механической энергии в тепловую, учитывающий, что часть теплоты может быть отдана охлаждающей эмульсии, воде или воздуху и унесена ими из помещения.

Теплопоступление от осветительных установок определяется из выражения

$$\Sigma Q_{осв} = 10^3 \Sigma N_в \eta_0 \eta_н, \qquad (26)$$

где $N_в$ — суммарная мощность светильников с одинаковым коэффициентом преобразования электрической энергии в световую, кВт;

η_0 — коэффициент, учитывающий поступление теплоты в рабочую зону помещения в зависимости от того, находятся лампы в рабочей зоне помещения ($\eta_c = 1{,}0$) или вне ее; для люминесцентных ламп, находящихся вне рабочей зоны без охлаждения, он равен $\eta_0 = 0{,}55$, а для ламп накаливания — $\eta_0 = 0{,}85$; $\eta_и$ — коэффициент использования светильников.

Теплопоступления с продуктами сгорания топлива пропорциональны массовому количеству сжигаемого топлива $G_т$, теплоте сгорания $Q_р^н$ и степени полноты сгорания $\eta_т$

$$Q = 0{,}278 G_т \cdot Q_р^н \cdot \eta_т. \qquad (27)$$

В жилых помещениях все технологические и биологические теплопоступления оцениваются в виде бытовых теплопоступлений $Q_{быт}$, которые происходят за счет жизнедеятельности людей, использования электроаппаратуры и т. п. В пересчете на 1 м² площади квартиры с учетом существующих норм ее заселения, а также норм использования бытовой электроаппаратуры, освещения и т. п. получена удельная мощность тепловыделений $q_{уд} = 21$ Вт/м². Пользуясь этим показателем можно определить бытовые теплопоступления в отапливаемое помещение

$$Q_{пост.ж} = Q_{быт} = q_{уд} \cdot F_п, \qquad (28)$$

где $F_п$ — площадь пола отапливаемого помещения, м².

После подсчета составляющих теплопотерь и теплопоступлений путем их алгебраического суммирования вычисляют требуемую мощность отопительной установки помещения для рабочего и нерабочего периодов.

Расчетная мощность системы отопления здания равна

$$Q_{р.з} = \sum_1^n (Q_{р.п})_i. \qquad (29)$$

Учитывая бесполезные теплопотери в тепловом пункте и в магистральных теплопроводах, находят установочную мощность системы отопления

$$Q_{уст.о} = (1{,}05 \div 1{,}15)\, Q_{р.з}. \qquad (30)$$

Бесполезные теплопотери не должны превышать 15 % расчетной мощности системы отопления для общественных зданий и 5—10 % — для других типов зданий.

СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ С ИСКУССТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

При водяном централизованном теплоснабжении применяются три основные схемы систем отопления с искусственной циркуляцией: зависимая прямоточная, зависимая со смешением и независимая.

При выборе схемы системы отопления учитывают следующие факторы: температуру воды в тепловой сети; давление в магистралях тепловой сети, зависящее от давления, развиваемого сетевыми насосами (на ТЭЦ или котельной), от протяженности сети, рельефа местности и др.; перепад давлений в подающей и обратной магистралях тепловой сети и т. д.

Наиболее распространены схемы зависимых систем отопления с искусственной циркуляцией.

Необходимым условием для применения прямоточной схемы системы отопления (рис. 2, *а*) является возможность непосредственного использования теплосетевой воды в системе отопления абонента. Причем в месте присоединения системы отопления к тепловой сети гидростатическое давление в обратной магистрали не должно превышать давления, допустимого для отопительных приборов системы отопления. Зависимая прямоточная схема проста по конструкции и в обслуживании. В связи с использованием высокотемпературной воды она имеет минимальную металлоемкость и стоимость. Недостатком рассматриваемой схемы является влияние теплового и гидравлического режимов системы теплоснабжения на работу системы отопления, а также невозможность местного качественного регулирования параметров теплоносителя.

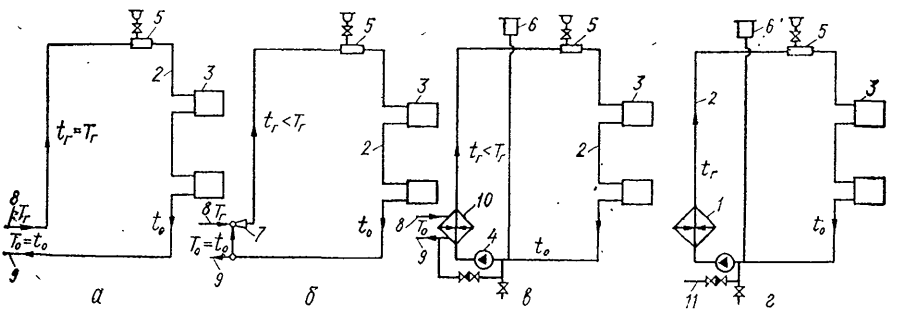


Рис. 2. Принципиальные схемы систем водяного отопления с искусственной циркуляцией:

а — зависимая прямоточная; *б* — зависимая со смешением; *в* — независимая; *г* — с собственным теплогенератором; *1* — теплогенератор; *2* — теплопроводы систем отопления; *3* — отопительные приборы; *4* — циркуляционный насос; *5* — воздухосборник; *6* — расширительный бак; *7* — гидроэлеватор (смесительный насос); *8* — горячая вода из наружной тепловой сети; *9* — охлажденная вода в тепловую сеть; *10* — теплообменник; *11* — вода из водопровода.

Зависимая схема системы отопления со смешением воды (рис. 2, *б*) широко применяется в гражданских и промышленных зданиях, так как в этом случае в системе отопления обеспечиваются требуемые расчетные параметры воды за счет подмешивания к высокотемпературной воде, поступающей из системы теплоснабжения, охлажденной воды из сборной магистрали системы отопления. Эта схема используется, если гидростатическое давление в тепловой сети не превышает допустимой величины для отопительных приборов системы отопления.

Смешивают воду с помощью смесительных установок с элеваторами типа ВТИ [23] или насосами типа ЦВЦ [14]. Установки с элеватором широко распространены, так как они просты в конструктивном исполнении и безотказны в работе. Они не только снижают температуру воды, поступающей в систему отопления, но и обеспечивают в ней циркуляцию. Для нормальной работы элеватора необходимо, чтобы разность давлений в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети на вводе в здание $\Delta p_{т.с}$ была достаточна для преодоления гидравлических сопротивлений элеватора и системы отопления (обычно $\Delta p_{т.с} =$ $= 0{,}08—0{,}12$ МПа).

Основными недостатками схем с элеватором являются: зависимость работы системы отопления от гидравлического режима системы теплоснабжения и при нерегулируемых соплах элеваторов — неизменность коэффициента подмешивания воды. Для устранения последнего недостатка используют элеваторы с автоматическим регулированием производительности (регулируемым соплом) в комплекте с манометрической термосистемой РТ-2217-ЭР или автоматизированные элеваторы «Электроника Р-1» [11], дающие до 15 % экономии тепловой энергии в год.

При недостаточном перепаде давлений на вводе тепловой сети в здание $\Delta p_{т.с}$ или же при его изменениях во время эксплуатации, вызывающих разрегулировку системы отопления, в зданиях повышенной этажности (более 9 этажей) вместо установок с элеваторным смешением воды используют смесительные установки с насосами. Применение смесительного насоса позволяет повысить располагаемое давление в системе отопления и тем самым сократить расход металла на теплопроводы и уменьшить влияние гидравлического режима системы теплоснабжения на систему отопления и создать оптимальный гидравлический и тепловой режимы в системе отопления посредством количественно-качественного регулирования в соответствии с температурным графиком. С целью поддержания в обслуживаемом здании нормируемого теплового режима при минимальных расходах теплоты индивидуальные смесительные насосные установки рекомендуется автоматизировать с помощью регуляторов температуры типов РТК-2216 ДП (ТС); РТК-2217 ДП (ТС) и др. [14].

Для снижения уровня шума и вибрации в отапливаемых зданиях целесообразно устраивать центральные станции смешения (квартальные, микрорайонные).

Независимая схема системы отопления с искусственной циркуляцией при централизованном теплоснабжении (см. рис. 2, *в*) предохраняет систему отопления от колебаний давления в тепловой сети. Такие схемы отопления обязательны в тех зданиях, где даже случайные и небольшие повреждения системы отопления (связанные с колебаниями давления в тепловых сетях) могут нанести значительный ущерб (музеи, архивы, склады и т. д.), а также при отоплении зданий повышенной этажности.

В рассматриваемой системе отопления движение воды обеспечивается циркуляционным насосом (ЦВЦ и др.), расположенным на обратной магистрали перед теплообменником. Перед всасывающим патруб-

ком насоса присоединяют расширительный бак, расчет объема и конструктивные размеры которого приведены в литературе [23]. Заполняют и подпитывают систему отопления, как правило, деаэрированной водой из системы теплоснабжения с помощью подпиточного насоса. Подпиточный насос не применяют, если давление в тепловой сети достаточно для заполнения и подпитки системы отопления.

Системы отопления при независимой схеме рекомендуется оборудовать автоматическими регуляторами температуры типа РТК-2216 ДП (ТС), обеспечивающими учет воздействия на тепловые условия обслуживаемого здания наружных и внутренних возмущающих факторов [14].

Описанная система надежна в эксплуатации, но она требует дополнительных капитальных затрат на оборудование (теплообменники, насосы и др.) и имеет повышенные эксплуатационные расходы.

Для отопления отдельно стоящих или группы многоэтажных жилых, общественных или промышленных зданий, расположенных в районах малоэтажной застройки, при отсутствии централизованного теплоснабжения применяются системы водяного отопления с искусственной циркуляцией и собственным теплогенератором — котельной (рис. 2, *г*). Такие системы отопления принципиально не отличаются от системы, присоединяемой к тепловой сети по независимой схеме. Только в них вместо теплообменника используется теплогенератор, а первоначальное заполнение системы водой и пополнение ее убыли в процессе эксплуатации производится из водопровода (при необходимости используется ручной насос).

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЕСТЕСТВЕННОГО ЦИРКУЛЯЦИОННОГО ДАВЛЕНИЯ

Вода в системах отопления с искусственной циркуляцией движется за счет одновременного действия естественного давления $\Delta p_{\text{е}}$ (от охлаждения воды в отопительных приборах $\Delta p_{\text{е.пр}}$ и в теплопроводах $\Delta p_{\text{е.тр}}$), а также искусственного давления $\Delta p_{\text{н}}$, создаваемого насосом.

Естественное давление от охлаждения воды в отопительных приборах $\Delta p_{\text{е.пр}}$ вертикальных двухтрубных систем отопления, в которых циркуляционные кольца проходят через каждый прибор, рассчитывается для любого прибора по формуле

$$\Delta p_{\text{е.пр}} = g \cdot h_i (\rho_{\text{о}} - \rho_{\text{г}}). \qquad (31)$$

Для циркуляционных колец горизонтальных систем, проходящих через горизонтальные ветви каждого этажа, $\Delta p_{\text{е.пр}}$ определяется по этой же формуле (31).

В однотрубных вертикальных системах отопления, где нагретая вода движется последовательно через все отопительные приборы стояка, кольца циркуляции проходят через каждый стояк, и в этом случае $\Delta p_{\text{е.пр}}$ определяется по зависимости

$$\Delta p_{\text{е.пр}} = \frac{g (\rho_{\text{о}} - \rho_{\text{г}})}{Q_{\text{ст}}} \sum_{1}^{n} (Q_i h_i). \qquad (32)$$

Для всех систем отопления естественное давление от охлаждения воды в теплопроводах $\Delta p_{\text{е.тр}}$ рассчитывается по зависимости

$$\Delta p_{\text{е.тр}} = g \sum_{1}^{n} [h_i^{\text{тр}} (\rho_{i+1} - \rho_i)], \qquad (33)$$

где h_i, $h_i^{\text{тр}}$ — высота расположения центра охлаждения (ц. о.) соответственно отопительного прибора i-го этажа и i-го участка теплопровода над центром нагревания (ц. н.), м; $Q_{\text{ст}}$, Q_i — тепловая мощность соответственно всех приборов стояка и i-го прибора, Вт; $\rho_{\text{г}}$, $\rho_{\text{о}}$, ρ_{i+1}, ρ_i — плотность соответственно горячей воды (при расчетной температуре для системы отопления $t_{\text{г}}$), охлажденной (при $t_{\text{о}}$), в конце (при t_{i+1}) и начале (при t_i) участка теплопровода, кг/м^3.

Условно ц. н. принимается на уровне расположения элеватора или посередине теплогенератора, а ц. о.— в зависимости от схемы присоединения отопительного прибора к ветви. Так, в однотрубных системах отопления при присоединении отопительного прибора к ветви по проточной и проточно-регулируемой схемам (стояки I и II на рис. 4, ветви III и IV на рис. 7) ц. о. принимается посередине отопительного прибора, а при наличии замыкающего участка и крана КРП (стояк III на рис. 4 и ветвь II на рис. 7) — в точке смешения горячей воды, движущейся по замыкающему участку, и охлажденной воды, выходящей из прибора.

Анализ формулы (31) показывает, что в вертикальных двухтрубных и горизонтальных системах отопления значение $\Delta p_{\text{е.пр}}$ в циркуляционных кольцах через приборы каждого этажа различно, для приборов (ветвей) вышележащих этажей оно пропорционально увеличивается, что может привести к начальной гидравлической и тепловой разрегулировке и неудовлетворительной работе системы отопления.

В вертикальных однотрубных системах отопления величина $\Delta p_{\text{е.пр}}$ возрастает с увеличением количества последовательно присоединенных приборов и является общей для всех приборов стояка.

Величина естественного давления от охлаждения воды в теплопроводах $\Delta p_{\text{е.пр}}$ в связи с относительно малой теплоотдающей поверхностью по сравнению с поверхностью отопительных приборов по абсолютному значению, как правило, значительно меньше величины $\Delta p_{\text{е.пр}}$. Кроме того, при нижней прокладке магистралей и для горизонтальных систем отопления естественное давление, возникающее от охлаждения воды в восходящих и нисходящих участках стояков или магистральных трубопроводов, погашается, а оставшаяся величина $\Delta p_{\text{е.тр}}$ пренебрежимо мала и в расчете $\Delta p_{\text{е}}$ может не учитываться. Для определения $\Delta p_{\text{е.тр}}$ вертикальных двухтрубных и однотрубных систем отопления с верхней прокладкой распределительной магистрали на практике, учитывая сложность вычисления $\Delta p_{\text{е.тр}}$ по формуле (33), пользуются вспомогательными таблицами [1, 23] или упрощенными эмпирическими формулами [10]:

при двухтрубной системе

$$\Delta p_{\text{е.тр}} = 24 l^5 \cdot n_{\text{эт}}^{1,6}, \qquad (34)$$

при однотрубной системе

$$\Delta p_{\text{е.тр}} = 1{,}57 l^{s} \cdot n_{\text{эт}}^{2{,}74}, \qquad (35)$$

где l — расстояние от центрального (главного) стояка до расчетного, м; $n_{\text{эт}}$ — число этажей в здании; s — показатель степени (для одноэтажного здания равен 0,2; для каждого последующего этажа уменьшается на 0,02).

ВЕРТИКАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Вертикальные двухтрубные системы водяного отопления с искусственной циркуляцией бывают такие: с верхней и нижней прокладкой распределительной магистрали (рис. 3); тупиковые и с попутным направлением движения воды в магистралях; с односторонним и двусторонним присоединениями отопительных приборов к стояку.

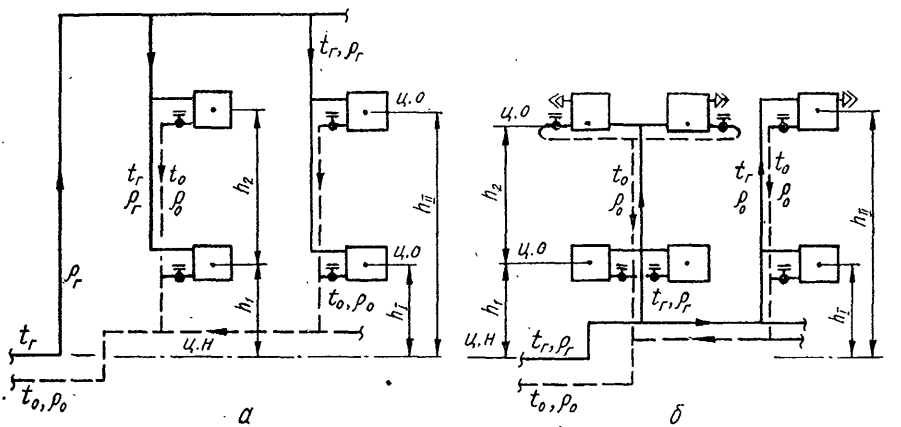


Рис. 3. Схемы двухтрубных систем отопления: *а* — с верхней прокладкой распределительной магистрали; *б* — то же, с нижней.

В связи с характерной для двухтрубных систем вертикальной начальной и эксплуатационной разрегулировкой эти системы применяют для отопления только малоэтажных зданий (высотой в два этажа с верхней прокладкой распределительной магистрали и высотой до 5 этажей — с нижней прокладкой).

В двухтрубных системах водяного отопления перепад температур воды $\Delta t_{\text{пр}}$ в каждом приборе постоянен и равен

$$\Delta t_{\text{пр}} = t_{\text{вх}} - t_{\text{вых}} = t_{\text{г}} - t_{\text{о}}; \qquad (36)$$

средняя температура воды в любом приборе двухтрубного стояка также одинакова

$$t_{\text{ср.пр}} = 0{,}5\,(t_{\text{вх}} + t_{\text{вых}}) = 0{,}5\,(t_{\text{г}} + t_{\text{о}}), \qquad (37)$$

а температурный напор $\Delta t_{\text{т}}$ при известной температуре воздуха в помещении $t_{\text{в}}$ можно определить по формуле

$$\Delta t_{\text{т}} = t_{\text{ср.пр}} - t_{\text{в}} = 0{,}5\,(t_{\text{г}} + t_{\text{о}}) - t_{\text{в}}. \qquad (38)$$

Точность расчета отопительных приборов повышается при учете понижения температуры воды в магистральных трубопроводах на пути от теплового пункта (или теплогенератора) до места присоединения стояка с рассчитываемым прибором.

С учетом охлаждения воды в трубопроводах $\Delta t_т$ определяется по формуле

$$\Delta t_т = 0{,}5\,(t_г - \Sigma\Delta t_м + t_о) - t_в, \qquad (39)$$

где $\Sigma\Delta t_м$ — понижение температуры воды в изолированных магистральных теплопроводах (учитывается при $\Sigma\Delta t_м > 1$ °С).

Понижение температуры воды на 10 м изолированной распределительной магистрали системы отопления с искусственной циркуляцией:

$d_у$, мм	От 25 до 40	50	От 70 до 100	От 125 до 150
$\Delta t_м$	0,4	0,3	0,2	0,1

Расход воды через прибор, кг/ч, при заданных величине его тепловой мощности $Q_{пр}$, Вт, и температуре воды в системе, можно рассчитать по формуле:

$$G_{пр} = \frac{0{,}86Q_{пр}}{(t_г - t_о)} = \frac{0{,}86Q_{пр}}{\Delta t_{пр}}. \qquad (40)$$

Однотрубные системы отопления бывают: с верхней прокладкой распределительной магистрали; с нижней прокладкой обеих магистралей; с нижней прокладкой распределительной и верхней прокладкой сборной магистрали (с «опрокинутой» циркуляцией); с тупиковым и попутным движением воды в магистралях; с односторонним и двусторонним присоединением отопительных приборов; с приборными узлами проточного, проточно-регулируемого типов и с замыкающими участками. Однотрубные системы отопления широко распространены в многоэтажных зданиях, так как по сравнению с двухтрубными более экономичны, эстетичны и имеют более высокую тепловую и гидравлическую устойчивость.

Вертикальные однотрубные системы отопления с верхней прокладкой распределительной магистрали наиболее просты в эксплуатации и применяются в зданиях с чердаком или техническим этажом. На рис. 4, *а* приведена часть такой системы с тупиковым движением воды в магистралях и наиболее распространенными на практике конструкциями стояков. Одностороннее присоединение приборов позволяет стандартизировать длины ответвлений к приборам и обеспечить индустриальный метод заготовки. Смещение обходного или замыкающего участка относительно оси стояка позволяет компенсировать тепловые удлинения в нем, а в приборных узлах с замыкающими участками, кроме того, увеличивает коэффициент затекания α воды в прибор.

Коэффициент затекания $\alpha = G_{пр}/G_{ст}$ представляет собой отношение массы воды, поступающей в прибор $G_{пр}$, к массе воды, перемещаемой по стояку (ветви) $G_{ст}$. Величина α зависит от сочетания диаметров

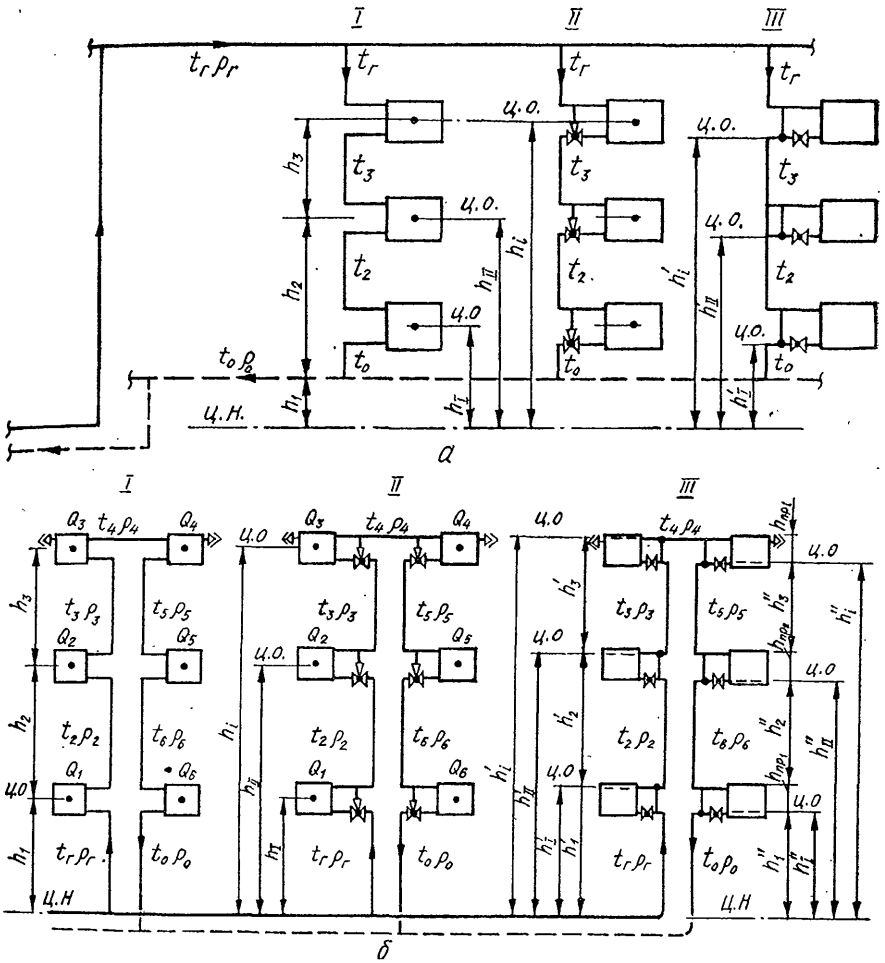


Рис. 4. Схемы вертикальных однотрубных систем отопления:
а — с верхней прокладкой распределительной магистрали; *б* — то же, с нижней; *I* — стояк с приборными узлами проточного типа; *II* — стояк с приборными узлами проточно-регулируемого типа; *III* — стояк с приборными узлами с замыкающими участками.

труб приборного узла (стояка $d_{ст}$, ответвлений к прибору $d_п$, замыкающего участка $d_{з.у}$), скорости воды в стояке, способа присоединения отопительных приборов к нему (одностороннего или двустороннего), расположения замыкающего участка (осевого или смещенного) и естественного давления в малом кольце циркуляции $\Delta p_{е.и}$, включающем отопительный прибор, ответвления к нему и замыкающий участок.

Так как на коэффициент затекания α влияют многие факторы, то его величину точно рассчитать трудно, поэтому для различных приборных узлов при разных условиях их работы коэффициент α определяют экспериментально или используют полученные эмпирические формулы, графики и т. д. [2, 10, 21].

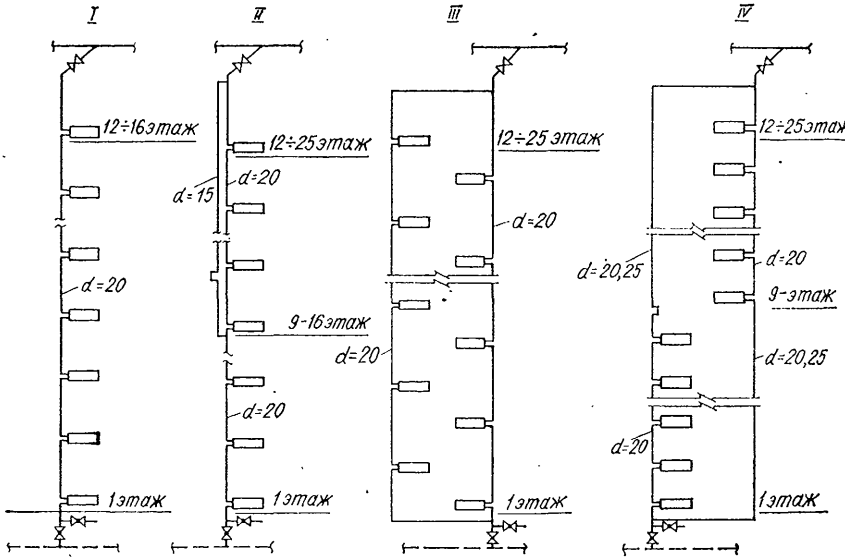


Рис. 5. Конструкция стояков однотрубной вертикальной системы отопления многоэтажных зданий с верхней прокладкой распределительной магистрали и конвекторами «Комфорт-20»:

I — унифицированный стояк; *II* — стояк с перемычкой; *III* — спаренный стояк с приборными узлами через этаж; *IV* — спаренный стояк с частично нагруженными ветвями.

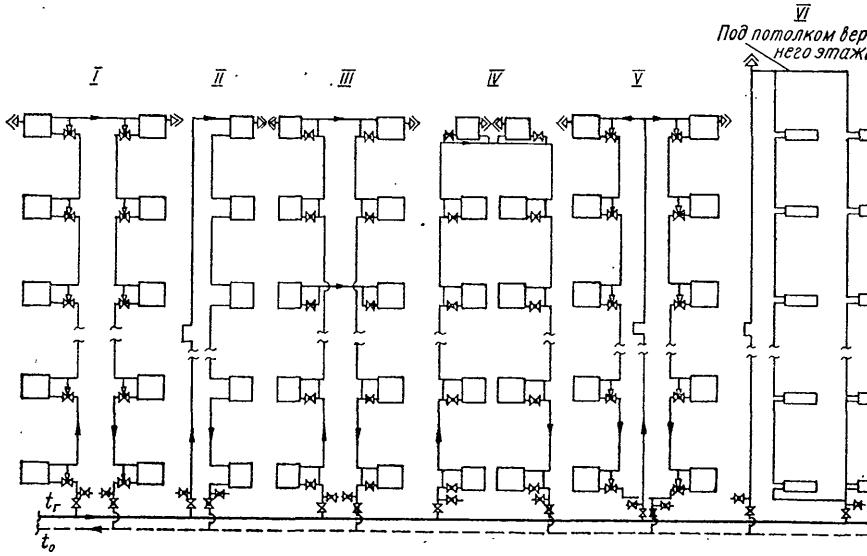
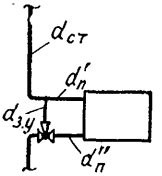
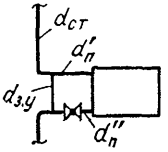
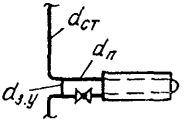
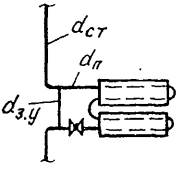


Рис. 6. Конструкция стояков однотрубной вертикальной системы водяного отопления многоэтажных зданий с нижней прокладкой обеих магистралей:

I—V — стояки с радиаторными приборными узлами; *VI* — стояк с конвекторами «Комфорт-20».

Таблица 1. **Усредненные значения коэффициента затекания α унифицированных вертикальных приборных узлов**

Тип узла	Эскиз	Диаметры труб, мм			Коэффициент α	
		стояка, $d_{ст}$	замыкающего участка, $d_{з.у}$	ответвлений, $d_п$	при схеме подачи воды в прибор «сверху — вниз»	при схеме подачи воды в прибор «снизу — вверх»
С односторонним присоединением чугунных и стальных колончатых радиаторов, смещенным обходным участком и краном КРТ		15	15	15	1	1
		20	20	20	1	1
		25	20	25/20	1	1
		25	25	25	1	1
То же, со смещенным замыкающим участком и краном КРП (ГОСТ 10944—75) при установке радиаторов		15	15	15	0,43	0,38
		20	15	20	0,55	0,5
		25	20	25/20	0,45	0,42
		25	20	25	0,52	0,5
То же, при установке конвекторов «Аккорд»		20	15	20	0,48	0,48
		20	15	20	0,44	0,44

Примечания: 1. В знаменателе указан диаметр подводки $d''_п$. 2. Коэффициенты затекания α даны при скорости воды в стояке более 0,25 м/с.

В системах отопления многоэтажных зданий при большой тепловой нагрузке стояков с целью снижения их гидравлического сопротивления могут применяться вертикальные перемычки или спаренные стояки (рис. 5).

Вертикальные однотрубные системы отопления с нижней прокладкой распределительной и сборной магистралей (рис. 4, *б*) особенно целесообразно применять в зданиях высотой до 12 этажей без чердаков, в зданиях с разноэтажными объемами и в случае устройства пофасадного регулирования. Применение такой системы позволяет осуществлять поэтажный монтаж и пуск системы в эксплуатацию.

Таблица 2. **Усредненные значения коэффициента затекания α унифицированных горизонтальных приборных узлов**

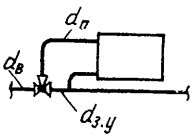
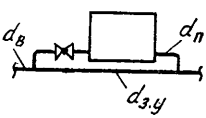
Тип узла	Эскиз	Диаметры труб, мм: ветви, $d_в$	замыкающего участка, $d_{з.у}$	ответвлений, $d_п$	Коэффициент α
С осевым обходным участком и трехходовым краном КРТ		15	15	15	1
		20	20	20	1
		25	25	25	1
С осевым замыкающим участком и регулирующим краном КРП		15	15	15	0,4
		20	20	20	0,3
		25	25	20	0,2

Таблица 3. **Минимальные расходы воды $G_{мин}$, кг/ч, в подъемных участках стояков однотрубных систем отопления со смещенными замыкающими участками и КРП (при высоте прибора $h_{пр} = 0{,}5$ м и температуре остывшей в нем воды $t_{мин} = 25$ °С)**

Диаметр труб, мм: стояка	замыкающего участка	ответвлений	$G_{мин}$ при температуре теплоносителя, °С: 95—70	105—70	110—70	115—70	120—70	130—70	150—70
15	15	15	200	220	228	235	240	260	295
20	15	20	150	165	173	180	185	200	225
25	20	25	330	355	370	385	400	430	480

Рекомендуемые схемы однотрубных стояков при нижней прокладке обеих магистралей приведены на рис. 6. Они могут выполняться с приборными узлами проточного, проточно-регулируемого типов, с замыкающими участками.

Рекомендуемые сочетания диаметров стояка, ответвлений к приборам, обходного или замыкающего участков в вертикальных и горизонтальных унифицированных приборных узлах однотрубных систем отопления с верхней и нижней прокладками магистралей, а также усредненные значения коэффициентов затекания приведены в табл. 1 и 2.

Для восстановления циркуляции воды после отключения приборов и во избежание нарушения циркуляции в их подъемных участках при эксплуатации П-образных стояков со смещенными замыкающими участками необходимо обеспечить расход воды не менее величины $G_{мин}$ [1, 8]. Значения $G_{мин}$ при различных сочетаниях диаметров приборных узлов приведены в табл. 3.

В вертикальных однотрубных системах отопления с верхней прокладкой распределительной магистрали и с нижней прокладкой обеих ма-

гистралей может применяться тупиковая и попутная схема движения воды в магистралях.

Использование попутных схем в ряде случаев вызывает перерасход труб на магистральных участках, но упрощает увязку потерь давления в циркуляционных кольцах.

ГОРИЗОНТАЛЬНЫЕ ОДНОТРУБНЫЕ СИСТЕМЫ

Горизонтальные однотрубные системы отопления с искусственной циркуляцией применяются в зданиях большой протяженности, в зданиях с периодическим отоплением помещений на разных этажах, при проектировании отопления в реконструируемых зданиях старой постройки (где недопустимо повреждение перекрытий) и в других случаях при соответствующем обосновании.

Горизонтальные однотрубные системы отопления выполняются с разно- и односторонним присоединениями приборов к ветви, с проточными, проточно-регулируемыми приборными узлами и с замыкающими участками в горизонтальных ветвях (рис. 7). В горизонтальных однотрубных системах отопления чаще всего применяются проточно-регулируемые приборные узлы с трехходовыми кранами, присоединяемые к горизонтальным поэтажным ветвям, прокладываемым или под окнами выше приборов (подоконная разводка) или у пола (плинтусная разводка). В первом случае нет необходимости устанавливать воздушные краны приборов, однако усложняется опорожнение приборов и системы от воды. Горизонтальные приборные узлы проточного типа могут размещаться в помещениях, где теплоотдача приборов не регулируется, или при использовании конвекторов с воздушным клапаном (например типа «Комфорт-20»).

Разновидностью горизонтальных однотрубных систем отопления с замыкающими участками, повышающими степень индустриализации заготовки и монтажа приборных узлов с отопительными приборами любого типа, является система с редукционными вставками, имеющими постоянные длины и диаметр (предложенная Мазо А. В.) (рис. 8, *а*). Редукционная вставка — единый стандартный элемент приборного узла, выполненный из труб диаметром условного прохода $d_y = 20$ мм, с дросселирующей шайбой, имеющей эксцентрично расположенное отверстие диаметром 15 мм и вырез для фиксации в указанном на рис. 8, *б* положении. Такая конструкция позволяет осуществлять одностороннее присоединение отопительных приборов к горизонтальным ветвям при движении теплоносителя в них по наиболее экономичной схеме «сверху — вниз» и обеспечивает постоянный и повышенный коэффициент затекания воды в приборы.

Для помещений, в которых теплоотдача приборов не регулируется, допускается применение узлов с редукционными вставками без регулирующей арматуры.

При проектировании систем отопления с редукционными вставками следует учитывать, что все элементы приборного узла (ответвления

и редукционная вставка) при любых отопительных приборах изготавливаются из труб диаметром условного прохода d_y = 20 мм с установкой крана КРП d_y = 20 мм, а горизонтальные ветви прокладываются

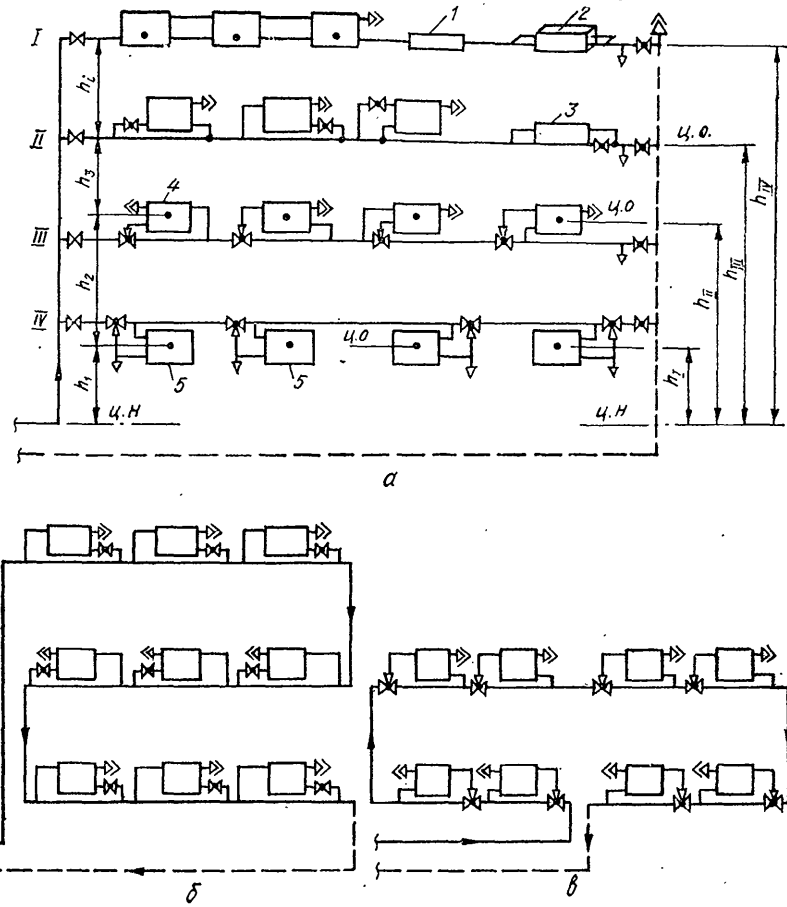
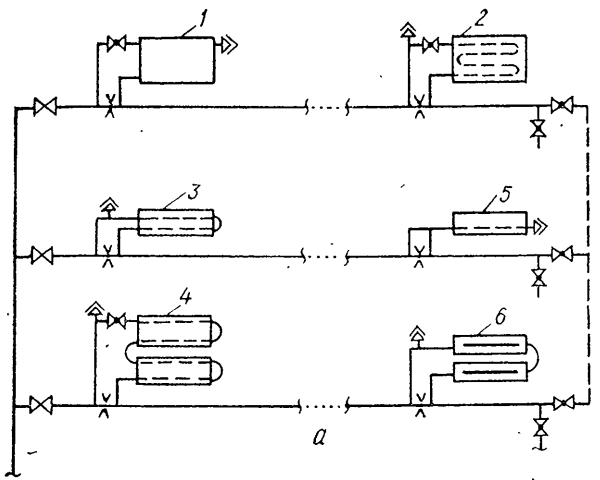


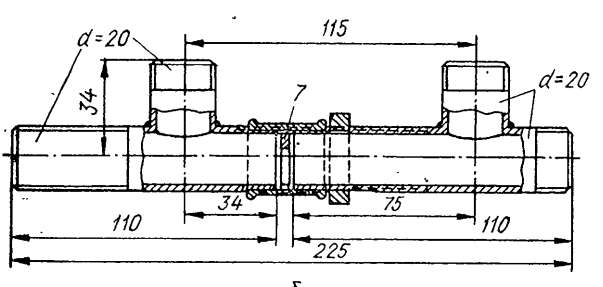
Рис. 7. Схемы горизонтальных однотрубных систем отопления:

а — с приборными узлами различных типов; *б, в* — с последовательным присоединением приборных узлов; *I* — ветвь с приборными узлами проточного типа; *II* — ветвь с приборными узлами с замыкающими участками; *III, IV* — ветви с приборными узлами проточно-регулируемого типа; *1* — плинтусный конвектор; *2* — конвектор «Комфорт-20»; *3* — конвектор «Аккорд»; *4, 5* — схемы подачи в радиатор высокотемпературной воды (105 °С).

над полом помещения без уклона и выполняются, как правило, из труб одного диаметра: 15, 20 или 25 мм с установкой в местах их присоединения к вертикальным сборным участкам запорной и спускной арматуры. На горизонтальных ветвях через каждые 12—15 м необходимо предусматривать установку П-образных компенсаторов или использовать огибы колонн в здании. Для удаления воздуха из отопи-

тельных приборов в верхних футорках чугунных радиаторов, на конвекторах «Комфорт», «Ритм» и на ответвлениях к другим приборам следует устанавливать воздуховыпускные краны (краны Маевского).





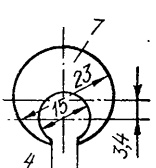


Рис. 8. Схемы приборных узлов горизонтальной однотрубной системы отопления:
а — с редукционными вставками; *б* — конструкция редукционной вставки; *1* — радиатор чугунный; *2* — радиатор стальной панельный; *3* — конвектор «Аккорд» однорядный; *4* — то же, двухрядный; *5* — конвектор «Комфорт-20»; *6* — чугунные ребристые трубы; *7* — шайба редукционной вставки.

Наиболее просты и экономичны горизонтальные однотрубные системы отопления с искусственной циркуляцией в одноэтажных зданиях. При устройстве таких систем в более высоких зданиях горизонтальные ветви отдельных этажей могут соединяться между собой последовательно (см. рис. 7, *б*, *в*) или параллельно (рис. 7, *а*) в зависимости от циркуляционного давления в системе отопления, тепловой нагрузки ветвей и условий их гидравлической увязки.

В однотрубных вертикальных и горизонтальных системах водяного отопления горячая вода последовательно проходит через приборы, присоединенные к стояку (ветви), охлаждаясь в каждом из них на

величину

$$\Delta t_{пр} = \frac{0{,}86 Q_{пр}}{G_{пр}} = \frac{0{,}86 Q_{пр}}{\alpha \cdot G_{ст}}. \qquad (41)$$

Таким образом, в однотрубных стояках (ветвях) температура воды на входе в прибор $t_{вх}$ и на выходе из него $t_{вых}$ для различных приборов неодинакова.

Температуру воды, входящей в любой прибор однотрубного стояка (ветви), рассчитывают по формуле

$$t_{вх} = t_г - 0{,}86 \frac{\sum_1^n Q_{пр}}{G_{ст}}. \qquad (42)$$

Среднюю температуру воды в приборе находят по зависимости

$$t_{ср.пр} = 0{,}5 (t_{вх} + t_{вых}) = t_{вх} - \frac{\Delta t_{пр}}{2} = t_{вх} - \frac{0{,}43 Q_{пр}}{\alpha \cdot G_{ст}}, \qquad (43)$$

а температурный напор, с учетом (43) по формуле

$$\Delta t_т = t_{ср.пр} - t_в = t_г - 0{,}86 \left(\frac{\sum_1^n Q_{пр} + \frac{0{,}5}{\alpha} Q_{пр}}{G_{ст}} \right) - t_в; \qquad (44)$$

при учете понижения температуры воды в магистральных теплопроводах $\Delta t_м$ (стр. 24)

$$\Delta t_т = t_г - \Sigma \Delta t_м - 0{,}86 \left(\frac{\sum_1^n Q_{пр} + \frac{0{,}5}{\alpha} Q_{пр}}{G_{ст}} \right) - t_в. \qquad (45)$$

Расход воды в стояке (ветви) $G_{ст}$, кг/ч, определяют по формуле

$$G_{ст} = \frac{0{,}86 Q_{ст}}{\Delta t_{ст}}, \qquad (46)$$

где $Q_{пр}$, $Q_{ст}$ — тепловая нагрузка, соответственно, отопительного прибора и стояка, Вт; $\sum_1^n Q_{пр}$ — суммарная тепловая нагрузка всех отопительных приборов по ходу движения воды в стояке до рассчитываемого прибора, Вт; α — коэффициент затекания воды в прибор; $t_в$ — расчетная температура внутреннего воздуха в помещении, °С; $\Delta t_{ст}$ — перепад температур воды в стояке в общем случае принимаемый равным расчетному перепаду температур воды в системе отопления $t_г - t_о$, °С.

БИФИЛЯРНЫЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Бифилярные системы отопления обеспечивают примерно одинаковую среднюю температуру поверхности отопительных приборов (подобно двухтрубным системам), а с точки зрения гидравлического ре-

жима являются однотрубными проточными системами отопления, отличающимися повышенной гидравлической устойчивостью. Однако, в бифилярных системах, так же как и в однотрубных системах с проточными приборными узлами, отсутствует возможность индивидуального количественного регулирования теплоотдачи отдельных отопительных приборов. Здесь приемлемо только количественное регулирование теплоотдачи группы приборов в ветви или при установке конвекторов с воздушным клапаном (типа «Комфорт») регулирование теплоотдачи каждого прибора по воздуху. Кроме того, в них не могут применяться широко распространенные чугунные и стальные радиаторы.

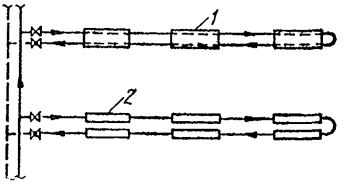


Рис. 9. Схемы приборных узлов бифилярной системы отопления с горизонтальными поэтажными ветвями:

1 — плинтусные бетонные панели или конвекторы; *2* — ребристые или гладкие трубы.

Бифилярные системы отопления выполняются с вертикальными и с горизонтальными ветвями. Схемы с вертикальными бифилярными ветвями применяются, как правило, в крупнопанельном строительстве, а с горизонтальными — в зданиях различного назначения с плинтусными конвекторами, бетонными панелями, ребристыми и гладкими трубами [33]. На рис. 9 приведена схема части бифилярной системы отопления с отопительными приборами разных типов в горизонтальных поэтажных ветвях.

СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ВОДЫ

Использование высокотемпературной воды ($t_г > 105$ °С) в системах отопления значительно снижает их металлоемкость и стоимость (в среднем на 20—30 %). Причем, металлоемкость отопительных приборов снижается за счет сокращения требуемой поверхности нагрева в связи с повышением средней температуры воды в отопительных приборах, а экономия металла на трубопроводах достигается за счет уменьшения их диаметра в связи с сокращением количества циркулирующей в системе отопления воды и увеличением располагаемого перепада давлений в ней (при непосредственном присоединении к системе централизованного теплоснабжения).

Однако, использование высокотемпературной воды в указанных ранее системах отопления возможно только при отоплении промышленных и некоторых других зданий, где допускается повышенная температура поверхности отопительных приборов (более 95 °С). В жилых и в большинстве общественных зданий, в которых согласно СНиП II-33-75* температура поверхности отопительных приборов не допустима свыше 95 °С, высокотемпературная вода непосредственно не используется в рассмотренных системах отопления. В этом случае ее применяют по схемам на рис. 2, *б*, *в*. Поэтому с целью удешевления и снижения металлоемкости систем отопления жилых и общественных зданий

разработан ряд новых децентрализованных систем отопления, позволяющих использовать высокотемпературную воду непосредственно в системе отопления при сохранении температуры поверхности отопительных приборов на уровне, допустимом по санитарно-гигиеническим требованиям ($t \leqslant 95^{\circ}$ С).

Указанные системы отопления по способу использования высокотемпературной воды можно подразделить на такие группы:

с непосредственным использованием высокотемпературной воды (зависимая схема):

при децентрализованном смешении в отопительных приборах, стояках или определенных местах магистральных теплопроводов;

с одинаковым (пониженным) или разным температурным перепадом в отдельных частях системы отопления;

при децентрализованном нагреве в поверхностных водоподогревателях на магистральных теплопроводах;

с нагревом промежуточного теплоносителя в отопительных приборах по независимой схеме.

Примером системы отопления по зависимой схеме с децентрализованным смешением воды в отопительных приборах является коллекторная система отопления.

Системы отопления с коллекторным распределением воды могут быть двух- и однотрубными с верхним или нижним расположением распределительной магистрали [1].

Известна также система ДСЧ, разработанная Е. И. Чечиком в однотрубном, однотрубно-двухтрубном и однотрубном с трехходовыми кранами вариантах [12, 23].

Система отопления ДСЧ по сравнению с традиционными системами отопления имеет меньшую стоимость (на 20—25 %) и металлоемкость (на 17—20 %). Однако эта система, как и система с коллекторным распределением воды, не получила широкого применения в связи со сложностью регулирования и наладки, а также необходимостью теплоизоляции или скрытой прокладки в жилых помещениях трубопроводов, имеющих температуру более 105 °С.

Б. Н. Лобаевым предложена однотрубная система отопления с нижней прокладкой распределительной магистрали ($t_г = 150$ °С) и децентрализованным смешением воды в основании стояков с помощью микроэлеваторов. Несмотря на усложнение эксплуатации, установка микроэлеваторов обеспечивает получение давления, достаточного для нормальной работы стояков, и экономию металла на магистральных трубопроводах [12].

Л. И. Рохлецовым также разработана схема однотрубной системы отопления с нижней прокладкой магистралей при непосредственном присоединении к тепловой сети и децентрализованном смешении воды в определенных местах распределительной магистрали [1]. Такая система отопления состоит из нескольких последовательно соединенных групп П-образных стояков (рис. 10). Количество групп и стояков в каждой группе, расходы воды в них и диаметры отверстий дроссельных шайб на перемычках определяются в результате теплового и количественного баланса теплоносителя и гидравлического расчета системы.

Эта система может быть рекомендована также в тех случаях, когда перепад давления на вводе тепловой сети в здание не может обеспечить работу элеватора.

Стоимость описанной системы отопления и расход металла по сравнению с обычными однотрубными системами с П-образными стояками уменьшается в среднем на 20 %.

Перспективной является система отопления с децентрализованным нагревом местной воды в поверхностных подогревателях на магистральных трубопроводах, так называемая система со ступенчатой регенерацией теплоносителя (СРТ), разработанная КиевЗНИИЭП [35]. Состоит она из нескольких подсистем, последовательно соединенных по теплоносителю. Каждая подсистема включает один или группу стояков при верхнем или нижнем расположении распределительной магистрали. Высокотемпературную воду (150 °С) перед поступлением непосредственно в первую подсистему используют для подогрева охлажденной воды, прошедшей другие подсистемы, до требуемых параметров (95 или 105 °С) в установленных между подсистемами регенераторах теплоносителя (РТ) — теплообменниках типа «труба в трубе» (рис. 11). Потребители теплоты, для которых допускается использование высокотемпературной воды (например, воздухонагреватели лестничной клетки) подключаются перед первой подсистемой. Подсистемы имеют пусковые перемычки между распределительной и сборной магистралями с вентилем, который при работе системы находится в закрытом положении.

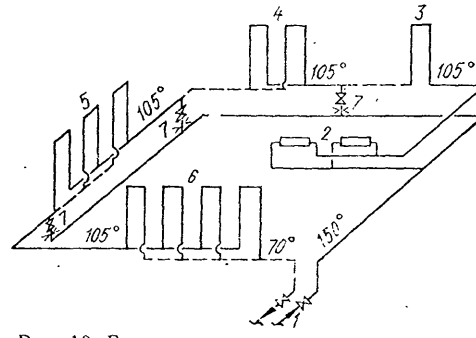


Рис. 10. Безэлеваторная система отопления с попутным подмешиванием высокотемпературной воды в определенных местах распределительной магистрали:

1 — ввод тепловой сети; *2* — воздухонагреватели лестничных клеток; *3—6* — стояки, соответственно, первой, второй, третьей и четвертой подсистем; *7* — диафрагма.

Проекты отопления СРТ экономичнее по сметной стоимости и металлоемкости применяемых типовых проектов на 15—20 %.

Система отопления СРТ с параллельным соединением регенераторов теплоносителя (схема *А*, рис. 11) может применяться в зданиях различного назначения. Более эффективна она в блок-секционных жилых домах при устройстве тупиковых посекционных систем отопления с разработанным КиевЗНИИЭП [13] автоматизированным абонентным вводом (ААВ), оборудованном двумя комплектами автоматики, позволяющими пофасадно регулировать системы отопления. Для этого посекционные системы отопления конструируют по схеме *А* так, чтобы последняя по ходу движения воды подсистема отапливала ту сторону фасада, на которую ориентирована лестничная клетка, а тепловая нагрузка противоположного фасада должна распределяться примерно поровну между двумя другими подсистемами, причем в качестве

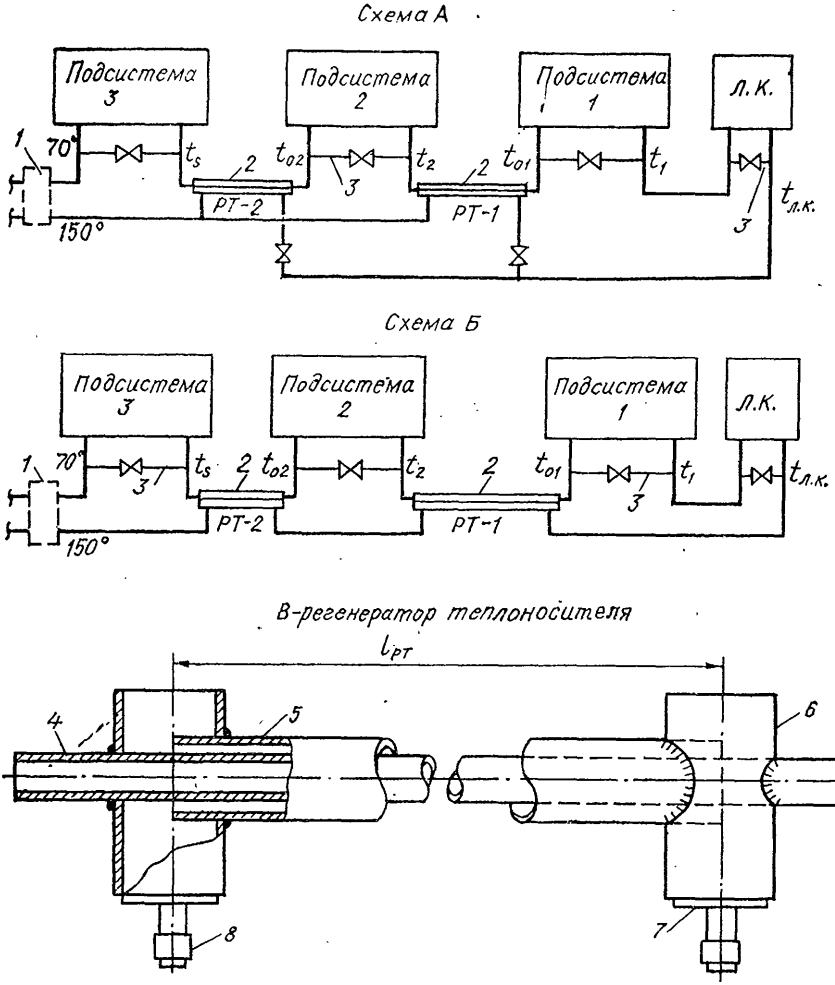


Рис. 11. Схемы систем отопления со ступенчатой регенерацией теплоносителя:
А — с параллельным соединением регенераторов теплоты (РТ); *Б* — с последовательным соединением РТ; *В* — схема РТ; *1* — ввод тепловой сети; *2* — РТ; *3* — пусковая перемычка; *4* — внутренняя труба; *5* — корпус; *6* — патрубок; *7* — донышко; *8* — спускник с пробкой.

первой по ходу движения воды подсистемы необходимо выбрать подсистему с меньшей тепловой нагрузкой.

Система отопления СРТ с последовательным соединением регенераторов РТ (схема *Б*, рис. 11) в связи с невозможностью местного количественного регулирования теплопроизводительности входящих в нее подсистем может применяться в зданиях меридиальной ориентации (фасады обращены на запад — восток), оборудованных секционными системами отопления, а также в зданиях небольшой протяженности (например, точечных). Для зданий широтной ориентации (фасады

обращены на север — юг) рекомендуется применять пофасадные системы отопления с устройством для каждого фасада системы отопления СРТ по схеме *Б* (объединяющей все подсистемы вдоль одного фасада) с ААВ, оборудованном комплектом автоматики, позволяющим регулировать расход теплоносителя в зависимости от изменяющейся тепловой нагрузки помещений данного фасада [13].

При проектировании систем отопления по схеме *А* оптимальное количество подсистем равно трем с установкой двух регенераторов теплоносителя (РТ) одинаковой длины, а при применении схемы *Б* количество подсистем может быть три или четыре с двумя или тремя РТ разной расчетной длины. Во всех случаях системы делят на подсистемы с учетом следующих требований:

а) удельная тепловая мощность последней подсистемы должна быть наибольшей, близкой к величине, рассчитываемой по формуле

$$\bar{q}_{\text{п}} \leqslant \frac{Q_{\text{п}}}{Q_{\text{СРТ}}} \leqslant 0{,}0125t_{\text{д}} - 0{,}87, \qquad (47)$$

где $Q_{\text{п}}$ — тепловая мощность последней подсистемы, Вт; $Q_{\text{СРТ}}$ — то же, всей системы с учетом лестничной клетки, Вт; $t_{\text{д}}$ — предельно допустимая нормативная температура теплоносителя в подсистеме, °С. Для жилых домов $\bar{q}_{\text{п}} \leqslant 0{,}44$;

б) удельные тепловые мощности прочих подсистем, рассчитываемые по формуле

$$\bar{q}_i = \frac{Q_i}{Q_{\text{СРТ}}}, \qquad (48)$$

должны быть меньшими $\bar{q}_{\text{п}}$, но близкими по значению, если выполнение этого требования не усложнит систему отопления. Для всей системы отопления $\Sigma q_i = 1$;

в) стояки, расположенные в непосредственной близости один от другого, должны объединяться в одну подсистему.

Системы отопления СРТ выполняют, как правило, однотрубными с унифицированными приборными узлами, односторонним присоединением отопительных приборов к стояку, с верхней или нижней прокладкой распределительной магистрали.

Таблица 4. **Основные размеры регенераторов теплоносителя, мм**

Наименование	РТ-15-$l_{\text{РТ}}$		РТ-20-$l_{\text{РТ}}$		РТ-25-$l_{\text{РТ}}$		РТ-32-$l_{\text{РТ}}$	
	$d_{\text{у}}$	Длина	$d_{\text{у}}$	Длина	$d_{\text{у}}$	Длина	$d_{\text{у}}$	Длина
Внутренняя труба	15	$l_{\text{РТ}}$ + 150	20	$l_{\text{РТ}}$ + 200	25	$l_{\text{РТ}}$ + 230	32	$l_{\text{РТ}}$ + 250
Корпус	25	$l_{\text{РТ}}$ по расчету	32	$l_{\text{РТ}}$ по расчету	40	$l_{\text{РТ}}$ по расчету	50	$l_{\text{РТ}}$ по расчету
Патрубок	32	100	40	120	50	140	70	160
Спускник с пробкой	15	50	15	50	15	50	15	50
Донышко при толщине стенки $\delta = 4$ мм	$d_{\text{н}} = 34$	—	$d_{\text{н}} = 39$	—	$d_{\text{н}} = 51$	—	$d_{\text{н}} = 68$	—

Регенераторы теплоносителя (РТ), выполняемые в виде теплообменников типа «труба в трубе» (табл. 4), следует включать в систему отопления СРТ так, чтобы греющая вода проходила по межтрубному пространству, а нагреваемая — по внутренней трубе в противоположном греющей воде направлении (по противоточной схеме).

Диаметр внутренней трубы РТ принимают в зависимости от расчетного расхода воды в системе отопления СРТ $\left(G = \frac{0{,}86Q_{\text{СРТ}}}{T_{\text{г}} - t_{\text{о}}}\right.$, кг/ч, где $\left.T_{\text{г}} - t_{\text{о}} = \Delta t$ — перепад температур в тепловой сети$\right)$ с учетом данных табл. 5.

Регенераторы теплоносителя размещают после безэлеваторного типового автоматизированного узла ввода (ААВ) в помещении теплового пункта или в техническом подполье так, чтобы протяженность трубопроводов была минимальной, а установленные РТ были доступны для осмотра и эксплуатации. При проектировании отопления по схеме *А* — РТ устанавливают параллельно друг другу на расстоянии 0,2 м. Трубопроводы системы, проложенные в технических помещениях и РТ, следует теплоизолировать, за исключением пусковых перемычек.

Таблица 5. **Максимально допустимые расходы воды в системе отопления СРТ, оборудованной РТ различного диаметра [35]**

Система отопления СРТ по схеме	Диаметр условного прохода внутренней трубы РТ, мм			
	15	20	25	32
А	900	1800	2500	5200
Б	300	900	900	2000

Примечание. Регенератор теплоносителя с $d_{\text{у}} = 20$ мм используется преимущественно в системе по схеме *Б*, а $d_{\text{у}} = 25$ мм — по схеме *А*.

После выбора схемы системы (*А* или *Б*), подбора диаметра труб РТ и деления ее на подсистемы (с учетом вышеизложенных рекомендаций) приступают к гидравлическому расчету системы отопления СРТ, предварительно определив температуру воды на участках трубопроводов, соединяющих РТ с подсистемами, и длину регенераторов теплоносителя по нижеприведенным формулам.

1. Расчет системы отопления по схеме *А* (см. рис. 11), когда количество подсистем $n = 3$, перепад температур теплоносителя в тепловой сети составляет 150—70 °С, предельно допустимая температура воды в системе отопления $t_{\text{д}} = 105$ °С:

а) длина регенераторов теплоносителя, м

$$l_{\text{РТ}-1} = l_{\text{РТ}-2} = B\tau G^{0{,}323}(1 - a\Delta), \qquad (49)$$

где B — коэффициент, зависящий от диаметра условного прохода внутренней трубы РТ, принимаемый по табл. 6; τ, a, Δ — вспомогательные величины, рассчитываемые по эмпирическим формулам

$$\tau = \frac{0{,}563 - \bar{q}_{\text{л.к}}}{2{,}563 + \bar{q}_{\text{л.к}} - 2\bar{q}_{\text{з}}}, \qquad (50) \qquad \Delta = \frac{40\bar{q}_1(\tau + 1) - 45\tau}{1 + 3\tau}; \qquad (51)$$

$a = 0{,}013$ (при $\Delta > 0$); $a = 0{,}065$ (при $\Delta < 0$). Полученные значения $l_{\text{РТ}}$ округляют с точностью до 0,1 м.

Таблица 6. Значения вспомогательных коэффициентов для расчета длины и гидравлического сопротивления регенераторов теплоносителя в системе отопления СРТ

Коэффициент	Диаметр условного прохода внутренней трубы РТ, мм			
	15	20	25	32
A	0,602	0,775	0,742	0,808
B	1,640	2,165	1,89	2,115
C	$1410 \cdot 10^{-6}$	$169 \cdot 10^{-6}$	$231 \cdot 10^{-6}$	$41 \cdot 10^{-6}$

При расчетной длине $l_{РТ}$ свыше 6,5 м используют составные РТ, включающие два последовательно соединенных одинаковых теплообменника длиной $l'_{РТ} = 0{,}5 l_{РТ}$.

В случаях изменения схемы (например, при числе подсистем $n \geqslant 3$), других параметрах воды и т. п. длину регенераторов теплоносителя определяют по формулам, приведенным в [35];

б) температура воды, °С (нумерация подсистем и РТ по ходу движения воды)

на входе в первую подсистему $t_1 = 105 + \Delta - |\Delta|$ (при $\Delta > 0$, $t_1 = 105$ °С);

на входе в первый РТ $t_{01} = t_1 - 80\bar{q}_1$;

на входе во вторую подсистему $t_2 = 105 - \Delta - |\Delta|$ (при $\Delta < 0$, $t_2 = 105$ °С);

на входе во второй РТ $t_{02} = t_2 - 80\bar{q}_2$;

на входе в третью подсистему $t_3 = 70 + 80\bar{q}_3$;

на входе в предвключенную подсистему $t_{л.к} = t_1 - 80\bar{q}_{л.к}$.

Поверочный расчет: $t_{л.к} + t_2 + t_3 - t_{01} - t_{02} = 150$.

2. Расчет системы отопления по схеме *Б* (см. рис. 11), когда количество подсистем $n = 4$, перепад температур теплоносителя в тепловой сети составляет 150—70 °С:

а) длина регенераторов теплоносителя, м

первого $l_{РТ-1} = AG^{0,323} \dfrac{\bar{q}_1}{\bar{q}_1 + \bar{q}_{л.к}}$;

второго $l_{РТ-2} = AG^{0,323} \dfrac{\bar{q}_2}{\bar{q}_1 + \bar{q}_2 + \bar{q}_{л.к}}$;

последнего $l_{РТ-s} = AG^{0,323} \dfrac{\bar{q}_s - \bar{q}_{s-1} - 0{,}438}{1 - \bar{q}_s}$,

где A — коэффициент, зависящий от диаметра условного прохода внутренней трубы РТ, принимаемый по табл. 6. Величину $AG^{0,323}$ можно определить графически по номограмме [35].

При расчетной длине $l_{РТ}$ свыше 6,5 м применяют составные РТ, аналогично системе по схеме *А*;

б) температура воды, °С

на входе в предвключенную подсистему $t_{л.к} = t_д + 80\bar{q}_{л.к}$;

на входе в последнюю подсистему $t_s = 70 + 80\,\bar{q}_s$;
на входе в остальные подсистемы $t_1 = t_2 = t_3 = t_д$;
на входе в первый РТ $t_{01} = t_д - 80\bar{q}_1$;
на входе в последующие РТ $t_{02} = t_д - 80\,\bar{q}_2$, $t_{03} = t_д - 80\bar{q}_3$.
Проверочный расчет: $t_{л.к} + t_2 + t_3 + t_s - t_{01} - t_{02} - t_{03} = 150$ °С.
При количестве подсистем $n = 3$ по схеме *Б* величины $Q_s = 0$; $\bar{q}_s = 0$; $l_{РТ} - s = 0$; t_3 и t_{03} не определяются.

Полученные результаты наносят на расчетную схему системы отопления СРТ, на которой изображают все подсистемы и указывают места подключения и выбранную конструкцию стояков, регенераторы теплоносителя и магистральные трубопроводы. Затем переходят к гидравлическому расчету системы.

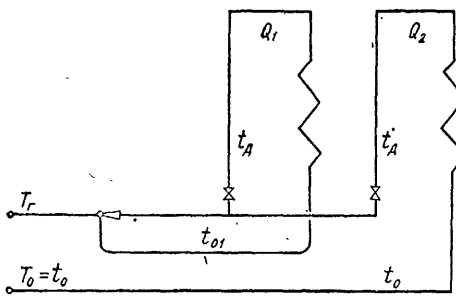


Рис. 12. Схема отопления с двумя перепадами температур по кольцам системы.

К группе систем отопления, работающих при повышенной средней температуре воды в приборах, относится система отопления с двумя перепадами температур теплоносителя по кольцам системы, предложенная Ральчуком Н. Т. Состоит такая система из двух взаимосвязанных частей, работающих параллельно от одного элеваторного узла (рис. 12). После элеватора в первую часть системы вода поступает с температурой 95 или 105 °С (в зависимости от принятой для системы схемы расположения магистралей) и охлаждаясь до температуры 80 или 85 °С полностью возвращается в элеватор для подмешивания к высокотемпературной воде. Во второй части системы горячая вода после охлаждения в отопительных приборах до требуемой температуры (70 °С) минуя элеватор возвращается в тепловую сеть.

Системы отопления с двумя перепадами температур с экономической точки зрения рекомендуется проектировать в жилых зданиях высотой до 7 этажей однотрубными с нижней прокладкой обеих магистралей ($t_г = 105$ °С), а в зданиях от 7 до 12 этажей — с верхней прокладкой распределительной магистрали ($t_г = 95$ °С). При этом перепад температур в первой части системы следует принимать в зависимости от способа прокладки магистралей и располагаемой разности давлений на вводе тепловой сети $\Delta p_{т.с}$, а распределение тепловой нагрузки по частям системы можно принимать ориентировочно по табл. 7.

Согласно расчетам применение систем отопления с двумя перепадами температур позволяет уменьшить массу отопительных приборов на 6—10 % за счет увеличения теплоотдачи при более высоких температурах циркулирующего теплоносителя.

Принцип работы системы отопления с двумя перепадами температур предполагает, что количество сетевой воды $G_{сет}$, поступающей в систему отопления с температурой $T_г$ равно количеству воды, циркули-

рующей во втором кольце системы отопления G_2 и возвращающейся в тепловую сеть с температурой $t_0 = 70$ °С.

Исходя из этих соображений определяются расчетный расход сетевой воды и расход воды во втором кольце $G_c = G_2 = \frac{0{,}86Q_0}{T_r - t_0}$, где Q_0 — общая тепловая мощность системы отопления, Вт.

Затем в зависимости от принятых перепадов температур в кольцах системы рассчитываются их ориентировочные тепловые нагрузки Q_1, Q_2 с использованием данных табл. 7 или по формулам

$$Q_2 = G_2(t_д - t_0); \quad Q_1 = Q_0 - Q_2, \tag{52}$$

а также расход воды в первом кольце $G_1 = \frac{0{,}86Q_1}{t_д - t_{01}}$.

Зная ориентировочные тепловые нагрузки Q_1 и Q_2 намечают расстановку стояков системы, учитывая при этом ориентацию здания по фасадам, с таким расчетом, чтобы фактические тепловые нагрузки колец Q_1' и Q_2' не отличались от Q_1 и Q_2 больше чем на 3 %. В этом случае полученные по вышеприведенным формулам данные используются в теплогидравлическом расчете колец системы отопления, производимом по общепринятым методикам.

Таблица 7. **Распределение тепловой нагрузки и перепады температур по частям системы с двумя перепадами температур теплоносителя**

$\Delta p_{т.с}$, МПа	Доля тепловой нагрузки, %		Перепады температур, °С	
	Q_1	Q_2	$\Delta t_1 = t_д - t_{01}$	$\Delta t_2 = t_д - t_0$
≤0,2	56	44	105—80	105—70
>0,2	56	44	105—85	105—70
>0,25	69	31	95—80	95—70
При любых значениях	43	57	115—85	115—70

Если Q_1' и Q_2' отличаются от Q_1 и Q_2 больше чем на 3 %, фактические температуры теплоносителя рекомендуется определять в кольцах системы отопления, которые используются в дальнейших расчетах.

Высокотемпературная вода (с температурой до 130 °С) может использоваться для отопления жилых зданий в панельно-лучистых системах отопления (при стеновых, перегородочных и плинтусных панелях) без ущерба для санитарно-гигиенических условий в помещении, так как по данным В. И. Новожилова и В. П. Туркина при температуре воды 130—70 °С средняя температура поверхности панелей не превышает 90 °С [33].

В ряде случаев планировка общественных зданий, а также производственных с неодинаковыми технологическими процессами в различных частях здания, позволяет использовать теплоноситель в одних помещениях с повышенной температурой (130—150 °С), а в других — с более низкой (95—115 °С). Для таких зданий рекомендуется использовать особый вид систем отопления — *системы, последовательно соединенные по теплоносителю*, в которых вода с повышенной температурой в первую очередь пропускается через отопительные приборы помещений, где по нормам это допускается, а затем уже охлажденный теплоноситель направляется

в отопительные приборы помещений, для которых ограничена температура теплоносителя. Такие единые для всего здания системы отопления имеют меньшую металлоемкость трубопроводов и отопительных приборов по сравнению с двумя раздельными системами.

На рис. 13 и 14 приведены принципиальные схемы систем отопления с последовательным соединением по теплоносителю в зависимости от расположения помещений, допускающих различную температуру теп-

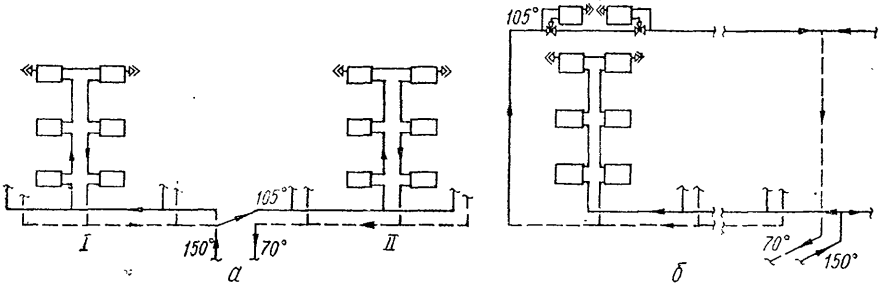


Рис. 13. Принципиальные схемы последовательно присоединенных систем отопления:
а — вертикальная система с высокотемпературной (I) и среднетемпературной частями (II); *б* — с вертикальной высокотемпературной и горизонтальной среднетемпературной частями.

лоносителя: а) для случая расположения таких помещений по вертикали в разных частях здания; б) для случая поэтажной планировки этих помещений.

Принцип соединения отдельных частей рассматриваемой системы отопления может быть использован при конструировании некоторых

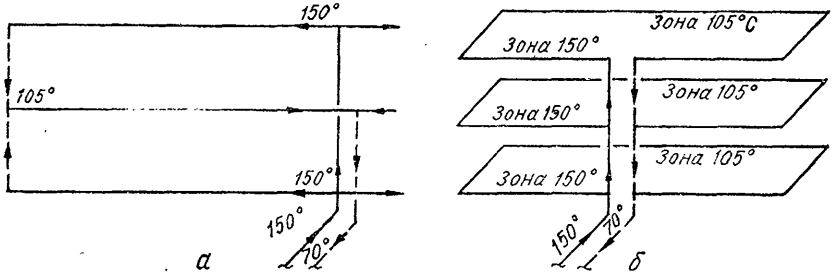


Рис. 14. Принципиальные схемы горизонтальных систем отопления с последовательно соединенными ветвями:
а — разных этажей; *б* — на одном этаже.

стояков или горизонтальных ветвей традиционных систем отопления в тех случаях, когда, например, расход воды в обычном стояке (ветви) недостаточен для погашения располагаемого давления в нем, или если для обеспечения гидравлической устойчивости системы необходимо увеличить расход воды в определенных стояках или ветвях.

При проектировании систем отопления, последовательно соединенных по теплоносителю, необходимо учитывать следующее:

на участках, соединяющих взаимосвязанные части системы, не разрешается установка отключающей арматуры;

для зданий до трех этажей при всех условиях целесообразно применять схемы системы отопления с горизонтальными ветвями (см. рис. 14), как гидравлически более устойчивой и, как правило, в этом случае более экономичной;

при применении вертикальных схем системы отопления (см. рис. 13) на стояках независимо от этажности здания должна предусматриваться отключающая арматура, а также устройства для спуска воды;

в схемах бифилярных последовательно соединенных систем отопления (рис. 15) на каждой ветви для возможного их отключения и частичного регулирования по теплоносителю без нарушения работы системы в целом целесообразно предусматривать перемычку с трехходовым краном, а на трубопроводах после нее — отключающую арматуру и тройник для спуска воды. В случае, когда применение схем с последовательно соединенными бифилярными проточными ветвями вызывает большие потери давления в системе отопления, рекомендуется проектировать комбинированные бифилярные поэтажные системы с двухтрубными стояками (рис. 15), в которых ряд бифилярных ответвлений присоединяется к стояку по последовательной схеме, дающей возможность снизить температуру теплоносителя, а остальные — по параллельной.

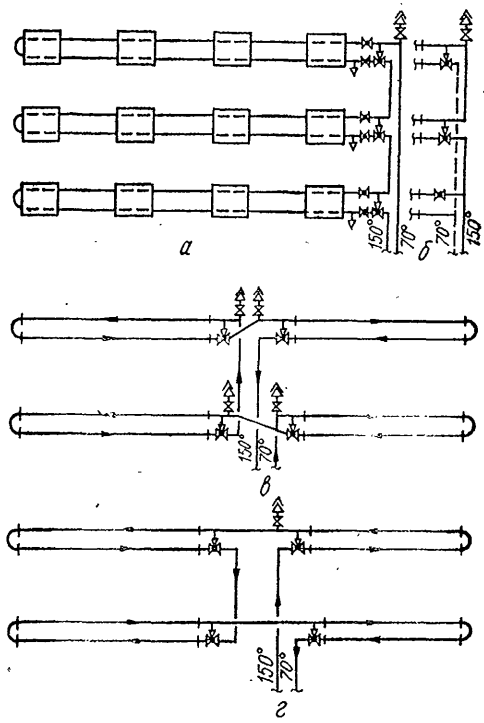


Рис. 15. Принципиальные схемы последовательно соединенных по теплоносителю бифилярных систем отопления:
а — с регулируемыми поэтажными ветвями; *б* — комбинированные с двухтрубными стояками; *в*, *г* — с различными вариантами соединения поэтажных ветвей.

В процессе проектирования системы, а также после принятия окончательных конструктивных решений для выполнения последующего теплогидравлического расчета системы отопления необходимо определять температуру воды, поступающей в каждую из последовательно соединенных систем и перепад температур воды в каждой из них.

Для первой системы по ходу движения теплоносителя температура входящей воды t_1 равна температуре воды в горячем трубопроводе тепловой сети $T_г$, т. е. $t_1 = T_г$. Температура воды t_i, поступающая в любую из последующих систем рассчитывается по формуле

$$t_i = T_г - \frac{Q_1 + Q_2 + \cdots + Q_{i-1}}{Q_0}(T_г - t_0), \qquad (53)$$

где Q_1, Q_2, Q_{i-1} — тепловая нагрузка каждой из последовательно соединенных частей системы отопления, Вт; Q_o — общая (суммарная) тепловая нагрузка системы отопления, Вт; $T_г - t_o$ — перепад температур горячей $T_г$ и охлажденной t_o воды на вводе тепловой сети в отапливаемое здание (для системы отопления в целом), °С.

Температура воды, выходящей из параллельно включенных стояков (ветвей), при распределении теплоносителя по ним пропорционально тепловым нагрузкам равна температуре воды, входящей в последовательно включенную последующую систему.

Перепады температуры воды в каждой последовательно соединенной системе определяются по формулам $\Delta t_1 = t_1 - t_2 \ldots \Delta t_i = t_i - t_o$.

По известным тепловым нагрузкам стояков (ветвей) $Q_{ст_i}$ и расчетным перепадам температур Δt_i можно вычислить (при расчете с постоянным перепадом температур воды в стояках) расход воды $G_{ст_i}$, кг/ч, в стояках (ветвях) каждой из последовательно соединенных систем отопления по зависимости (46).

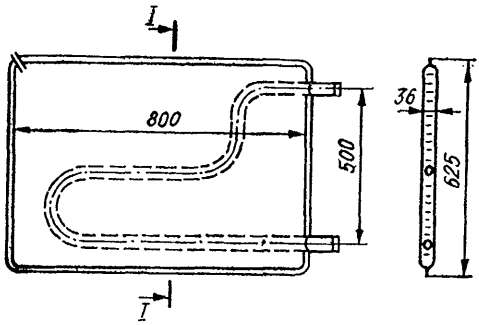


Рис. 16. Отопительная панель с промежуточным теплоносителем.

По полученным значениям температур и расходам воды во всех элементах последовательно соединенных систем отопления производят теплогидравлический расчет по общепринятым методикам.

Кроме приведенных выше систем с непосредственным использованием высокотемпературной воды, разработаны также системы отопления с децентрализованным нагревом высокотемпературной водой промежуточного теплоносителя в отопительных приборах по независимой схеме.

В этом случае змеевик с высокотемпературной водой, включенный в однотрубную проточно-регулируемую систему отопления, вводится в безнапорный отопительный прибор с промежуточным теплоносителем (водой, маслом или другой жидкостью), нагревая его до требуемой температуры. В качестве таких приборов могут использоваться предложенные проф. Б. Н. Лобаевым керамические блоки с отверстием в верхней части для ввода змеевика или более совершенные закрытые стальные штампованные радиаторы со змеевиком, введенным в их полость сбоку (рис. 16).

В системах отопления с керамическими блоками высокотемпературная вода может иметь температуру 110—70 °С, в системах отопления со стальными радиаторами, заполненными минеральным маслом,— 130—70 °С, при этом температура поверхности приборов не превышает 95 °С. Кроме того, при использовании керамических блоков испаряющаяся вода дополнительно увлажняет воздух в помещении.

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ И ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТЫ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ И ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА

Гидравлическим расчетом трубопроводов систем водяного отопления обосновывается выбор диаметров труб с учетом технико-экономических соображений и условий бесшумности при использовании располагаемой разности давлений на вводе в здание.

Прежде чем приступить к гидравлическому расчету трубопроводов, необходимо: определить тепловую мощность системы отопления и тепловую нагрузку отопительных приборов для отдельных помещений; с учетом параметров теплоносителя выбрать принципиальную схему системы отопления, тип и способ установки отопительных приборов; конструктивно решить систему отопления — на планах здания разместить отопительные приборы, стояки, распределительные и сборные магистрали, воздухосборники и т. д.; в масштабе 1 : 100 вычертить аксонометрическую схему системы отопления; определить расчетное циркуляционное давление $\Delta p_р$ для системы отопления. Как правило, для зданий более двух этажей вычерчивают не аксонометрическую схему системы отопления, а отдельную схему (развертку) стояков с отопительными приборами и аксонометрические схемы распределительных и сборных магистралей (при нижней разводке эти схемы совмещают). Для учета местных сопротивлений на схемах показывают запорно-регулирующую арматуру, устройства для спуска воды и удаления воздуха, компенсаторы, изгибы трубопроводов, за исключением отступов на стояках и уток на ответвлениях к отопительным приборам.

На планах этажей и аксонометрической схеме системы отопления стояки нумеруют по часовой стрелке по периметру здания, начиная с помещения, расположенного в верхнем левом углу плана здания.

На схеме системы отопления нумеруются также расчетные участки трубопроводов циркуляционных колец. Расчетным участком трубопровода считается участок постоянного диаметра с неизменным расходом теплоносителя.

Количество циркуляционных колец в двухтрубной системе водяного отопления равно числу отопительных приборов (отопительные приборы, соединенные на «сцепке» в тепловом и гидравлическом расчете, рассчитываются как один прибор). В однотрубных системах отопления количество циркуляционных колец равно числу стояков или горизонтальных приборных ветвей.

На схеме системы отопления указывают порядковый номер, а также тепловую нагрузку Q и длину l каждого расчетного участка трубопроводов.

Гидравлический расчет трубопроводов, как правило, начинают с основного циркуляционного кольца, после чего рассчитывают остальные кольца. В качестве основного принимают кольцо, для которого отношение расчетной разности давлений $\Delta p_р$ к сумме длин расчетных участков Σl является минимальной величиной.

Для различных систем отопления основное циркуляционное кольцо принимают по-разному: в двухтрубных вертикальных системах водяного отопления оно проходит через нижний отопительный прибор наиболее нагруженного и удаленного от теплового центра стояка при тупиковой разводке магистралей, а при попутном движении воды в магистралях — через нижний прибор наиболее нагруженного среднего стояка. В однотрубных вертикальных системах отопления основное циркуляционное кольцо проходит при тупиковой схеме через максимально нагруженный из наиболее удаленных от теплового центра стояк, а при попутном движении воды в магистралях — через наиболее нагруженный средний стояк. В горизонтальных системах отопления основное циркуляционное кольцо назначают по наименьшему значению отношения $\Delta p_р/\Sigma l$ для циркуляционных колец, проходящих через отопительные приборы нижнего и верхнего этажей.

В процессе гидравлического расчета по вычисленным расходам G и принятым скоростям v воды назначают диаметры d трубопроводов, после чего определяются потери давления Δp на каждом расчетном участке.

При расчете систем отопления с постоянными перепадами температур воды в стояках расход воды G, кг/ч, циркулирующей на расчетном участке, вычисляют по формуле

$$G = \frac{3{,}6 \cdot Q}{c\,(t_г - t_о)} = \frac{0{,}86Q}{t_г - t_о}, \qquad (54)$$

где Q — тепловая нагрузка участка, Вт; c — теплоемкость воды, принимаемая равной 4,19 кДж/(кг · °С); 3,6 — коэффициент перевода единиц с Вт в кДж/ч; $t_г$ — температура горячей воды, °С; $t_о$ — температура охлажденной воды, °С.

При расчете систем отопления с переменными перепадами температур воды в стояках расход теплоносителя на участках магистральных трубопроводов определяют суммированием расходов воды в присоединенных к ним стояках. В свою очередь расходы воды в стояках вычисляют по формуле (54), где в качестве $\Delta t = t_г - t_о$ принимают заданный или определенный в ходе гидравлического расчета перепад температур теплоносителя в стояке.

В результате гидравлического расчета трубопроводов системы отопления, состоящей из n последовательных участков, получают общую потерю давления в циркуляционном кольце, равную суммы потерь давления на этих участках.

При расчете основного циркуляционного кольца следует оставлять запас до 10 % величины $\Delta p_р$ на неучтенные расчетом сопротивления, вызванные отступлениями от проекта (дополнительные изгибы трубопроводов в виде отводов, отступов и т. д.), а также возможным частичным сужением или засорением трубопроводов при их изготовлении и монтаже (наплывы металла и шлака на сварочных соединениях, некачественное гнутье труб, выступы внутрь трубы уплотнительного материала и т. д.).

Если по результатам выполненного гидравлического расчета потери давления в системе будут больше или меньше располагаемой раз-

ности давлений с учетом необходимого запаса, то на отдельных участках циркуляционного кольца следует соответственно изменить диаметры труб.

Величину запаса после выполненного гидравлического расчета основного циркуляционного кольца вычисляют по выражению

$$A = \frac{\Delta p_{\text{р}} - \sum_{1}^{n} \Delta p_i}{\Delta p_{\text{р}}} 100\ \%. \qquad (55)$$

Потери давления в циркуляционных кольцах следует увязывать в узловых точках, не учитывая сопротивления общих расчетных участков, входящих в состав сравниваемых колец. Так, при увязке циркуляционных колец правой и левой частей системы отопления, изображенной на рис. 17, узловыми точками являются точки A и A'; при

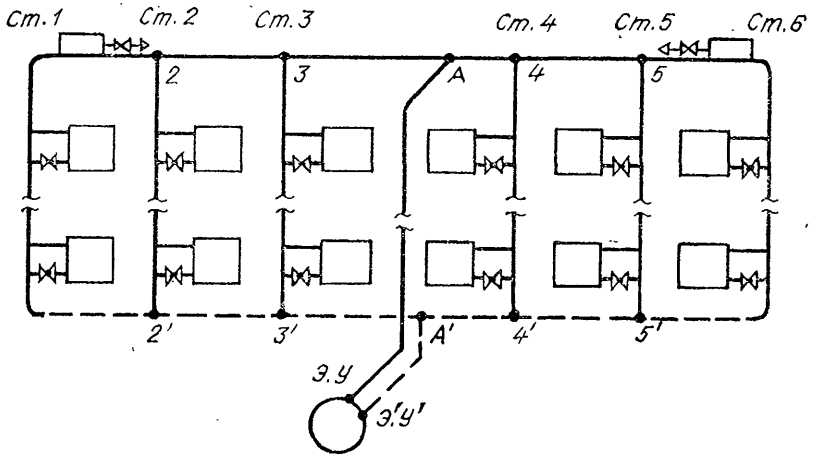


Рис. 17. Расчетная схема однотрубной тупиковой системы водяного отопления с верхней разводкой.

увязке циркуляционных колец, проходящих через стояки *2* и *3*, узловыми являются точки 3 и 3'.

Ввиду ограниченного сортамента труб и наличия больших интервалов между диаметрами при расчете трубопроводов практически не удается добиться того, чтобы располагаемая разность давлений для какой-либо части циркуляционного кольца полностью соответствовала потере давления в ней, в результате чего возникает невязка — расхождение между этими величинами. Величину невязки расходуемых давлений определяют по формуле

$$H = \frac{\Delta p'_{\text{р}} - \Delta p}{\Delta p'_{\text{р}}} 100\ \%. \qquad (56)$$

В формуле (56) величина $\Delta p'_{\text{р}}$ представляет собой располагаемую разность давлений для данной части циркуляционного кольца (например, стояка), а Δp — действительную потерю давления в ней.

Согласно СНиП II-33-75*, невязка в потерях давления для систем водяного отопления при ручном способе их расчета не должна превышать ±15 %, а для систем, рассчитываемых на ЭВМ — ±5 %. Однако в проектной практике, как правило, при ручном способе расчета принимают допустимую невязку при тупиковой схеме в размере ±15 %, а при попутном движении воды — ±5 %.

При гидравлическом расчете трубопроводов необходимо стремиться к получению минимальных невязок, так как при этом действительный режим работы системы отопления приближается к расчетному, уменьшается или даже исключается необходимость в монтажной регулировке системы.

Таблица 8. **Допустимые расходы теплоносителя в трубопроводах систем водяного отопления**

Диаметр условного прохода трубы $d_у$, мм	Максимальные расходы, кг/ч, в трубопроводах жилых и общественных зданий, прокладываемых в помещениях		Максимальные расходы, кг/ч, в трубопроводах, прокладываемых в		Минимальные расходы, кг/ч, для обеспечения удаления воздуха из трубопроводов горизонтальных без уклона и вертикальных при движении теплоносителя сверху — вниз
	основных	вспомогательных	вспомогательных зданиях и помещениях предприятий	производственных зданиях	
	Трубы по ГОСТ 3262—75 (обыкновенные)*				
15	820	1020	1370	2050	170
20	1250	1900	2500	3750	310
25	2000	3000	4000	6000	500
32	3500	5250	7000	10 500	870
40	4650	7000	9300	13 850	1160
50	7800	11 700	15 600	23 400	1950
	*Трубы по ГОСТ 10704—76**				
50	7200	10 300	14 400	21 600	1800
70	13 400	20 100	26 800	40 200	3350
80	19 000	28 500	38 000	57 000	4750
100	28 000	42 000	56 000	84 000	7000
125	39 100	58 600	78 200	117 300	9770
150	63 000	94 500	126 000	189 000	15 750

Примечание. Максимальные расходы теплоносителя в трубопроводах вычислены при скоростях, допускаемых СНиП II-33-75*.

Из вышеуказанного вытекает, что наряду с обоснованным выбором диаметров труб задача гидравлического расчета трубопроводов состоит в увязке расходуемых давлений в циркуляционных кольцах с целью обеспечения требуемых расходов воды во всех частях системы отопления.

При выполнении гидравлического расчета трубопроводов необходимо следить, чтобы скорости движения воды и соответствующие им расходы теплоносителя не превышали предельно допустимых значений (из условия бесшумной работы системы отопления), приведенных в табл. 8.

Минимальные расходы воды для обеспечения нормального удаления воздуха из горизонтальных трубопроводов, проложенных без уклона, и вертикальных трубопроводов при движении теплоносителя сверху —

вниз, подсчитанные для разных диаметров труб при скорости воды $v = 0{,}25$ м/с, приведены в табл. 8.

Потери давления на преодоление сопротивлений трения и местных сопротивлений. Потерю давления на преодоление сопротивлений трения на участке трубопровода $\Delta p_{тр}$, Па, определяют по формуле

$$\Delta p_{тр} = \frac{\lambda}{d} l \frac{v^2}{2} \rho = \frac{\lambda}{d} l p_д, \qquad (57)$$

где λ — коэффициент трения — величина безразмерная; d — внутренний диаметр трубопровода, м; l — длина участка трубопровода, м; v — средняя скорость движения теплоносителя, м/с; ρ — плотность теплоносителя, кг/м^3; $p_д = \frac{v^2\rho}{2}$ — динамическое (скоростное) давление потока теплоносителя, Па.

К существенному упрощению гидравлического расчета трубопроводов систем водяного отопления с принудительной циркуляцией и повышенных скоростях движения теплоносителя приводит допущение об определении потерь давления в них по квадратичному закону. Такое допущение позволяет использовать усредненные, постоянные по величине коэффициенты трения λ для каждого диаметра трубы, обеспечивая достаточную точность плучаемых результатов.

Усредненные значения коэффициентов трения λ широко используются в проектной практике при расчете трубопроводов систем водяного отопления по методу характеристик сопротивления.

Потерю давления в местных сопротивлениях на участке трубопровода Z, Па, определяют по формуле

$$Z = \Sigma\xi \frac{v^2}{2} \rho = \Sigma\xi p_д, \qquad (58)$$

где $\Sigma\xi$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке.

В сильно разветвленных сетях, какими являются системы водяного отопления, на долю потерь давления в местных сопротивлениях приходится от 35 до 50 % общей потери давления. Поэтому правильный учет коэффициентов местных сопротивлений (к. м. с.) и определение их суммы $\Sigma\xi$ существенно влияет на точность определения потерь давления на расчетном участке и системы отопления в целом.

Коэффициенты местных сопротивлений выбирают для каждого расчетного участка по аксонометрической схеме трубопроводов, руководствуясь при этом такими правилами: сопротивления тройников и крестовин, находящихся на стыке двух смежных участков по ходу движения воды, следует относить к расчетным участкам с меньшим расходом теплоносителя; местные сопротивления отопительных приборов (в двухтрубных системах отопления), котлов, центральных воздухосборников и расширительных баков (при проточной схеме их присоединения) обычно учитывают поровну в каждом примыкающем к ним расчетном участке трубопроводов.

Для каждого расчетного участка трубопровода после выбора к. м. с. подсчитывают их сумму $\Sigma\xi$ с использованием справочных данных для определения отдельных величин этих коэффициентов [22, 23, 34]. При применении в системе отопления унифицированных конструктивных

узлов целесообразно пользоваться их приведенными к. м. с., определяемыми по формуле (63) и включающими потери давления на трение в трубопроводах данных узлов, что значительно упрощает расчет трубопроводов системы отопления.

Для тройников и крестовин значения к. м. с. зависят от соотношения диаметров примыкающих труб и относительных расходов теплоносителя при слиянии или разделении потоков. Эти значения к. м. с. рекомендуется применять при типовом проектировании, когда требуется тщательная увязка расходуемых давлений, при расчете систем водяного отопления с естественной циркуляцией, особенно квартирных систем отопления. В других случаях используются усредненные значения к. м. с. тройников и крестовин.

МЕТОДЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ТРУБОПРОВОДОВ

В отопительной технике гидравлический расчет трубопроводов производится различными методами: удельной потери давления на трение, характеристик сопротивления, динамических давлений, эквивалентных сопротивлений и др. [12, 23, 34]. В настоящее время в практике проектирования систем отопления наиболее широко применяется метод характеристик сопротивления. По этому методу потерю давления, Па, на участке трубопровода при расходе воды G, кг/ч, определяют по формуле

$$\Delta p = SG^2, \tag{59}$$

откуда

$$G = \sqrt{\frac{\Delta p}{S}}, \quad (60) \qquad S = \frac{\Delta p}{G^2}. \quad (61)$$

В зависимостях (59) — (61) величина S, Па/(кг/ч)^2, представляет собой характеристику сопротивления трубопровода, численно равную потере давления в нем при расходе воды $G = 1$ кг/ч

$$S = A\xi_{\text{пр}}, \tag{62}$$

где A — удельное динамическое давление в трубопроводе, возникающее при прохождении воды в количестве $G = 1$ кг/ч, Па/(кг/ч)^2; $\xi_{\text{пр}}$ — приведенный коэффициент сопротивления расчетного участка трубопровода.

Величину приведенного коэффициента сопротивления расчетного участка трубопровода вычисляют по формуле

$$\xi_{\text{пр}} = \xi_{\text{экв}} + \Sigma\xi = \frac{\lambda}{d} l + \Sigma\xi, \tag{63}$$

где $\xi_{\text{экв}}$ — эквивалентный коэффициент сопротивления участка.

Значения величин A, $\frac{\lambda}{d}$, $\frac{G}{v}$ при температуре воды $t = 80$ °С и плотности $\rho = 972$ кг/м^3 для труб, применяемых в системах отопления, приведены в табл. 9. Использование величины $\frac{G}{v}$ позволяет по заданному расходу воды G и диаметру трубы d вычислить скорость теплоносителя v делением расхода на эту величину.

Значение характеристики сопротивления S может быть определено для отдельного участка и части сети, состоящей из последовательных и параллельных участков, а также для всей сети в целом.

Суммарная потеря давления в двух последовательно соединенных участках трубопроводов равна сумме потерь давления в каждом из

Таблица 9. **Гидравлические характеристики труб систем водяного отопления с искусственной циркуляцией**

Диаметры труб, мм			Удельное динамическое давление $A \cdot 10^4$, $\frac{\text{Па}}{(\text{кг/ч})^2}$	$\frac{G}{v}$, $\frac{\text{кг/ч}}{\text{м/с}}$	Усредненное значение приведенного коэффициента трения $\frac{\lambda}{d}$, м^{-1}	Характеристика сопротивления 1м трубы $S \cdot 10^4$, $\frac{\text{Па}}{(\text{кг/ч})^2}$
условного прохода	наружный	внутренний				
Трубы по ГОСТ 3262—75 (обыкновенные)*						
15	21,3	15,7	10,6	680	2,7	28,6
20	26,8	21,2	3,18	1250	1,8	5,74
25	33,5	27,1	1,23	2000	1,4	1,72
32	42,3	35,9	0,392	3500	1,0	0,392
40	48,0	41.0	0,23	4650	0,8	0,185
50	60,0	53,0	0,0824	7800	0,55	0,0454
*Трубы по ГОСТ 10704—76**						
50	57	51	0,113	7200	0,57	0,0678
70	76	70	0,0268	13 400	0,4	0,0107
80	89	82	0,0143	19 000	0,3	0,0043
100	108	101	0,00643	28 000	0,23	0,00148
125	127	119	0,00268	39 100	0,19	0,00048
150	159	151	0,00136	63 000	0,15	0,00020

них $\Delta p_{1-2} = \Delta p_1 + \Delta p_2$. Выражая потери давления через характеристики сопротивления и расходы теплоносителя, получим

$$S_{1-2}G^2 = S_1G^2 + S_2G^2,$$

откуда

$$S_{1-2} = S_1 + S_2. \qquad (64)$$

Таким образом, суммарная характеристика сопротивления последовательно соединенных участков равна сумме характеристик сопротивлений этих участков.

В параллельно соединенных участках сети при отсутствии в них разности естественных давлений потери давления должны быть равны между собой, т. е. $\Delta p_{1-2} = \Delta p_1 = \Delta p_2 = \Delta p$. Суммарный расход теплоносителя на этих участках составляет $G_{1-2} = G_1 + G_2$. Выражая расходы теплоносителя через потери давления и характеристики сопротивления по формуле (60), получим

$$\sqrt{\frac{\Delta p}{S_{1-2}}} = \sqrt{\frac{\Delta p}{S_1}} + \sqrt{\frac{\Delta p}{S_2}}, \qquad (65)$$

откуда

$$\frac{1}{\sqrt{S_{1-2}}} = \frac{1}{\sqrt{S_1}} + \frac{1}{\sqrt{S_2}}$$

или

$$S_{1-2} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\sqrt{S_1}} + \frac{1}{\sqrt{S_2}}\right)^2}. \qquad (66)$$

Наиболее трудоемкой частью гидравлического расчета является определение характеристик сопротивления расчетных участков. Поэтому с целью облегчения расчета и экономии времени для унифицированных узлов или часто повторяющихся элементов систем отопления в справочной литературе даны их приведенные коэффициенты сопротивления $\xi_{пр}$ или характеристики сопротивления S.

Метод характеристик сопротивления требует минимума вычислительных операций и удобен для расчета однотрубных систем отопления с постоянным и переменным перепадом температур воды в стояках.

РАСЧЕТНОЕ ЦИРКУЛЯЦИОННОЕ ДАВЛЕНИЕ В СИСТЕМАХ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Расчетное циркуляционное давление $\Delta p_р$ представляет собой располагаемую разность давлений, которая может быть израсходована в системе отопления на преодоление сопротивлений трения и местных сопротивлений.

Определение величины $\Delta p_р$ является важным моментом при гидравлическом расчете трубопроводов, так как существенным образом влияет на стоимость системы отопления. При этом величина $\Delta p_р$ и, следовательно, потери давления в системе отопления ограничиваются предельно допустимыми скоростями движения теплоносителя по условиям бесшумной работы и возможностью увязки расходуемых давлений по отдельным циркуляционным кольцам.

В системах отопления с естественной циркуляцией расчетное циркуляционное давление обусловливается гравитационными силами и численно равно разности естественных (гидростатических) давлений $\Delta p_е$, возникающей вследствие охлаждения воды в отопительных приборах $\Delta p_{е.пр}$ и трубопроводах системы отопления $\Delta p_{е.тр}$ при расчетных параметрах теплоносителя $t_г$ и $t_о$

$$\Delta p_р = \Delta p_е = \Delta p_{е.пр} + \Delta p_{е.тр}. \qquad (67)$$

В насосных системах водяного отопления величина $\Delta p_р$ складывается из давления, развиваемого побудителем, $\Delta p_н$ и части естественного давления $\Delta p_е$

$$\Delta p_р = \Delta p_н + Б\Delta p_е, \qquad (68)$$

где $Б$ — коэффициент, учитывающий долю максимального естественного давления, которую необходимо учитывать в расчетных условиях.

Давление $\Delta p_н$, развиваемое побудителем (насосом или элеватором), выбирают в зависимости от схемы теплоснабжения отапливаемого здания, вида системы отопления и технико-экономических соображений.

Если система отопления непосредственно присоединяется к тепловой сети по зависимой схеме без подмешивания воды из обратной ма-

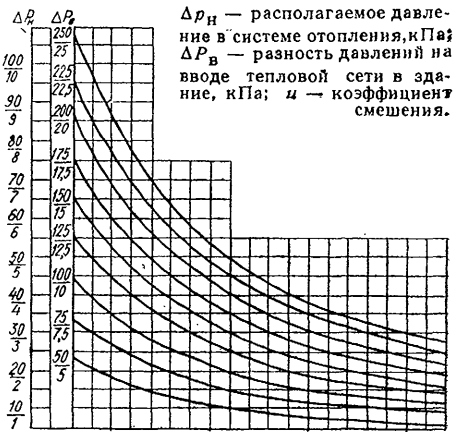
гистрали, величину $\Delta p_н$ принимают равной или менее располагаемой разности давлений в тепловой сети на вводе в здание $\Delta p_н \leqslant p_1 - p_2$, p_1 и p_2 — соответственно давления в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети. При этом принимают величину $\Delta p_н < p_1 - p_2$ в случаях, когда использование располагаемой разности давлений на вводе в здание создает в трубопроводах системы отопления скорости движения воды выше предельно допустимых.

При непосредственном присоединении системы отопления к тепловой сети по зависимой схеме с подмешиванием воды из обратной магистрали с помощью элеватора в качестве $\Delta p_н$ принимают создаваемое элеватором давление $\Delta p_э$. Величину $\Delta p_э$ определяют по номограмме, приведенной на рис. 18, пользуясь располагаемой разностью давлений на вводе в здание $p_1 - p_2$ и коэффициентом смешения u, вычисляемым по формуле

$$u = \frac{T_ф - t_г}{t_г - t_{о.ф}}, \qquad (69)$$

где $T_ф$ — фактическая температура горячей сетевой воды перед элеватором, °С; $t_г$ — расчетная температура горячей воды на выходе из элеватора, °С; $t_{о.ф}$ — фактическая температура охлажденной воды, выходящей из системы отопления, °С.

Рис. 18. Номограмма для определения $\Delta P_н$ в системах водяного отопления при подмешивании воды с помощью элеватора:



$\Delta p_н$ — располагаемое давление в системе отопления, кПа; $\Delta P_в$ — разность давлений на вводе тепловой сети в здание, кПа; u — коэффициент смешения.

Величину коэффициента u вычисляют после определения по следующему выражению фактической расчетной тепловой мощности системы отопления $Q_{т.ф}$:

$$Q_{т.ф} = Q_т + Q_{д.п} + Q_{д.о} + Q_д, \qquad (70)$$

где $Q_т$ — расчетная тепловая мощность системы отопления, найденная на основании теплового баланса отапливаемых помещений здания, включая лестничные клетки, Вт; $Q_{д.п}$, $Q_{д.о}$ — соответственно дополнительные потери теплоты, связанные с остыванием теплоносителя в распределительных и сборных магистральных трубопроводах, проходящих в неотапливаемых помещениях, Вт; $Q_д$ — дополнительные потери тепла, обусловленные размещением отопительных приборов у наружных ограждений здания, Вт.

Если исходных данных для точного расчета дополнительных теплопотерь недостаточно, их определяют следующим образом: для жилых зданий — $Q_{д.п} = 0{,}033Q_т$; $Q_{д.о} = 0{,}017Q_т$; для общественных зданий — $Q_{д.п} = 0{,}067Q_т$; $Q_{д.о} = 0{,}033Q_т$; для жилых и общественных зданий $Q_д = 0{,}05Q_т$.

В случае, если до элеватора предвключенные отопительные приборы лестничных клеток отсутствуют, величину $T_ф$ принимают равной

расчетной температуре горячей воды в теплосети T, т. е. $T_ф = T$. Если отопительные приборы лестничных клеток предвключены до элеватора, величину $T_ф$ определяют по формуле

$$T_ф = T - \frac{0{,}86Q_{л.к}}{G_{сет}}, \qquad (71)$$

где $Q_{л.к}$ — тепловая нагрузка отопительных приборов лестничных клеток, Вт; $G_{сет}$ — расчетный расход воды, поступающей из тепловой сети в систему отопления, кг/ч.

Величину $G_{сет}$ вычисляют по формуле

$$G_{сет} = \frac{0{,}86Q_{т.ф}}{(T - t_{о.ф})}. \qquad (72)$$

Фактическую температуру охлажденной воды определяют по выражению

$$t_{о.ф} = t_о - 0{,}86\frac{Q_{д.п} + Q_{д.о} + Q_д}{G_{сист}}, \qquad (73)$$

где $G_{сист}$ — расчетный расход воды в системе отопления, вычисляемый по следующим формулам:

при наличии предвключенных до элеватора отопительных приборов лестничных клеток

$$G_{сист} = \frac{0{,}86\,(Q_{т.ф} - Q_{л.к})}{(t_г - t_о)}; \qquad (74)$$

при их отсутствии

$$G_{сист} = \frac{0{,}86Q_{т.ф}}{(t_г - t_о)}. \qquad (75)$$

При независимой схеме присоединения системы отопления к тепловой сети, а также при теплоснабжении от котельной без перспективы присоединения системы отопления к тепловой сети величину $\Delta p_н$ принимают исходя из технико-экономических соображений. При этом должна быть обеспечена увязка потерь давления в циркуляционных кольцах и соблюдены скорости теплоносителя в трубопроводах в допустимых пределах по условиям бесшумности.

При использовании в качестве отопительных приборов конвекторов «Комфорт-20» величину $\Delta p_р$ для систем отопления, присоединяемых в тепловой сети по независимой схеме, рекомендуется принимать: $\Delta p_р$ = = 30—40 кПа — для зданий высотой 9—16 этажей и $\Delta p_р$ = 60—80 кПа — для зданий высотой 17—25 этажей, не считая потери давления в водоподогревателях.

При местном теплоснабжении, когда в дальнейшем предполагается присоединение системы отопления к тепловой сети с помощью элеватора, обычно принимают $\Delta p_н$ = 10—12 кПа.

В типовых проектах при зависимой схеме присоединения системы отопления к тепловым сетям с подмешиванием воды из обратного трубопровода и без подмешивания перепад давлений на вводе тепловой сети в здание следует принимать $p_1 - p_2$ = 120 кПа.

Давление, развиваемое насосом в течение отопительного сезона, практически постоянно. Что касается естественного давления Δp_e, то эта величина в период работы системы отопления изменяется. Это вызвано качественным регулированием системы отопления, т. е. изменением температуры теплоносителя. В свою очередь изменение величины естественного давления обусловливает непостоянный расход воды в системе отопления.

Изменение величины Δp_e по-разному влияет на работу различных систем отопления. Поэтому значение коэффициента $Б$ в формуле (68) выбирают так, чтобы в течение наибольшей части отопительного периода обеспечивалась возможно большая гидравлическая и тепловая устойчивости системы отопления. В однотрубных вертикальных насосных системах отопления с верхней разводкой принимают $Б = 1$ и гидравлический расчет трубопроводов выполняют при максимальной величине Δp_e при расчетных температурах теплоносителя $t_г$ и $t_о$. В насосных двухтрубных, вертикальных однотрубных с нижней разводкой и горизонтальных однотрубных системах отопления принимают $Б = 0{,}4$, т. е. учитывают 40 % максимального естественного давления, что наблюдается в среднем для наиболее длительного стояния температуры наружного воздуха, соответствующей, как правило, средней температуре отопительного периода.

Согласно существующим нормам в формуле (68) величину $Б\Delta p_e$ можно не учитывать, если она составляет менее 10 % величины $\Delta p_р$. При этом в однотрубных насосных системах водяного отопления многоэтажных зданий величиной $\Delta p_{е.тр}$ обычно пренебрегают ввиду ее малого значения по сравнению с $\Delta p_{е.пр}$ и расчет ведут по формуле

$$\Delta p_р = \Delta p_н + Б\Delta p_{е.пр}. \qquad (76)$$

Для однотрубных систем с нижней разводкой величину Δp_e, Па, можно определить по следующей приближенной формуле

$$\Delta p_e = 0{,}13gnh_э\Delta t_{сист}, \qquad (77)$$

где n — количество этажей в здании; $h_э$ — высота этажа, м; g — ускорение свободного падения, м/с^2.

Найденная по формуле (77) величина Δp_e учитывает коэффициент $Б = 0{,}4$.

Определение располагаемой разности давлений для участков сети систем отопления. В любой системе водяного отопления циркуляционные кольца имеют друг с другом общие узловые точки. При одинаковых естественных давлениях во всех стояках расчетные располагаемые разности давлений для всех циркуляционных колец также одинаковы. Поэтому, если пренебречь разностью естественных давлений в отдельных стояках при гидравлическом расчете трубопроводов однотрубных систем отопления следует учитывать следующее:

потери давления во всех циркуляционных кольцах должны быть равны;

располагаемые разности давлений в узловых точках ветвей, а следовательно, потери давления в этих ветвях должны быть одинаковыми;

в узловых точках располагаемая разность давлений для рассматри-

ваемого стояка или ветви равна располагаемой разности давлений (с учетом 10 %-ного запаса на неучтенные сопротивления) для данного циркуляционного кольца за вычетом потерь давления в общих участках сети трубопроводов

$$\Delta p' = 0{,}9\Delta p_р - \Sigma\Delta p_о; \qquad (78)$$

потери давления в стояках, имеющих общие точки, должны быть равны;

потерю давления в одном из стояков ветви можно выразить через потерю давления в любом другом стояке ветви.

Проиллюстрируем эти положения на примерах. Так, для однотрубной тупиковой системы отопления, приведенной на рис. 17, потери дав-

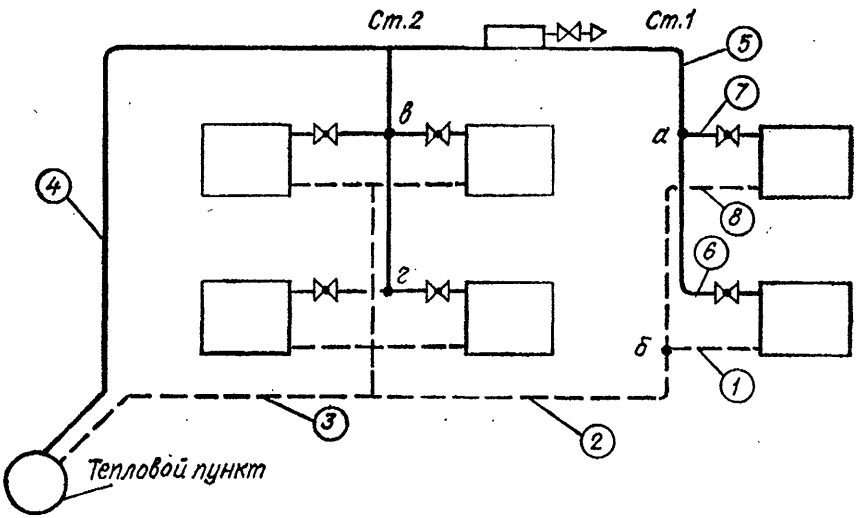


Рис. 19. Расчетная схема двухтрубной системы водяного отопления с верхней разводкой.

ления в ветви A — ст. 1 — A' и в ветви A — ст. 6 — A', для которых точки A и A' являются общими, должны быть одинаковыми; потери давления в стояках 1 и 2 с общими точками 2 и $2'$ также должны быть одинаковыми; потеря давления в стояке 3 должна быть равна потере давления в стояке 2 плюс потеря давления в магистральных участках 3—2 и $3'$—$2'$; располагаемой разностью давлений для ветви A — ст. 6 — A' является располагаемая расчетная разность давлений $0{,}9\Delta p_р$ за вычетом потерь давлений в общих участках $ЭУ$ — A и $Э'У'$ — A'.

В зданиях с одинаковой этажностью в различных его частях для всех циркуляционных колец величину естественного давления принимают условно одинаковой даже при расчете систем отопления с переменными перепадами температур воды в стояках. Такое допущение не вносит существенной погрешности, но значительно облегчает гидравлический расчет трубопроводов. В случаях, когда разница в высоте стояков превышает 30 %, при расчете трубопроводов циркуляционные кольца увязывают с учетом действующих в них естественных давлений

во избежание горизонтальной разрегулировки системы отопления. Поэтому в зданиях с различной этажностью рекомендуется проектировать для отдельных его частей самостоятельные системы с подключением непосредственно к коллекторам узла ввода тепловой сети.

В отличие от однотрубных систем, в двухтрубных действующее естественное давление для циркуляционных колец, проходящих через отопительные приборы разных этажей, различно. Однако для определения располагаемой разности давлений в узловых точках на магистральных трубопроводах при расчете циркуляционных колец, проходящих через отопительные приборы данного этажа, могут быть использованы те же зависимости, что и для однотрубных систем. Отличие заключается в определении располагаемой разности давлений в узловых точках отдельного стояка, которые являются общими для циркуляционных колец, проходящих через отопительные приборы разных этажей. Так, в приведенной на рис. 19 схеме такими точками являются для стояка *1* — *а* и *б*, а для стояка *2* — *в* и *г*. Рассмотрим основное циркуляционное кольцо, которое проходит через отопительный прибор первого этажа стояка *1* и второстепенное циркуляционное кольцо, проходящее через прибор второго этажа этого же стояка. Располагаемая разность давлений для этих колец согласно формуле (68) соответственно равна

$$\Delta p_{р_1} = \Delta p_н + Б\Delta p_{е_1}; \quad \Delta p_{р_2} = \Delta p_н + Б\Delta p_{е_2}.$$

Обозначим потерю давления в общих участках сети трубопроводов для указанных колец от точки *а* до точки *б* (участки *2—3—4—5*) через Δp_{2-5}. Располагаемые разности давлений в этих точках для участков *7* и *8* и участков *1* и *6* соответственно равны

$$\Delta p_{р_{7,8}} = \Delta p_н + Б\Delta p_{е_2} - \Delta p_{2-5};$$

$$\Delta p_{р_{1,6}} = \Delta p_н + Б\Delta p_{е_1} - \Delta p_{2-5}.$$

Решая совместно оба выражения, получим

$$\Delta p_{р_{7,8}} = \Delta p_{р_{1,6}} + Б(\Delta p_{е_2} - \Delta p_{е_1}).$$

Так как потеря давления в расчетных участках трубопровода должна равняться располагаемой разности давлений в них, из последнего выражения следует, что потеря давления на участке *7* и *8* кольца второго этажа должна быть равна потере давления на участках *1* и *6* основного циркуляционного кольца плюс разность естественных давлений во второстепенном и основном циркуляционных кольцах, учитываемая для систем с насосной циркуляцией с коэффициентом *Б*.

Из схемы, приведенной на рис. 19, видно, что сумма длин участков *7* и *8* и участков *1* и *6* одинакова. Вместе с тем, разность естественных давлений для кольца прибора второго этажа $\Delta p_{е_2}$ намного больше (до двух раз и более) величины $\Delta p_{е_1}$. В связи с этим даже приняв минимальные диаметры труб для участков 7 и 8, в ходе гидравлического расчета обычно не удается использовать избыточное давление для отопительных приборов второго этажа. Как правило, проектировщики предусматривают погашение этого избыточного давления кранами двойной регулировки на ответвлениях к приборам. Однако на практике

монтажная регулировка этих кранов не осуществляется, в результате чего в системе отопления вода в стояках перераспределяется, происходит так называемая вертикальная разрегулировка: в приборы верхнего этажа воды поступает больше, а в приборы нижнего этажа — меньше расчетного количества, причем, помещения верхнего этажа перегреваются, а нижнего — недогреваются. Кроме того, в двухтрубных системах отопления сопротивление стояков гораздо ниже рекомендуемых нормами 70 % общей потери давления в циркуляционном кольце, в результате чего для них также характерна горизонтальная разрегу-

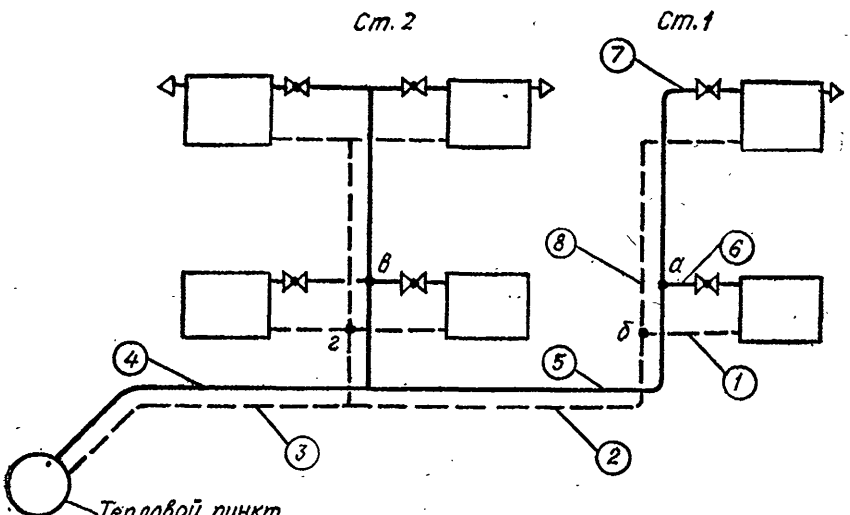


Рис. 20. Расчетная схема двухтрубной системы водяного отопления с нижней разводкой.

лировка; это является причиной гидравлической и тепловой неустойчивости двухтрубных систем водяного отопления с верхней разводкой, в связи с чем они применяются в зданиях не выше двух этажей при небольшой их протяженности.

В двухтрубных системах отопления с нижней разводкой наблюдается несколько иная картина, хотя расчетные зависимости здесь те же, что и в системах с верхней разводкой. Из схемы системы, приведенной на рис. 20, видно что сумма длин участков *7* и *8* намного больше суммы длин участков *1* и *6*. Поэтому здесь большая длина участков *7* и *8*, а следовательно, и большая потеря давления в них по сравнению с участками *1* и *6*, в какой-то мере погашает избыточное давление для циркуляционного кольца второго этажа. Поэтому двухтрубные системы с нижней разводкой более устойчивы в гидравлическом и тепловом отношении по сравнению с системами с верхней разводкой и могут применяться в зданиях в два и более этажей.

Индустриальность при изготовлении и монтаже, а также работоспособность системы отопления в процессе ее эксплуатации в значительной степени зависит от принятого способа расчета — с постоянными или переменными перепадами температур воды в стояках. Приведем сравнение обоих способов расчета.

Способ расчета систем отопления с $\Delta t_{ст} = \text{const}$ широко применяется в проектной практике. Двухтрубные системы отопления рассчитывают только по этому способу. Одинаковый перепад температур воды в стояках (для двухтрубных систем отопления и в каждом отдельном приборе) упрощает расчет отопительных приборов и трубопроводов, а также облегчает регулирование системы отопления по температуре охлажденной воды, которая должна быть одинаковой для всех стояков. Однако вынужденное из условий увязки давлений применение зачастую в однотрубных системах составных стояков, состоящих из труб разного диаметра, не способствует повышению индустриализации трубозаготовительных и монтажных работ, что и является одним из недостатков способа расчета при $\Delta t_{ст} = \text{const}$. Кроме того, добиться полной увязки давлений в циркуляционных кольцах систем, рассчитанных при $\Delta t_{ст} = \text{const}$, не удается. Таким образом, уже при проектировании закладываются невязки расходуемых давлений в смежных кольцах. Так как в любой действующей системе отопления в результате перераспределения теплоносителя в отдельных ее частях невязки отсутствуют, фактические расходы в ветвях, стояках и отопительных приборах не соответствуют расчетным. Это приводит к несоблюдению $\Delta t_{ст} = \text{const}$, в результате чего одни помещения перегреваются, а другие недогреваются. Следовательно, возникает необходимость в монтажной регулировке системы отопления.

Однотрубные системы отопления с переменными перепадами температур воды в стояках, предложенные А. И. Орловым еще в 1932 г., широко применяются и до настоящего времени. Сущность расчета таких систем заключается в том, что при принятом для всей системе отопления перепаде температур воды $\Delta t_{сист} = t_г - t_о$ перепад температур теплоносителя в стояках переменный, т. е. $\Delta t_{ст} \neq \text{const}$. Расходы воды в отдельных стояках $G_{ст}$ находят из условия увязки расходуемых давлений в циркуляционных кольцах, а величины $\Delta t_{ст}$ определяют по заданным тепловым нагрузкам стояков $Q_{ст}$ и вычисленным расходам воды $G_{ст}$ по следующему выражению:

$$\Delta t_{ст} = \frac{0{,}86 Q_{ст}}{G_{ст}}. \qquad (79)$$

Исключением является рассчитываемый первым в системе отопления стояк, для которого задаются значением $\Delta t_{ст}$ (методика расчета таких систем приведена далее).

Согласно существующим нормам, перепад температур воды в стояках $\Delta t_{ст}$ не должен отличаться от величины $\Delta t_{сист}$ более чем на ± 15 %. Величину расхождения этих величин в процессе гидравлического

расчета вычисляют по выражению

$$M = \frac{\Delta t_{сист} - \Delta t_{ст}}{\Delta t_{сист}} 100\ \%. \qquad (80)$$

В связи с увязкой расходуемых давлений в циркуляционных кольцах действительная картина работы системы отопления должна соответствовать расчетным условиям, и монтажная регулировка системы не требуется. В этом заключается одно из преимуществ систем отопления при $\Delta t_{ст} \neq$ const по сравнению с системами при $\Delta t_{ст} =$ const. Кроме того, использование способа расчета систем отопления с $\Delta t \neq$ $\neq$ const исключает или сводит к минимуму применение составных стояков.

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ВЕРТИКАЛЬНЫХ ОДНОТРУБНЫХ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

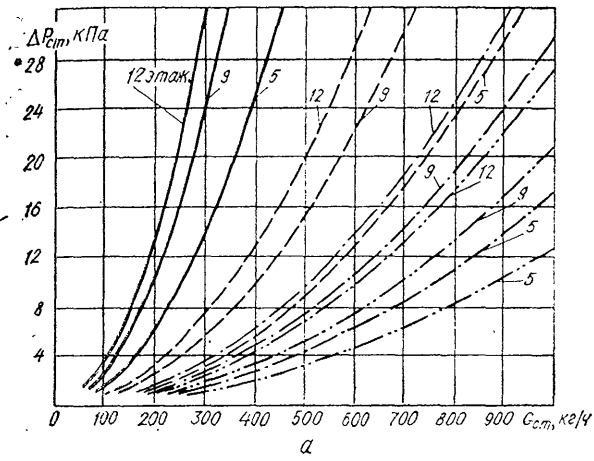
Для обеспечения гидравлической устойчивости и устранения горизонтальной разрегулировки этих систем потерю давления в стояках следует принимать не менее 70 % общей потери давления в рассчитываемом циркуляционном кольце [25]. При увязке потерь давления в смежных стояках величину естественного давления учитывают только в случаях, когда разница в их высотах составляет более 30 %. В системах отопления с нижней разводкой при конструкциях стояков с промежуточными параллельными перемычками и размещением последних на высоте не менее $^2/_3$ высоты стояка увязку потерь давления во внутренних циркуляционных кольцах можно выполнять без учета естественного давления. Однако при размещении перемычки ниже $^2/_3$ высоты стояка оно должно учитываться.

Предварительный подбор диаметров стояков производят в зависимости от расхода воды $G_{ст}$ и ориентировочной потери давления в них $\Delta p_{ст} = (0{,}7—0{,}8)\,\Delta p_р$. Предварительно диаметр труб радиаторного узла можно назначить, пользуясь графиками, приведенными на рис. 21, составленными для П-образных стояков при количестве этажей в здании 5, 9 и 12. Для этого на графиках подыскивают такой типа приборного узла, который ближе всего соответствует исходным данным — величинам $G_{ст}$ и $\Delta p_{ст}$. Согласно этим графикам предварительно можно определять диаметры стояков систем с верхней разводкой, уменьшив вдвое приведенное в них сопротивление стояков $\Delta p_{ст}$.

Однотрубный стояк даже при наличии в нем труб разного диаметра рассчитывают как один участок, характеристика сопротивления которого $S_{ст}$ равна сумме величин S входящих в него элементов.

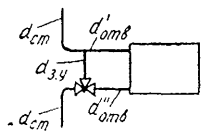
С целью повышения индустриализации заготовительных и монтажных работ следует принимать стояки постоянного диаметра по высоте (15 или 20 мм). Применение стояков диаметром 25 мм допускается при невозможности увязки потерь давления в циркуляционных кольцах. В многоэтажных бесчердачных зданиях при большой тепловой нагрузке отопительных приборов избежать применения стояков диаметром 25 мм можно, конструируя Т-образные или П-образные стояки с транзитным (холостым) подъемным участком. Если в процессе гидравличе-

ского расчета системы отопления с нижней разводкой стояк с одним диаметром труб не удается увязать по расходуемому давлению с другими стояками, существующие нормы допускают применение стояков,

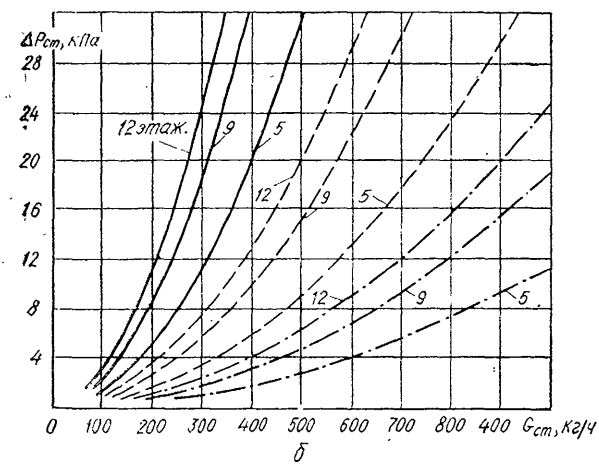


а

Схема приборного узла

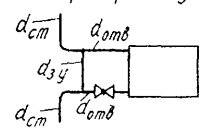


№ узла	Диаметры, мм				Обозначение на графике
	$d_{ст}$	$d_{з.у}$	$d'_{отв}$	$d''_{отв}$	
1	15	15	15	15	———
2	20	20	20	20	— — —
3	25	20	25	20	— · —
4	25	25	25	25	— ·· —



б

Схема приборного узла



№ узла	Диаметры, мм			Обозначение на графике
	$d_{ст}$	$d_{з.у}$	$d_{отв}$	
1	15	15	15	———
2	20	15	20	— — —
3	25	20	25	— · —

Рис. 21. Графики для предварительного определения потерь давления в однотрубных стояках радиаторных систем водяного отопления с нижней разводкой магистралей:
1 — проточно-регулируемых; *2* — со смещенными замыкающими участками.

у которых изменены диаметры «хвостовых» участков (от магистралей до нижних ответвлений к отопительным приборам первого этажа). В системах отопления с верхней разводкой с этой целью можно изменять диаметры узлов присоединения стояка к распределительной или сборной магистрали. Для уменьшения гидравлического сопротивления П-образного стояка допускается применение в нем промежуточной перемычки, которая обычно устраивается в верхней трети высоты стояка. Применение составных стояков, снижающих индустриальность систе-

мы отопления, возможно только в случаях, когда не удается добиться требуемой увязки потерь давления в циркуляционных кольцах. При этом в П-образных системах отопления разные диаметры составных стояков должны предусматриваться, как правило, на их подъемных и опускных участках.

При наличии в системе отопления стояков с относительно небольшой тепловой нагрузкой по сравнению с другими стояками и невозможности увязки расходуемых давлений в циркуляционных кольцах на стояках с малой тепловой нагрузкой следует, как исключение, предусматривать установку дроссельных шайб. Диаметр отверстия дроссельной шайбы, мм, определяют по формуле

$$d_ш = 3{,}54 \sqrt{\frac{G_{ст}}{\sqrt{\Delta p_ш}}}, \qquad (81)$$

где $G_{ст}$ — расход воды в стояке, кг/ч; $\Delta p_ш$ — требуемая потеря давления в шайбе, Па.

Определенный по формуле (81) диаметр отверстия в шайбе округляют до 0,5 мм в ближайшую сторону. Во избежание засорения шайбы величина $d_ш$ не должна быть менее 3 мм.

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ДВУХТРУБНЫХ И ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ОДНОТРУБНЫХ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Двухтрубные системы отопления обычно рассчитывают методом удельных потерь давления на трение при постоянном перепаде температур воды в стояках $\Delta t_{ст} = 95—70$ °С.

Двухтрубные системы водяного отопления рассчитывают в основном аналогично однотрубным. Отличительным обстоятельством является то, что в двухтрубных системах естественное давление от охлаждения воды в отопительных приборах различно для разных этажей. В связи с этим при расчете циркуляционных колец, проходящих через отопительные приборы различных этажей любого двухтрубного стояка, необходима увязка давлений в его узловых точках (см. ранее).

Гидравлический расчет горизонтальных однотрубных систем водяного отопления принципиально не отличается от расчета однотрубных вертикальных и может быть выполнен с постоянными и переменными перепадами температур воды в горизонтальных ветвях.

Ввиду того, что естественное давление от охлаждения воды в отопительных приборах различно для разных этажей, его следует учитывать при определении величины располагаемой разности давлений $\Delta p_р$ для каждой ветви по формуле (31).

После определения величины $\Delta p_р$ для ветвей, проходящих через отопительные приборы нижнего и верхнего этажей, назначают основное циркуляционное кольцо, с которого начинают гидравлический расчет трубопроводов.

Гидравлический расчет горизонтальных однотрубных систем отопления с редукционными вставками рекомендуется выполнять с постоянным перепадом температур воды в стояках. Характеристика сопротивления ветви, Па/(кг/ч)^2, определяется как сумма характеристик

противления стандартных приборных узлов с редукционными вставками $S_{уз}$ (табл. 10) и основного трубопровода постоянного или переменного диаметра $S_т$

$$S = \Sigma S_{уз} + S_т. \qquad (82)$$

Характеристика сопротивления основного трубопровода или части его при заданном постоянном диаметре рассчитывается по формулам при диаметре

$$d_y = 15 \text{ мм } S'_т = [28{,}6\,(L - 0{,}23n) + \Sigma\xi 1{,}08] \cdot 10^{-4}; \qquad (83)$$

при диаметре

$$d_y = 20 \text{ мм } S'_т = [5{,}74\,(L - 0{,}23n) + \Sigma\xi 3{,}18] \cdot 10^{-4}; \qquad (84)$$

при диаметре

$$d_y = 25 \text{ мм } S'_т = [1{,}72\,(L - 0{,}23n) + \Sigma\xi 1{,}23] \cdot 10^{-4}, \qquad (85)$$

Таблица 10. Гидравлические характеристики унифицированных приборных узлов горизонтальных систем отопления с редукционными вставками [17]

Тип отопительного прибора	$S_{уз} \cdot 10^4$, Па/(кг/ч)^2	α
Радиаторы чугунные и стальные панельные (РСВ и РСГ 2)	0,8	0,6
Конвекторы «Аккорд», «Ритм» и «Комфорт» ($d_y = 20$)	1,13	0,5
Чугунные ребристые трубы и гладкие трубы с $d_y = 70$—100 мм при двухрядной установке	0,92	0,55

Примечание. Приведенные в таблице значения $S_{уз}$ и α с достаточной точностью справедливы для одиночных и спаренных стальных радиаторов, а также для однорядной и двухрядной установки конвекторов «Аккорд».

где L — полная длина основного трубопровода или его части заданного диаметра, включая длину редукционных вставок, м; n — количество приборных узлов на участке основного трубопровода при заданном диаметре; $\Sigma\xi$ — сумма к. м. с. на рассчитываемой части основного трубопровода без учета сопротивления редукционных вставок.

При заданной располагаемой разности давлений $\Delta p_г^{тр}$ для рассчитываемой горизонтальной ветви определяется требуемая характеристика сопротивления основного трубопровода $S_т^{тр}$ по формуле

$$S_т^{тр} = \frac{\Delta p_г^{тр}}{G_г^2} - \Sigma S_{уз}, \qquad (86)$$

где $G_г$ — расход воды в ветви, кг/ч; $S_{уз}$ — сумма характеристик сопротивления всех приборных узлов в ветви, Па (кг/ч)^2.

Затем, подбирая с учетом величины $S_т^{тр}$ диаметр трубопровода ветви, рассчитывают фактическую характеристику его сопротивления $S_т$, вычисляют общую потерю давления в горизонтальной ветви $\Delta p_г = (S_т + \Sigma S_{уз}) G_г^2$ и сравнивают ее с величиной $\Delta p_г^{тр}$.

При получении недопустимой невязки (больше ± 15 %) корректируют диаметры, как правило, участков присоединения горизонтальных

ветвей к вертикальным сборным магистралям или вносятся другие конструкционные изменения (например, устанавливается другой тип запорной арматуры и т. п.).

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ С ПОПУТНЫМ ДВИЖЕНИЕМ ВОДЫ

Системы отопления с попутным движением воды проектируют только для однотрубных вертикальных систем с насосной циркуляцией, как правило в тех случаях, когда не удается добиться требуемой увязки давлений в циркуляционных кольцах систем с тупиковой разводкой. Рассчитывают такие системы методом характеристик сопротивления при постоянном перепаде температур воды в стояках, хотя можно использовать и переменный перепад.

В системах с попутным движением воды длины всех циркуляционных колец примерно равны. Если пренебречь незначительной разностью естественных давлений для различных стояков, что, как правило, делается, то и располагаемые разности давлений для всех циркуляционных колец также равны.

Расчет систем с попутным движением воды рекомендуется начинать с основного циркуляционного кольца, проходящего через средний наиболее нагруженный стояк. Определив диаметры труб и потери давления на всех расчетных участках этого кольца, приступают в расчету других циркуляционных колец, добиваясь увязки расходуемых давлений в узловых точках с точностью до ± 5 %. Но существует и другая последовательность расчета. Сначала рассчитывают циркуляционное кольцо через первый по ходу движения воды стояк с определением диаметров труб сборной магистрали, а затем кольцо, проходящее через последний по ходу движений воды стояк, с определением диаметров труб распределительной магистрали. В результате такого расчета вычисляются располагаемые давления для остальных стояков как разность давлений в распределительном и сборном трубопроводах в точках присоединения стояков.

В остальном расчет систем отопления с попутным движением воды аналогичен расчету систем с тупиковой схемой разводки магистралей.

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА ОДНОТРУБНОЙ ТУПИКОВОЙ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ С ПЕРЕМЕННЫМ ПЕРЕПАДОМ ТЕМПЕРАТУР ВОДЫ В СТОЯКАХ

Гидравлический расчет трубопроводов можно выполнять по двум вариантам. При первом расчет начинают с последнего по ходу движения горячей воды стояка основного циркуляционного кольца, по второму — через первый по ходу движения воды стояк. При этом различием разности естественных давлений для различных стояков пренебрегают, определяя величину Δp_e как для стояка с постоянным перепадом температур воды $\Delta t_{ст} = \Delta t_{сист}$. Расчет по первому варианту более трудоемкий, так как требует увязки давлений и расходов теплоносителя в параллельных ветвях системы отопления с пересчетом их значе-

ний по формулам, приведенным в [23, 34]. Поэтому рассмотрим последовательность расчета системы отопления, схема которой представлена на рис. 17, по второму варианту при определенной предварительно величине $\Delta p_ц$.

Расчет начинают с общих для ветвей магистральных участков $ЭУ - A$ и $Э'У' - A'$. Расход воды на этих участках $G_{ЭУ-A}$ и $G_{Э'У'-A'}$, являющийся общим для системы отопления, определяют при принятом для системы перепаде температур $\Delta t_{сист}$. Приняв диаметры этих участков, по выражению (62) вычисляют для них характеристики сопротивления $S_{ЭУ-A}$ и $S_{Э'У'-A'}$, а затем по формуле (59) определяют потери давления в них $\Delta p_{ЭУ-A}$ и $\Delta p_{Э'У'-A'}$. Далее аналогично рассчитывают участки $A - 3$ и $A' - 3'$, определив расходы воды в них также по величине $\Delta t_{сист}$ и вычислив потери давления Δp_{A-3} и $\Delta p_{A'-3'}$.

Приступают к расчету стояка *3*. Потерю давления в нем определяют вычитая из величины $\Delta p_р$ (с учетом 10 %-го запаса) потери давления в ранее рассчитанных участках магистралей

$$\Delta P_{ст.3} = 0{,}9\Delta p_р - (\Delta p_{ЭУ-A} + \Delta p_{Э'У'-A'} + \Delta p_{A-3} + \Delta p_{A'-3'}).$$

Вычисленная потеря давления в стояке 3 $\Delta p_{ст.3}$ по существующим рекомендациям должна составлять не менее 70 % величины $\Delta p_р$. Учитывая, что стояк *3* является в тупиковой ветви первым по ходу движения горячей воды и его сопротивление должно быть наибольшим по сравнению с другими стояками ветви, потерю давления в нем следует принимать порядка 80 % величины $\Delta p_р$. Если это условие не соблюдается, меняют диаметры ранее рассчитанных участков магистральных трубопроводов $ЭУ - 3$ и $Э'У' - 3'$. Затем согласно графикам (см. рис. 21), принимают диаметр стояка *3*, вычисляют для него характеристику сопротивления $S_{ст.3}$, а затем определяют расход воды в нем $G_{ст.3}$ по формуле (60). Далее по тепловой нагрузке стояка *3* $Q_{ст.3}$ и расходу воды в нем $G_{ст.3}$ по формуле (79) подсчитывают перепад температур в нем $\Delta t_{ст.3}$. Если величина $\Delta t_{ст.3}$ вышла за допустимые пределы, задаются другим диаметром стояка *3* и переделывают расчет до получения приемлемых результатов.

Затем переходят к расчету магистральных участков $3 - 2$ и $3' - 2'$, расход воды в которых определяют как разность расходов воды в участках $A - 3$ и $A' - 3'$ и стояке *3*, т. е. $G_{3-2} = G_{3'-2'} = G_{A-3} - G_{ст.3} = G_{A'-3'} - G_{ст.3}$. Расчет участков $3 - 2$ и $3' - 2'$ аналогичен расчету участков $A - 3$ и $A' - 3'$.

Затем приступают к расчету стояка *2*. Потеря давления в нем должна быть равна потере давления в стояке *3* за вычетом потерь давления в участках $3 - 2$ и $3' - 2'$, т. е. $\Delta p_{ст.2} = \Delta p_{ст.3} - (\Delta p_{3-2} + \Delta p_{3'-2'})$. Дальнейший расчет стояка *2* аналогичен расчету стояка *3*.

Расчет последнего по ходу движения горячей воды стояка *1* несколько отличается от расчета предыдущих стояков. Для него известными являются как потери давления $\Delta p_{ст.1}$, равные потери давления в стояке $2\,\Delta p_{ст.2}$, так и расход в нем, определяемый как разность расходов теплоносителя на участках $2 - 3$ или $2' - 3'$ и стояке *2*, т. е. $G_{ст.1} = G_{2-3} - G_{ст.2} = G_{2'-3'} - G_{ст.2}$. Перепад температуры воды в стояке *1* $\Delta t_{ст.1}$ определяем по формуле (79) при известных значениях

$Q_{ст.1}$ и $G_{ст.1}$. Если величина $\Delta t_{ст.1}$ выходит за допустимые пределы, необходимо пересчитать расчетные участки ветви A — ст. *1* — A' до получения приемлемых результатов. Величина $\Delta t_{ст.1}$ может выйти за допустимые пределы, если расход теплоносителя оказался в стояке *1* слишком большим или наоборот — незначительным. В обоих случаях следует изменить диаметры предшествующих стояков ветви, что вызовет перераспределение расходов воды в них.

При обеспечении допустимого перепада температур воды в стояке *1* вычисляют необходимую характеристику его сопротивления $S'_{ст.1}$ по формуле (61). Затем подбирают такую конструкцию стояка *1*, чтобы его характеристика $S_{ст.1}$ как можно ближе совпадала с величиной $S'_{ст.1}$. Следует отметить, что не всегда удается принять стояк *1* одного диаметра, в таких случаях подбирают различные диаметры труб непосредственно стояка *1* и участков магистралей *2* — *1* и *2'* — *1'*, являющихся продолжением стояка *1*, или даже принимают, как исключение, составную конструкцию этого стояка с различными диаметрами труб приборных узлов по его высоте.

Расчет ветви A — Ст. *6* — A' аналогичен приведенному выше расчету ветви A — Ст. *1* — A'.

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА ОДНОТРУБНОЙ ТУПИКОВОЙ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ С ПОСТОЯННЫМ ПЕРЕПАДОМ ТЕМПЕРАТУР ВОДЫ В СТОЯКАХ

Гидравлический расчет трубопроводов систем отопления с $\Delta t = \text{const}$, также как и систем с $\Delta t \neq \text{const}$, можно выполнять по двум вариантам: начиная с последнего по ходу движения горячей воды стояка и через первый по ходу движения воды стояк. По сравнению с системами с $\Delta t \neq \text{const}$ здесь расходы воды на расчетных участках определяют до подбора диаметров труб, что упрощает расчет трубопроводов. Рассмотрим последовательность расчета системы отопления с нижней разводкой, схема которой приведена на рис. 22, по обоим вариантам при определенной величине $\Delta p_р$. Различием разности естественных давлений для различных стояков пренебрегаем.

Вариант 1. Предположим, что основное циркуляционное кольцо проходит через стояк *1*. По вычисленному значению расхода воды $G_{ст.1}$ подбираем такую конструкцию стояка *1*, чтобы ориентировочная потеря давления в нем, определенная по графикам рис. 21, приближалась к рекомендуемой нормами величине $0{,}7\Delta p_р$. По принятой конструкции стояка *1* определяем его характеристику сопротивления $S_{ст.1}$ а затем по формуле (59) потерю давления в нем $\Delta p_{ст.1}$.

Приступаем к расчету стояка *2*, для которого располагаемой разностью давлений $\Delta p'_{ст.2}$ является потеря давления в стояке *1*, так как оба этих стояка имеют общие (узловые) точки *2* и *2'*. По формуле (61) вычисляем требуемую характеристику стояка 2 $S_{ст.2}$. Подбираем такую характеристику стояка 2, чтобы его суммарная характеристика сопротивлений была равна или близка к величине $S'_{ст.1}$ (разница не должна составлять более ± 15 %). Определив действительную ха-

рактеристику стояка $2S_{ст.2}$ по формуле (62), вычисляем потерю давления в нем $\Delta p_{ст.2} = S_{ст.2} \cdot G_{ст.2}$. Затем вычисляем невязку давлений, которая не должна превышать ±15 %, по формуле (56).

Приступаем к расчету участков магистральных трубопроводов *2 — 3* и *2′ — 3′*. Расход воды на этих участках равен сумме расходов воды в стояках *1* и *2*: $G_{2-3} = G_{2'-3'} = G_{ст.1} + G_{ст.2}$. Пользуясь табл. 8, по величинам G_{2-3} и $G_{2'-3'}$ принимаем диаметр труб этих участков. Затем по формуле (62) вычисляем характеристику сопротивлений S_{2-3} и $S_{2'-3'}$, а по формуле (59) определяем потери давления Δp_{2-3} и $\Delta p_{2'-3'}$.

Стояк *3* рассчитываем с определения располагаемой разности давлений для него $\Delta p'_{ст.3}$, которая равна сумме потерь давления в стояке

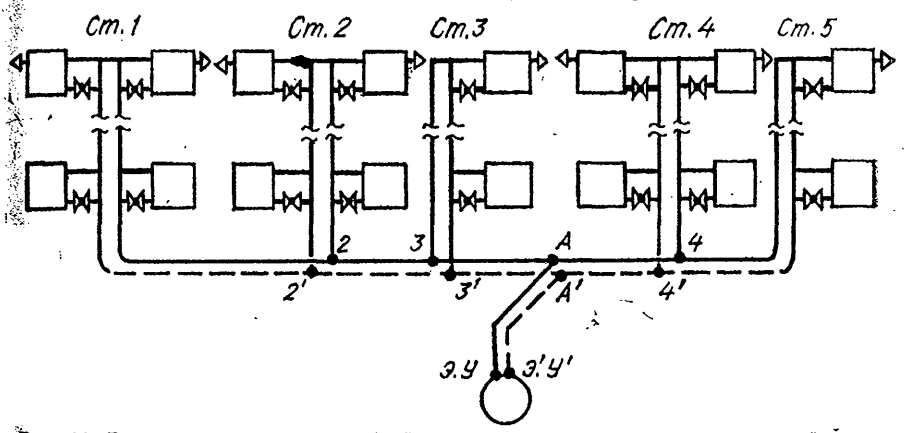


Рис. 22. Расчетная схема однотрубной системы водяного отопления с нижней разводкой:

1 и участках *2 — 3* и *2′ — 3′* $\Delta p_{ст.3} = \Delta p_{ст.1} + \Delta p_{2-3} + \Delta p_{2'-3'}$, а затем ведем расчет аналогично стояку *2*.

Расчет ветви *A* — ст. *1* — *A′* заканчиваем расчетом участков *3 — A* и *3′ — A′* по налогии с участками *2 — 3* и *2′ — 3′*. Потерю давления в ветви *A* — ст. *1* — *A′* $\Delta p_{A-ст.1-A'}$ определяем как сумму потерь давления в стояке *1* и участках *2 — 3*, *2′ — 3′*, *3 — A* и *3′ — A′*.

Заканчиваем расчет трубопроводов основного циркуляционного кольца расчетом участков *A — ЭУ* и *A′ — Э′У′*. Определив потерю давления на участках *A — ЭУ* и *A′ — Э′У′*, подсчитывают потерю давления в системе отопления $\Delta p_{сист} = \Delta p_{A-ст.1-A'} + \Delta p_{A-ЭУ} + \Delta p_{A'-Э'У'}$. Запас на неучтенные сопротивления должен составлять до 10 % величины $\Delta p_р$. Если запас не находится в рекомендуемых пределах, диаметры магистральных трубопроводов меняют, в первую очередь участков *A — ЭУ* и *A′ — Э′У′*, а если этого будет недостаточно, других участков (например, *3 — A* и *3′ — A′*) до получения приемлемых результатов.

Ветвь *A* — ст. *5* — *A′* рассчитывают аналогично ветви *A* — ст. *1* — *A′*. Невязка давлений в общих для них точках *A* и *A′*, вычисляемая по выражению (56), не должна превышать ±15 %.

Вариант 2. Последовательность расчета трубопроводов по второму варианту принципиально не отличается от расчета второго варианта системы отопления с $\Delta t \neq \text{const}$ (см. ранее). Отличительным является то, что здесь расходы воды во всех расчетных участках можно определить заблаговременно, а невязка до ± 15 % принимается не для $\Delta t_{ст}$, а для давлений в узловых точках.

Предпочтительнее вести гидравлический расчет трубопровода по второму варианту, т. е. через первый по ходу движения горячей воды стояк тупиковой ветви, стараясь максимально использовать в нем располагаемую разность давлений $\Delta p_р$.

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ СРТ

Гидравлический расчет систем отопления СРТ выполняют методом характеристик сопротивления с переменным перепадом температур воды в стояках.

Гидравлическое сопротивление системы определяют по формуле

$$\Delta p_{срт} = SG^2 + \Delta p_{рт} - \Delta p_е, \qquad (87)$$

где S — гидравлическая характеристика системы, Па/(кг/ч)^2; $\Delta p_{рт}$ — гидравлическое сопротивление группы регенераторов РТ по межтрубному пространству, Па; $\Delta p_е$ — естественное давление, учитываемое в размере 40 % его расчетной величины, которое приближенно может быть определено по формуле $\Delta p_е = 290 n_{эт} (1 - \bar{q}_{л.к})$, Па (где $n_{эт}$ — число этажей в здании).

Величину $\Delta p_{рт}$, Па, рассчитывают по зависимостям:

для системы по схеме *А* $\Delta p_{рт} = 1{,}25 c G^2 \Sigma l_{рт}$;

для системы по схеме *Б* $\Delta p_{рт} = 10 c G^2 \Sigma l_{рт}$,

где $\Sigma l_{рт}$ — суммарная длина всех РТ в системе, м, определяемая по результатам подготовительного расчета (см. с.38, 39); c — коэффициент, принимаемый по табл. 6.

При расчете необходимо следить, чтобы гидравлическое сопротивление группы регенераторов тепла $\Delta p_{рт}$ не превышало 25 % общего гидравлического сопротивления системы (или располагаемого давления на вводе теплосети в здание). При нарушении этого соотношения выбранную ранее конструкцию РТ (или количество подсистемы в системе СРТ) меняют с таким расчетом, чтобы величина $\Delta p_{рт}$ уменьшилась. Гидравлическое сопротивление РТ при движении воды по внутренней трубе учитывается при расчете гидравлической характеристики системы S.

Величина гидравлической характеристики системы отопления СРТ определяется как сумма характеристик сопротивления последовательно и параллельно расположенных расчетных участков с использованием известных зависимостей (64), (65), (66).

Рекомендуется при определении расхода воды $G_{ст}$ (кг/ч) в стояках подсистем с тупиковой схемой разводки магистралей использовать формулу

$$G_{ст} = G \sqrt{\frac{S''_п}{S_{ст}}}, \qquad (88)$$

где G — расход воды на участке магистрали до рассчитываемого стояка, кг/ч; $S_{ст}$ — характеристика сопротивления стояка, Па/(кг/ч)^2; $S''_п$ — суммарная характеристика сопротивления части подсистемы, включающей расчетный стояк и параллельную этому стояку часть подсистемы, Па/(кг/ч)^2.

Последовательность расчетов гидравлической характеристики системы и отдельных ее частей, расходов воды и перепадов температур воды в стояках приведена на с. 90—95.

Перепады температур воды в отдельных стояках $\Delta t_{ст}$ последней подсистемы не должны отличаться от расчетного перепада температур в этой подсистеме $\Delta t_п$ больше чем на ± 5 °С. Для стояков других (высокотемпературных) подсистем допускается отклонение $\Delta t_{ст}$ от расчетного значения $\Delta t_п$ на ± 8 °С. Во всех случаях следует стремиться к достижению возможно более близких значений $\Delta t_{ст}$ одной и той же подсистемы.

Диаметры трубопроводов на участках между РТ и на ответвлениях к подсистемам должны выбираться с учетом направления движения воды при скоростях, приближающихся к предельно допустимым (см. табл. 8).

Гидравлическое сопротивление системы СРТ, подсчитанное по формуле (87), не должно превышать величину располагаемого давления на вводе теплосети в здание с учетом запаса до 20 ÷ 30 %. При типовом проектировании гидравлическое сопротивление системы СРТ не должно превышать 120 кПа. Если в результате расчета при заданных диаметрах стояков и трубопроводов величина $\Delta p_{срт}$ не отвечает вышеуказанным условиям, то конструктивную схему СРТ корректируют: переконструируют подсистему так, чтобы гидравлическое сопротивление стояков уменьшилось (увеличивают их диаметр, предусматривают перемычки между подъемными и опускными участками П-образных стояков, П-образные стояки меняют на Т-образные или на стояки с холостой ветвью); уменьшают количество подсистем (в системе отопления по схеме *Б*); увеличивают диаметры трубопроводов на участке от регенератора теплоносителя до ближайшего стояка подсистемы.

При гидравлическом расчете систем отопления СРТ необходимо определить предельное значение давления воды в обратном трубопроводе на вводе тепловой сети в здание $p_о$, при котором возможно использование проекта с принятыми отопительными приборами. Это давление, $p_о$ (10^4 · Па), находят по формуле

$$p_о = p_д - \Delta p_{срт} + \Delta p_{рт} + \Delta p' + h, \qquad (89)$$

где $p_д$ — допустимое давление для отопительных приборов, принятых в проекте, 10^4 · Па; $\Delta p'$ — потеря давления в подающем трубопроводе от узла ввода до первого по ходу движения воды прибора нижнего этажа, 10^4 · Па; h — высота установки самого низкого прибора над узлом ввода, м.

Возможно решение обратной задачи — в зависимости от заданного на вводе тепловой сети давления в обратном трубопроводе подбирают соответствующий этому давлению тип отопительных приборов с проверкой величины $p_о$ по формуле (89). Так, при больших значениях $p_о^{тр}$

может возникнуть необходимость в установке отопительных приборов, рассчитанных на давление 1 МПа (например, конвекторов) по всей системе или только на нижних этажах.

Полученные в результате гидравлического расчета значения расходов воды и перепадов температур воды в стояках должны быть использованы для теплового расчета отопительных приборов.

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Тепловой расчет отопительных приборов предусматривает определение площади их поверхности, обеспечивающей требуемый тепловой поток от теплоносителя к отапливаемому помещению.

Вид отопительных приборов, их расположение в помещении и способ присоединения к трубопроводам системы отопления, влияющими на величину площади поверхности приборов, а также количество мест установки приборов в помещении определяют в результате выбора системы отопления в соответствии с нормативными требованиями.

В общем случае необходимая для установки в помещении эквивалентная площадь поверхности нагрева приборов $F_{пр}$ вычисляется по одной из формул

$$F_{пр} = \frac{Q_{пр}}{q_э}\beta_1 - \frac{Q_{тр}}{q'_э} \qquad (90)$$

или

$$F_{пр} = F_э - F_{тр}, \qquad (91)$$

где $Q_{пр}$ — расчетная тепловая нагрузка прибора, Вт; $Q_{тр}$ — полезная теплоотдача теплопроводов, открыто проложенных в помещении, Вт; $q_э$, $q'_э$ — плотность теплового потока, передаваемого, соответственно, через 1 м² эквивалентной площади поверхности прибора и теплопровода, Вт/м²; β_1 — поправочный коэффициент, учитывающий фактическое понижение температуры воды по отношению к расчетному значению при ее остывании в неизолированных стояках (ветвях) системы отопления, который принимается по справочным данным [23]; $F_э = \frac{Q_{пр}}{q_э}\beta_1$ — требуемая площадь поверхности отопительных приборов, экм; $F_{тр} = \frac{Q_{тр}}{q'_э}$ — полезная площадь поверхности нагрева теплопроводов открыто проложенных в помещении.

Плотность теплового потока, передаваемого через 1 м² эквивалентной площади поверхности отопительного прибора, определяется по следующим зависимостям вида:

для секционных и панельных радиаторов $q_э = m\Delta t_т^{n+1}\left(\frac{\overline{G}}{F_п}\right)^p$;

для остальных приборов $q_э = m\Delta t_т^{n+1}\overline{G}^p$,

где $\Delta t_т$ — температурный напор, °С, определяемый по формулам (38), (44); m — эмпирический коэффициент; n, p — эмпирические показатели, степени, учитывающие влияние на коэффициент теплопередачи конструктивных особенностей прибора и условий его работы в системе отопле-

ния; $\bar{G} = \frac{G_{пр}}{G_c}$ — относительный расход воды через прибор; $G_{пр}$ — действительный расход воды, кг/ч; G_c — стандартный расход, кг/ч, принятый при испытании приборов данного типа (для конвекторов G_c равен 300 кг/ч, для ребристых труб $G_c = 35$ кг/ч, для секционных и панельных радиаторов $G_c = 17{,}4$ кг/ч на 1 м² эквивалентной площади).

Расчетные формулы со значениями числовых показателей m, n, p, определенными экспериментально для каждого вида отопительных приборов, приведены в литературе [1, 21]. Такие формулы ввиду их громоздкости и сложности, наиболее приемлемы при расчете отопительных

Таблица 11. **Плотность теплового потока отопительных приборов при стандартных условиях $q_{э.с}$**

Отопительный прибор	Стандартные условия		Плотность теплового потока $q_{э.с}$ при схеме подачи воды в прибор		
	Температурный напор $\Delta t_т$, °С	Массовый расход G_c, кг/ч	сверху — вниз	снизу — вверх	снизу — вниз
Радиаторы чугунные	64,5	17,4	506	404	455
Радиаторы стальные панельные	64,5	17,4	506	428	—
Конвекторы	64,5	300	506	506	—
Трубы ребристые чугунные	64,5	35	506	При горизонтальном расположении	
Гладкотрубные приборы из стальных труб $d_у = 32$ мм	64,5	—	506		
То же, $d_у = 40$—100 мм	64,5	—	450		

приборов на ЭВМ. В практике безмашинного расчета удобнее пользоваться упрощенной формулой

$$q_э = q_{э.с} \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_2, \qquad (92)$$

где $q_{э.с}$ — плотность теплового потока, передаваемого через 1 м² эквивалентной площади поверхности прибора при стандартных условиях ($\Delta t_{т.с} = 64{,}5$ °С, $\bar{G} = 1{,}0$ и т. д.); принимается для каждого вида отопительных приборов по табл. 11; φ_1 — поправочный коэффициент, учитывающий изменение тепловой мощности прибора при отличии расчетного температурного напора $\Delta t_т$ от стандартного $\Delta t_{т.с}$, определяется по табл. 12; φ_2 — поправочный коэффициент, учитывающий изменение тепловой мощности прибора, при отличии расчетного массового расхода воды через прибор $G_{пр}$ от стандартного G_c, определяется по табл. 13.

При этом расчетные температурный напор $\Delta t_т$ и расход воды через прибор $G_{пр}$ определяются по формулам (38), (39), (40), (44), (45), (46) в зависимости от принятого в проекте вида системы отопления.

При расчете $q_э$ можно пользоваться также вспомогательными таблицами и номограммами, приведенными в справочной литературе [23, 34].

Таблица 12. **Поправочный коэффициент φ_1, учитывающий влияние температурного**

Тип прибора	Схема присоединения прибора	Показатель степени
Чугунные радиаторы	Сверху — вниз	1,3
	Снизу — вниз	1,15
	Снизу — вверх	1,25
Стальные радиаторы типа РСВ	Сверху —вниз; снизу — вверх	1,3
Стальные радиаторы типа РСГ2 четырехходовые однорядные и двухрядные	Сверху — вниз	1,3
	Снизу — вверх	1,25
Конвекторы «Комфорт-20» и «Ритм»	—	1,35
КВ-20	—	1,25
«Аккорд»	—	1,20
Чугунные ребристые трубы	—	1,3
Приборы из гладких труб	—	1,32

Примечания: 1. Коэффициент φ_1 рассчитан по формуле $\varphi_1 = (\Delta t_т /64,5)^{n}$. 2. Для всех коэффициент φ_1 не зависит от схемы присоединения прибора к стояку (ветви).

Входящая в формулу (90) величина полезной теплоотдачи теплопроводов, открыто проложенных в помещении, $Q_{тр}$ определяется с использованием специальных таблиц [1, 23], в зависимости от количества мест установки приборов в помещении, от положения и протяженности труб, их диаметра, разности температур теплоносителя $t_{ср.т}$ в трубах и воздуха в помещении $t_в$.

Полезная площадь поверхности нагрева отопительных трубопроводов, открыто проложенных в помещении, с допустимой точностью может рассчитываться по формуле

$$F_{тр} = f_{э.в} l_в + f_{э.г} l_г, \qquad (93)$$

где $l_в$, $l_г$ — длина, соответственно, вертикальных и горизонтальных участков труб приборного узла, а также транзитных участков магистралей или стояков при их наличии в помещении, м; $f_{э.в}$, $f_{э.г}$ — полезная площадь поверхности нагрева 1 м, соответственно, вертикальных

Таблица 13. **Поправочный коэффициент φ_2, учитывающий влияние расхода воды стандартных условиях**

Тип прибора	Схема присоединения			
		17,4	20	35
Чугунные радиаторы	Сверху — вниз	1,0	1,005	1,02
	Снизу — вниз	1,0	1,01	1,06
	Снизу — вверх	1,0	1,01	1,05
Стальные радиаторы типа РСВ	Сверху — вниз	1,0	1,0	1,01
	Снизу — вверх	1,0	1,005	1,035
Стальные радиаторы типа РСГ2	Сверху — вниз	1,0	1,005	1,02
четырехходовые	Снизу — вверх	1,0	1,015	1,05
Конвекторы «Комфорт-20» и «Ритм»		0,69	0,7	0,76
КВ-20		0,75	0,76	0,80
«Аккорд»		0,855	0,85	0,885
Чугунные ребристые трубы		0,95	0,955	1,0
Приборы из гладких труб				

Примечание. Для чугунных и стальных радиаторов РСВ поправочный коэффициент φ_2 и принимают равным φ_2 при расходе 125 кг/ч; для стальных радиаторов РСГ2 поправочный

напора $\Delta t_т$ на теплоплотность $q_{э.с}$ при стандартных условиях

Температурный напор, $\Delta t_т$, °С											
40	50	60	64,5	70	80	90	100	110	120	130	140
0,54	0,72	0,91	1,0	1,11	1,32	1,54	1,77	2,0	2,24	2,49	2,74
0,58	0,75	0,92	1,0	1,10	1,28	1,47	1,66	1,85	2,04	2,24	2,44
0,55	0,73	0,91	1,0	1,11	1,31	1,52	1,73	1,95	2,17	2,40	2,63
0,54	0,72	0,91	1,0	1,11	1,32	1,54	1,77	2,0	2,24	2,49	2,74
0,54	0,72	0,91	1,0	1,11	1,32	1,54	1,77	2,0	2,24	2,49	2,74
0,55	0,73	0,91	1,0	1,11	1,31	1,52	1,73	1,95	2,17	2,40	2,63
0,52	0,71	0,91	1,0	1,12	1,34	1,57	1,81	2,06	2,31	2,58	2,85
0,55	0,73	0,91	1,0	1,11	1,31	1,52	1,73	1,95	2,17	2,40	2,63
0,56	0,74	0,92	1,0	1,10	1,29	1,49	1,69	1,90	2,11	2,32	2,53
0,54	0,72	0,91	1,0	1,11	1,32	1,54	1,77	2,0	2,24	2,49	2,74
0,53	0,71	0,91	1,0	1,11	1,33	1,55	1,78	2,02	2,27	2,52	2,78

видов конвекторов, чугунных ребристых труб и приборов из гладких труб поправочный

и горизонтальных теплопроводов, экм/м, принимается с учетом диаметра теплопровода. **Полезная площадь поверхности нагрева 1 м вертикальных и горизонтальных теплопроводов:**

$d_у$, мм	15	20	25	32	40	50	70	80	100
$f_{э.в}$	0,1	0,125	0,155	0,185	0,22	0,26	0,31	0,37	0,44
$f_{э.г}$	0,13	0,16	0,195	0,23	0,27	0,334	0,405	0,465	0,55

С целью упрощения формулы (90) выразим $q'_э$ через $q_э$, учитывая, что теплоплотность отопительного теплопровода $q'_э$ не зависит от расхода и схемы подачи воды, а при схеме подачи воды сверху — вниз для всех приборов и теплопроводов $q_{э.с} = q'_{э.с} = 506$ Вт/экм (см. табл. 11). Тогда $F_{пр} = \left(\frac{Q_{пр}}{506\varphi_1\varphi_2}\beta_1 - \frac{Q_{тр}}{506\varphi_1}\right)$. Принимая с некоторым

и схемы присоединения прибора (или блока приборов) на теплоплотность $q_{э.с}$ при

Расход воды, кг/ч							
60	100	125	200	300	500	600	1000
1,04	1,055	1,06	1,075	1,09	1,11	1,115	1,13
1,1	1,15	1,17	1,215	1,255	1,305	1,32	1,38
1,09	1,13	1,14	1,185	1,22	1,265	1,275	1,325
1,015	1,02	1,02	1,03	1,035	1,045	1,046	1,053
1,055	1,08	1,09	1,12	1,135	1,16	1,17	1,2
1,035	1,05	1,055	1,065	1,08			
1,1	1,15	1,16	1,22	1,26			
0,85	0,93	0,94	0,98	1,0	1,03	1,05	—
0,83	0,9	0,91	0,95	1,0	1,055	1,08	—
0,925	0,95	0,96	0,98	1,0	—	—	—
1,04	1,09	1,1	1,15	1,185	1,23	1,25	1,3

При всех значениях расхода воды $\varphi_2 = 1{,}0$

приведен для значений $\overline{G}/F'_{пр} \leqslant 7$, при $\overline{G}/F'_{пр} > 7$ коэффициент φ_2 не зависит от расхода воды коэффициент φ_2 при расходе воды $G >$ 300 кг/(ч·м²) равен φ_2 при расходе $G = 300$ кг/(ч·м²).

допущением, что $q_э'$ и $q_э$ в равной мере зависят от $\Delta t_т$, т. е. коэффициент φ_1 имеет одинаковые значения, и зная, что $q_э = 506\varphi_1\varphi_2$ (92), получим

$$F_{пр} = \frac{Q_{пр}}{q_э}\beta_1 - \frac{Q_{тр}}{q_э\varphi_2} = \frac{Q_{пр}}{q_э}\beta_1 - \frac{F_{тр}}{\varphi_2}. \quad (94)$$

Для радиаторов, у которых при схеме подачи воды в прибор снизу — вверх и снизу — вниз $q_{э.с}$ имеет меньшее значение, чем $q'_{э.с} = 506$ Вт/м² (см. табл. 11) в (94) вводится соответствующая поправка. С учетом вышеизложенного расчетная формула для определения площади поверхности нагрева приборов в помещении примет вид

$$F_{пр} = \frac{Q_{пр}}{q_э}\beta_1 - \frac{F_{тр}}{a\varphi_2}, \quad (95)$$

где a — поправочный коэффициент; для всех приборов, присоединенных к стояку по схеме сверху — вниз, $a = 1{,}0$; при расчете чугунных радиаторов, присоединенных к стоякам (ветви) по схеме снизу—вверх, $a = 0{,}8$, то же, по схеме снизу —вниз $a = 0{,}9$; при расчете стальных панельных радиаторов, присоединенных по схеме снизу — вверх, $a = 0{,}85$.

Для унифицированных стандартных приборных узлов однотрубных систем отопления усредненные значения $F_{тр}$ приведены в табл. 14. Для двухтрубных систем отопления значения $F_{тр}$ могут приниматься также по табличным данным [23, 34].

Так как для определения $Q_{тр}$ и $F_{тр}$ необходимо знать диаметры трубопроводов, тепловой расчет отопительных приборов по формулам (90), (91), (95) производится, как правило, после гидравлического расчета системы. При необходимости (до гидравлического расчета) определить $F_{тр}$ допускается ориентировочно задаться конструкцией и диаметром труб приборного узла (по рекомендациям [34]) с последующим гидравлическим расчетом и уточнением $F_{тр}$ в помещениях, где расчетные диаметры труб не соответствуют предварительно выбранным.

При скрытой прокладке трубопроводов системы отопления в бороздах наружных стен их полезная теплоотдача $Q_{тр}$ может приниматься ориентировочно в 1,2 раза меньше, чем у открыто проложенных теплопроводов, или уточняться специальным расчетом [16].

Конечной целью расчета отопительных приборов является определение числа элементов прибора или его типоразмера (марки).

Чугунные радиаторы разных типов применяются в системах отопления зданий любого назначения. Отечественной промышленностью осваивается серийное производство новых чугунных радиаторов: с увеличенной длиной головки секции (МС-140) и с промежуточными ребристыми элементами.

Для чугунных секционных радиаторов минимальное при данной расчетной поверхности нагрева $F_{пр}$ количество секций n_c, может определяться по формулам:

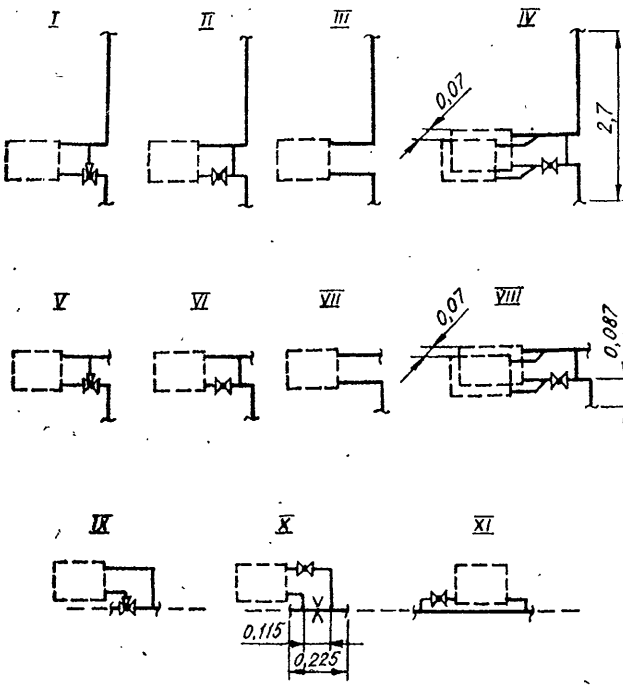
для радиаторов типа М-140

$$n_c = \frac{F_{пр}\beta_2 - 0{,}06}{1{,}02 \cdot f_э}; \quad (96)$$

Таблица 14. Усредненные значения полезной площади поверхности нагрева $F_{тр}$ унифицированных приборных узлов систем водяного отопления

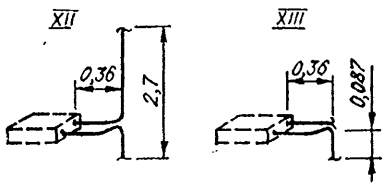
Эскиз узла	Тип узла	Диаметр стояка (ветви), мм		
		15	20	25

Приборные узлы с радиаторами (чугунными, стальными) и конвекторами «Аккорд»



I	0,35 / 0,40	0,43 / 0,49	0,53 / 0,58
II	0,42 / 0,45	0,50 / 0,54	0,61 / 0,66
III	0,32 / 0,37	0,40 / 0,46	0,48 / 0,53
IV	0,47	0,56	0,68
V	0,12 / 0,10	0,14 / 0,11	0,18 / 0,14
VI	0,18 / 0,16	0,20 / 0,17	0,25 / 0,21
VII	0,10 / 0,10	0,12 / 0,12	0,15 / 0,15
VIII	0,23 / 0,21	0,26 / 0,23	0,32 / 0,28
IX	0,16 / 0,14	0,2 / 0,17	0,25 / 0,21
X	—	0,2 / 0,17	—
XI	0,28	0,36	0,44

Приборные узлы с конвектором «Комфорт-20»



XII	0,35	0,44	0,54
XIII	0,12	0,15	0,18

Примечания: 1. На эскизах сплошными линиями указаны трубопроводы, полезная теплоотдача которых учтена в таблице. 2. Полезная площадь нагрева узлов I—III дана для приборов высотой 300—500 мм, в числителе — при прямых ответвлениях, в знаменателе — при ответвлениях с утками. 3. Для узлов V—X в числителе указана полезная площадь нагрева при высоте прибора 500 мм, в знаменателе — при высоте 300 мм. 4. Расчетная величина $F_{тр}$ для узла XI принимается с поправочным коэффициентом k, зависящем от количества секций чугунного радиатора n. При $n \geqslant 6$ К $= 0{,}368 + 0{,}052n$. 5. При высоте приборного узла не равной указанной на эскизе, длине ответвлений или сочетаниях диаметров труб приборного узла, отличающихся от принятых для унифицированных узлов (табл. 1 и 2), необходимо вносить в расчетную величину соответствующие коррективы, используя данные со стр. 73.

Таблица 15. Конструктивные и теплотехнические характеристики радиаторов и ребристых труб

Наименование или типоразмер	Размеры, мм			Площадь поверхности нагрева F, экм	Тепловая мощность при стандартных условиях Q, Вт
	длина	ширина	высота		
Радиаторы чугунные (1 секция)					
М-140		140		0,31	—
М-140-АО		140		0,35	—
М-140-АО-300	96	140	582	0,217	—
М-90		90		0,275	—
РД-90С		90		0,261	—
Радиаторы стальные панельные (1 панель)					
Однорядный					
РСВ 1-1-500-6-0,89	538			0,89	450
РСВ 1-1-500-6-1,20	724			1,20	607
РСВ 1-1-500-6-1,51	910	20	580	1,51	764
РСВ 1-1-500-6-1,82	1096			1,82	921
РСВ 1-1-500-6-2,13	1282			2,13	1078
Двухрядный					
РСВ 1-2-500-6-1,55	538			1,55	784
РСВ 1-2-500-6-2,09	724			2,09	1058
РСВ 1-2-500-6-2,62	910	80	580	2,62	1326
РСВ 1-2-500-6-3,16	1096			3,16	1599
РСВ 1-2-500-6-3,70	1282			3,70	1872
Четырехходовый однорядный					
РСГ 2-1-3	555			0,9	456
РСГ 2-1-4	695			1,12	566
РСГ 2-1-5	850			1,36	688
РСГ 2-1-6	1020	21	573	1,62	820
РСГ 2-1-7	1180			1,87	946
РСГ 2-1-8	1350			2,14	1085
РСГ 2-1-9	1520			2,40	1215
Двухрядный					
РСГ 2-2-4	695			1,86	944
РСГ 2-2-5	850			2,26	1144
РСГ 2-2-6	1020			2,69	1365
РСГ 2-2-7	1180	101	573	3,11	1575
РСГ 2-2-8	1350			3,56	1805
РСГ 2-2-9	1520			3,99	2020
***Ребристые трубы** чугунные (1 труба)*					
С круглыми ребрами	0,5	—	—	0,69	349
$d_н = 175$ мм	0,75	—	—	1,035	524
	1,0	—	—	1,38	698
	1,5	—	—	2,07	1047
	2,0	—	—	2,76	1397

для радиаторов типа М-90, РД-90с

$$n_c = \frac{F_{пр}\beta_2 - 0{,}168}{0{,}966 \cdot f_э}, \qquad (97)$$

где $f_э$ — эквивалентная площадь поверхности нагрева одной секции радиатора принимается по табл. 15.

Полученное по формулам (96), (97) дробное значение n_c округляется в бо́льшую сторону. Для упрощения расчетов могут использоваться таблицы для подбора количества секций чугунных радиаторов, приведенные в [23, 34].

Стальные панельные радиаторы выпускаются двух типов — РСВ и РСГ в одно- и двухрядном исполнении (см. табл. 15) и допускаются к применению в системах центрального отопления с качеством теплоносителя, удовлетворяющим требованиям действующих правил технической эксплуатации электрических станций и сетей, а также для автономных и независимых систем водяного отопления при отсутствии водоразбора.

Подбор типоразмеров стальных панельных радиаторов возможен в двух вариантах: при установке в помещении одного прибора его типоразмер выбирается из табл. 15, ориентируясь при этом на вычисленную по формуле (95) величину $F_{пр}$ и допуская уменьшение устанавливаемой поверхности нагрева не более чем на 0,1 экм (при этом следует проверить, чтобы $F_у \geqslant 0{,}95F_{пр}$); при установке в одном помещении нескольких приборов, заранее выбранного типоразмера, их количество определяется по формуле

$$n_{пр} = \frac{F_{пр} - z}{F_т}, \qquad (98)$$

где $F_т$ — площадь поверхности нагрева заданного типоразмера, м² (табл. 15); $z = 0{,}05F_{пр}$ — допустимое уменьшение (до 5 %) устанавливаемой площади поверхности нагрева против расчетной $F_{пр}$. Во всех случаях при $F_{пр} \geqslant 2{,}0$ м² принимается $z = 0{,}1$ м².

К установке принимается ближайшее большее число радиаторов и уточняется фактически установленная в помещении поверхность нагрева $F_у = n_{пр}F_т$. При значительном (>20 %) превышении устанавливаемой поверхности нагрева $F_у$ по сравнению с расчетной $F_{пр}$ необходимо задаться меньшим по площади поверхности нагрева типоразмером радиатора и повторить расчет $n_{пр}$.

Конвекторы с кожухом типа «Комфорт-20», «Ритм» и КВ (табл. 16) применяются в системах водяного отопления при максимальном избыточном давлении теплоносителя p до 1 МПа и температуре до 150 °С. Настенные конвекторы «Комфорт-20» рекомендуются к установке в системах отопления жилых зданий. Их применение допускается в помещениях общественных и вспомогательных зданий промышленных предприятий, где нет массового доступа посетителей и обеспечиваются нормальные условия эксплуатации (что связано с малой жесткостью элементов каркаса конвектора).

Тепловая мощность конвекторов «Комфорт-20» не зависит от схемы движения теплоносителя и регулируется воздушным клапаном

Таблица 16. **Конструктивные и теплотехнические характеристики конвекторов**

Типоразмер	Исполнение конвектора	Размеры, мм				Приведенная площадь поверхности F, м²	Тепловая мощность при стандартных условиях Δt_T = = 64,5 °С, G = = 300 кг/ч, Q, Вт
		длина оребренной части	длина кожуха	ширина (глубина)	высота		
Конвекторы с кожухом							
Настенный типа «Комфорт-20»							
КН-20-0,65	К или П для	0,2	0,3			0,65	329
КН-20-0,9	всех типораз-	0,3	0,4			0,9	455
КН-20-1,1	меров	0,4	0,5			1,1	557
КН-20-1,4		0,5	0,6			1,4	708
КН-20-1,7		0,6	0,7			1,7	860
КН-20-2,0		0,7	0,8	0,16	0,275	2,0	1012
КН-20-2,3		0,8	0,9			2,3	1164
КН-20-2,6		0,9	1,0			2,6	1316
КН-20-2,9		1,0	1,1			2,9	1467
КН-20-3,2		1,1	1,2			3,2	1619
КН-20-3,5		1,2	1,3			3,5	1771
Напольный типа «Ритм»							
КО-20-2,4	К или П	0,9	0,99	0,18	0,32	2,4	1215
КО-20-1,6	П	0,6	0,99	0,18	0,32	1,6	810
Напольный высокий КВ							
КВ-20-10-600	—	—	1,4	0,4	0,6	10	5060
КВ-20-12-900	—	—	1,4	0,4	0,9	12	6072
КВ-20-13-1200	—	—	1,4	0,4	1,2	13	6578
Конвекторы без кожуха							
Типа «Аккорд» однорядный							
КА-0,6	К или П для	0,46	—			0,6	304
КА-0,8	всех типораз-	0,62	—			0,8	405
КА-1,0	меров	0,78	—			1,0	506
КА-1,2		0,94	—	0,06	0,3	1,2	607
КА-1,4		1,1	—			1,4	708
КА-1,6		1,26	—			1,6	810
КА-1,8		1,42	—			1,8	911
КА-2,0		1,58	—			2,0	1012
Типа «Аккорд» двухрядный							
К2А-1,11	К для всех	0,46	—			1,11	562
К2А-1,47	типоразмеров	0,62	—			1,47	744
К2А-1,84		0,78	—			1,84	931
К2А-2,21		0,94	—			2,21	1118
К2А-2,58		1,1	—	0,06	0,645	2,58	1305
К2А-2,94		1,26	—			2,94	1488
К2А-3,31	К для всех	1,42	—			3,31	1675
К2А-3,68	типоразмеров	1,58	—			3,68	1862

Примечание. Исполнение конвекторов: К — концевой; П — проходной.

(от 100 до 30 %). Общая длина нагревательных элементов конвекторного блока из последовательно соединенных конвекторов не должна превышать 3,6 м, при большей длине предусматривают компенсирующие устройства.

В общественных зданиях рекомендуется применять напольные (островные) конвекторы «Ритм» без воздушного клапана, устанавливаемые у стен или остекленных поверхностей (с зазором не менее 20 мм). Конструкция этих конвекторов позволяет осуществлять жесткую стыковку кожухов (в том числе и под прямым углом) в единый кожух длиной до 15 м (кратной 1,0 м).

Для отопления лестничных клеток, холлов и других помещений большого объема применяют высокие конвекторы типа КВ, обеспечивающие мощный тепловой поток. При необходимости их группируют в два ряда по глубине.

Типоразмер или количество однотрубных конвекторов с кожухом, устанавливаемых в помещении только в один ряд по высоте, подбирают аналогично подбору стальных панельных радиаторов. При этом отклонение установленной поверхности нагрева $F_у$ по сравнению с расчетной $F_{пр}$ допускается в пределах —5 +15 %.

Настенные конвекторы без кожуха «Аккорд» могут применяться в системах водяного отопления зданий любого назначения при параметрах теплоносителя $p \leqslant 1{,}0$ МПа и $t_г \leqslant 150$ °С. Изготовляют их одно- и двухрядными по высоте с установкой одного или нескольких конвекторов в горизонтальном ряду, а также в спаренном исполнении, т. е. в два ряда по глубине открытыми боковыми кромками ребер друг к другу (на специальных стойках) с зазором между ребрами 10 мм (расстояние между осями труб 60 мм). Суммарная тепловая мощность двух конвекторов в спаренном исполнении возрастает при этом не в 2, а в 1,88 раза (за счет снижения коэффициента теплопередачи на 6 %), что необходимо учитывать в тепловом расчете приборов.

Типоразмер или количество однотипных конвекторов без кожуха «Аккорд» подбирают согласно данным табл. 16 также, как и конвекторов с кожухом.

Выпускаемые в небольшом количестве новые типы конвекторов без кожуха — облегченные конвекторы с дюралюминиевым оребрением типа «Север» разработаны для систем отопления инвентарных зданий, а литой алюминиевый конвектор типа «ЛАК» со стальными трубами для прохода теплоносителя — для систем водяного отопления индивидуальных домов и квартир [15].

Ребристые трубы (см. табл. 15), применяемые в промышленных зданиях при параметрах теплоносителя $p \leqslant 0{,}6$ МПа и $t_г \leqslant$ $\leqslant 150$ °С, устанавливают в системах отопления в 1—3 ряда по вертикали, в связи с чем возможны три случая их подбора: при установке в помещении одной ребристой трубы ее длина выбирается из табл. 15, ориентируясь на расчетную величину $F_{пр}$ и допуская уменьшение устанавливаемой поверхности нагрева не более чем на 5% (для труб длиной 0,5, 0,75 и 1,0 м) и 0,1 м² (для труб 1,5 и 2,0 м); при установке в помещении нескольких ребристых труб заранее выбранной длины

в один ряд по горизонтали число вертикальных рядов $n_в^*$ определяют вначале предварительно (без округления до целого числа) по формуле

$$n_в' = \frac{F_{пр} - z}{F_т},$$

а затем окончательно (с округлением до ближайшего числа рядов 2 или 3) по формуле

$$n_в = \frac{n_в'}{\beta_4}; \qquad (99)$$

при количестве рядов, подсчитанных по формуле (99) больше трех или в случае заданного числа вертикальных рядов $n_в$ количество однотипных ребристых труб в горизонтальном ряду определяют по формуле

$$n_г = \frac{F_{пр} - z}{n_в \cdot F_т \cdot \beta_4}, \qquad (100)$$

где $F_т$ — площадь поверхности нагрева одной ребристой трубы принятой длины, табл. 15; β_4 — поправочный коэффициент на число рядов по вертикали, учитывающий снижение теплоотдачи верхних приборов, омываемых нагретым конвективным потоком воздуха от нижних приборов. Принимается при двухрядной установке $\beta_4 = 0{,}9$, при трехрядной $\beta_4 = 0{,}82$.

Отопительные приборы из гладких труб диаметром $d_у = 32$—100 мм изготавливают в виде регистров, имеющих от одного до четырех рядов труб по вертикали ($n_в = 1 \div 4$). Длину такого регистра, м, можно рассчитать по формуле

$$l = \frac{F_{пр} - z}{n_в \cdot f_{э.г} \cdot \beta_5}, \qquad (101)$$

где $f_{э.г}$ — площадь поверхности нагрева 1 м открыто расположенной горизонтальной трубы, экм, принимаемая по данным со стр. 73; β_5 — поправочный коэффициент на число рядов регистра по вертикали. При однорядной установке $\beta_5 = 1{,}0$, при двух и более рядах $\beta_5 = 0{,}93$ (для труб диаметром $d_4 = 32$ мм) и $\beta_5 = 0{,}85$ (для труб диаметром $d_4 = 40 \div 100$ мм). Для отопительных приборов всех типов в случае когда установленная площадь эквивалентной поверхности нагрева $F_у$ приборного узла превышает расчетные значения $F_{пр}$ на 10 % и более, рекомендуется корректировать тепловой расчет приборов, определяя температуру воды $t_{вх}$, входящей в последующий по ходу движения теплоносителя приборный узел (в однотрубных системах отопления), с учетом фактической тепловой мощности приборов предыдущего приборного узла (или узлов). Так как это вызовет снижение температуры воды на выходе из стояка (ветви) по сравнению с расчетной, то может оказаться необходимым внести соответствующие коррективы в гидравлический расчет системы отопления.

Пример 1. Необходимо произвести гидравлический и тепловой расчеты системы водяного отопления 9-этажного жилого здания, присоединенной к тепловой сети с температурой 150—70 °С по зависимой схеме с элеватором. Система отопления запроектирована с нижней прокладкой магистралей по тупиковой схеме, с унифицированными проточными приборными узлами с конвекторами «Комфорт-20» (рис. 23). Расчетные температуры воды в системе отопления 105—70 °С, располагаемое давление $\Delta p_р = 25\,000$ Па.

Гидравлический расчет выполним методом характеристик сопротивления с постоянным перепадом температур воды в стояках. Расчет

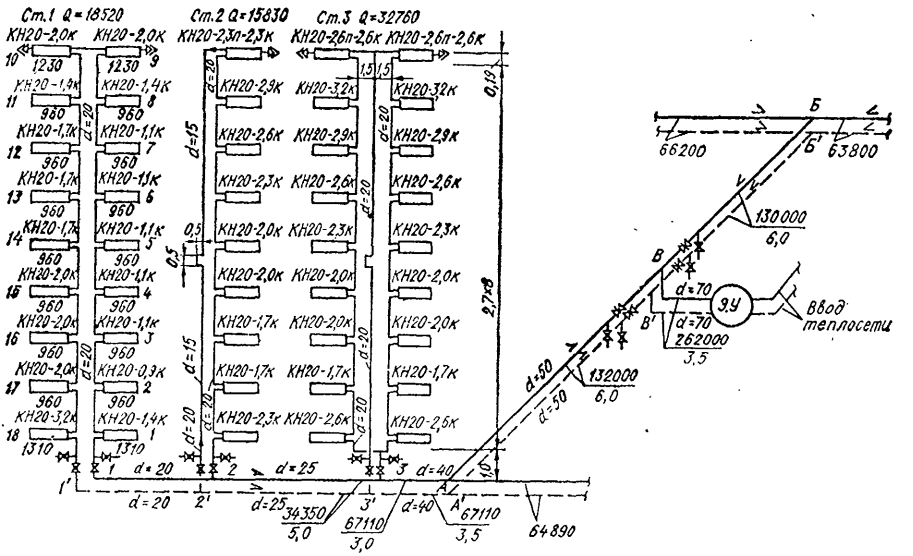


Рис. 23. К примеру 1.

начинаем с крайнего стояка (ст. *1*) главного циркуляционного кольца, проходящего через тупиковую ветвь с наибольшей тепловой нагрузкой. Так как гидравлическое сопротивление конвекторов «Комфорт-20» (КН-20) зависит от длины нагревательного элемента, производим вначале предварительный тепловой расчет стояка *1* с целью определения типоразмеров конвекторов, устанавливаемых в каждом помещении. Ориентировочно принимаем диаметр стояка *1* $d_у = 20$ мм, тепловые нагрузки конвекторов указаны на схеме (рис. 23), температура внутреннего воздуха в угловых помещениях, в которых проходит стояк *1*, принята $t_в = 20$ °С.

Тепловой расчет начинаем с определения температурного напора $\Delta t_т$ для каждого прибора по формуле (44), пренебрегая охлаждением воды $\Delta t_м$ в магистральном распределительном трубопроводе $\Sigma l =$ $= 23{,}0$ м от элеваторного узла до стояка *1*, так как оно не превышает 1 °С. Вычисляем расход воды в стояке *1* по формуле (46) $G_{ст.1} =$

$= \frac{0{,}86 \cdot 18\,520}{105-70} = 455$ кг/ч. Для прибора *1* $\Delta t_{т1} = 105 - 0{,}86 \frac{0{,}5 \cdot 1310}{455} -$ $- 20 = 83{,}76$ °С, для прибора *2* $\Delta t_{т2} = 105 - 0{,}86 \frac{1310 + 0{,}5 \cdot 960}{455} -$ $- 20 = 81{,}61$ °С и т. д. Затем по табл. 11 находим значение теплоплотности конвекторов КН-20 при стандартных условиях — $q_{э.с} =$ $= 506$ Вт/экм (независимо от схемы движения воды). Используя табл. 12, 13 определяем поправочные коэффициенты φ_1 и φ_2, учитывающие влияние $\Delta t_т$ и $G_{ст}$ на $q_э$. Для прибора *1*: при $\Delta t_{т1} = 83{,}76$ °С $\varphi_1 =$ $= 1{,}41$; для прибора *2* при $\Delta t_{т2} = 81{,}61$ °С $\varphi_1 = 1{,}38$ и т. д. Для всех приборов при $G_{пр} = G_{ст} = 455$ кг/ч $\varphi_2 = 1{,}025$. С учетом полученных значений φ_1 и φ_2 находим фактическую теплоплотность через 1 экм каждого конвектора, например, для прибора *2* $q_э = 506 \cdot 1{,}38 \cdot 1{,}025 =$ $= 715$ Вт/м^2 и т. д. По справочнику [23] находим значения поправки β_1, а по табл. 14 значения $F_{тр}$ для приборных узлов верхнего этажа (приборы 9, 10) и перемычки $l = 1$ м: $F_{тр} = 0{,}15 + 0{,}16 = 0{,}31$ экм; для приборных узлов промежуточных этажей (приборы 1...8, 10...18). $F_{тр} = 0{,}44$ экм. В расчете используем величину $F_{тр}/a\varphi_2$ (где $a = 1$ независимо от схемы подачи воды в конвектор) — для приборов 1...8 и 10...18 $F_{тр}/a\varphi_2 = \frac{0{,}44}{1 \cdot 1{,}025} = 0{,}43$ экм для приборов 9...10 $F_{тр}/a\varphi_2 =$ $= \frac{0{,}31}{1 \cdot 1{,}025} = 0{,}3$ экм. Используя известные и полученные величины $Q_{пр}$, $q_э$, β_1, $F_{тр}/a\varphi_2$, вычисляем расчетную площадь поверхности нагрева $F_{пр}$ по формуле (95), а по табл. 16 подбираем соответствующий типоразмер конвектора, допуская отклонение установленной поверхности нагрева $F_у$ по сравнению с расчетной $F_{пр}$ от —5 до +15 %. Так, для прибора *1* $F_{пр.1} = \frac{1310}{731} \cdot 1 - 0{,}43 = 1{,}36$ м^2 и принят к установке конвектор КН-20—1,4, для прибора *2* $F_{пр.2} = \frac{960}{715} \times$ $\times 1{,}0 - 0{,}43 = 0{,}91$ м^2 и принят конвектор КН-20-0,9 К. Остальные приборы рассчитываем аналогично. Результаты расчета сведены в табл. 17.

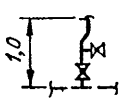
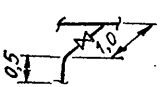
Воспользуемся результатами теплового расчета для определения характеристики сопротивления стояка *1* $d_{ст} = 20$ мм.

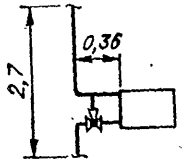
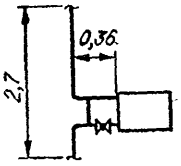
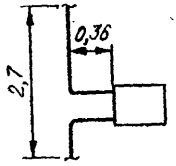
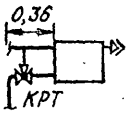
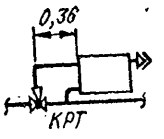
Используя табл. 18 и 19 вычислим $S_{ст.1}$ как сумму характеристик сопротивления: двух приборных узлов верхнего этажа с конвекторами КН-20-2К, имеющими длину греющего элемента $l_к = 0{,}7$ м каждый, $S_в = 2\,[22{,}4 + 12\,(0{,}7 - 0{,}2)] \times 10^{-4} = 56{,}8 \cdot 10^{-4}$ Па/(кг/ч)^2; 16 приборных узлов промежуточных этажей, включающих 1 приборный узел с конвектором КН-20-0,9К $l_к = 0{,}3$ м $S_к = [40{,}9 + 12\,(0{,}3 -$ $- 0{,}2)] \cdot 10^{-4} = 42{,}1 \cdot 10^{-4}$ Па/(кг/ч)^2, 5 приборных узлов КН-20-1, 1К $l_к = 0{,}4$ м $S_к = 5\,[40{,}9 + 12(0{,}4 - 0.2)] \cdot 10^{-4} = 216{,}5 \cdot 10^{-4}$ Па/(кг/ч)^2, 3 приборных узла с КН-20-1,4К $l_к = 0{,}5$ м $S_к = 3\,[40{,}9 +$ $+ 12\,(0{,}5 - 0{,}2)]\,10^{-4} = 133{,}5 \cdot 10^{-4}$ Па/(кг/ч)^2, 3 приборных узла с КН-20-1,7К $l_к = 0{,}6$ м $S_к = 3\,[40{,}9 + 12\,(0{,}6 - 0{,}2)] \cdot 10^{-4} =$ $= 137{,}1 \cdot 10^{-4}$ Па/(кг/ч)^2, 3 приборных узла с КН-20-2К $l_к = 0{,}7$ м $S_к = 3\,[40{,}9 + 12\,(0{,}7 - 0{,}2)] \cdot 10^{-4} = 140{,}7 \cdot 10^{-4}$ Па/(кг/ч)^2, 1 при-

Таблица 17. Тепловой расчет отопительных приборов (к примеру 1)

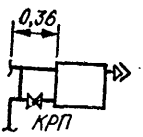
№ прибора	Тепловая мощность $Q_{пр}$, Вт	Температурный напор $\Delta t_ф$, °С	Теплоплотность при стандартных условиях $q_{эс}$, Вт/экм	Поправка на: $\Delta t_т$ ψ_1	Поправка на: расход воды ψ_2	Теплотность $q_э$, Вт/экм	Поправка на остывание воды β_1	Полезная площадь поверхности труб, проложенных в помещении $F_{тр}$, м²	$\frac{F_{тр}}{a\psi_2}$	Расчетная площадь нагрева $F_р$, м²	Типоразмер конвектора КН-20	Устанавливаемая площадь нагрева $F_у$, м²	Невязка поверхностей нагрева, %
Стояк *1* $Q_{ст}$ = 18 520 Вт $G_{ст}$ = 455 кг/ч $\Delta t_{ст}$ = 105 — 70 = 35 °С $d_{ст}$ = 20 мм $t_в$ = 20 °С													
1	1310	83,76		1,41		731	1,0	0,44	0,43	1,36	1,4К	1,4	+2,8
2	960	81,61		1,38		715	1,0	0,44	0,43	0,91	0,9К	0,9	—1,1
3	960	79,8		1,33		690	1,0	0,44	0,43	0,96	1,1К	1,1	+12,7
4	960	78,0		1,29		669	1,0	0,44	0,43	1,0	1,1К	1,1	+9,1
5	960	76,19		1,25		648	1,0	0,44	0,43	1,05	1,1К	1,1	+4,5
6	960	74,38		1,21		628	1,0	0,44	0,43	1,1	1,1К	1,1	0
7	960	72,57		1,17		607	1,0	0,44	0,43	1,15	1,1К	1,1	—4,5
8	960	70,76		1,13		586	1,0	0,44	0,43	1,22	1,1К	1,4	+12,8
9	1230	68,68	506	1,09	1,025	565	1,0	0,31	0,3	1,86	2,0К	2,0	+7
10	1230	66,36		1,05		545	1,0	0,31	0,3	1,95	2,0К	2,0	+2,5
11	960	64,29		1,0		519	1,0	0,44	0,43	1,42	1,4К	1,4	—1,4
12	960	62,48		0,96		498	1,02	0,44	0,43	1,54	1,7К	1,7	+9,4
13	960	60,67		0,92		477	1,02	0,44	0,43	1,62	1,7К	1,7	+4,7
14	960	58,86		0,89		462	1,03	0,44	0,43	1,71	1,7К	1,7	—0,6
15	960	57,05		0,85		441	1,03	0,44	0,43	1,81	2,0К	2,0	+9,5
16	960	55,24		0,82		425	1,04	0,44	0,43	1,92	2,0К	2,0	+4,0
17	960	53,43		0,78		405	1,04	0,44	0,43	2,03	2,0К	2,0	+1,5
18	1310	50,78		0,73		379	1,04	0,44	0,43	3,16	3,2К	3,2	+1,2

Таблица 18. Значения приведенных к. м. с. ($\xi_{пр}$) и характеристик сопротивления (S) унифицированных приборных узлов однотрубных систем водяного отопления с чугунными и стальными панельными радиаторами колончатого типа

Эскиз узла	Диаметр, мм: стояка	замыкающего участка	ответвлений	$\xi_{пр}$	$S \cdot 10^4$, Па/(кг/ч)²
	15	—	—	24,5 / 12	257,2 / 126,0
	20	—	—	17,5 / 9	55,8 / 28,6
	25	—	—	16 / 8,5	19,6 / 10,4
	15	—	—	23,05 / 8,45	244,5 / 89,5
	20	—	—	15,2 / 6,7	48,5 / 21,3
	25	—	—	1,31 / 5,6	16,0 / 6,9

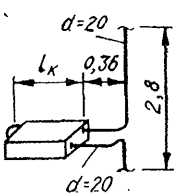
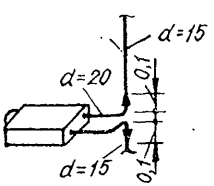
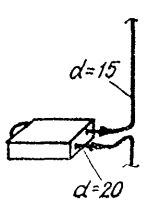
Эскиз узла	Диаметр, мм: стояка	замыкающего участка	ответвлений	$\xi_{пр}$	$S \cdot 10^4$, Па/(кг/ч)^2
	15	—	—	8	84,0
	20	—	—	5	15,9
	25	—	—	4	5,5
	15	15	15	12,5 14,8	131,3 155,4
	20	20	20	9,7 11,6	30,9 37,0
	25	20	25/20	12,1 15,1	14,8 10,3
	25	25	25	8,4 10	10,3 12,3
	15	15	15	9,7 11,8	101,8 123,9
	20	15	20	9,8 11,6	31,2 37,0
	25	20	25	7,6 9,1	9,3 11,2
	15	—	15	12,4 13,4	127,8 138
	20	—	20	8,4 9,8	26,8 31,3
	25	—	25	6,3 7,5	7,7 9,1
	15	15	15	4,7 7	49,3 73,5
	20	20	20	4,5 6,4	14,3 20,4
	25	20	25/20	8,7 11,3	10,7 13,8
	25	25	25	4,6 6,2	5,7 7,7
	15	15	15	10,5	108,2
	20	20	20	9,5	30,2
	25	20	25/20	20,2	24,7
	25	25	25	10,5	12,9

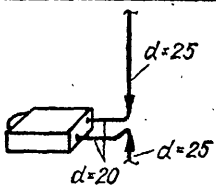
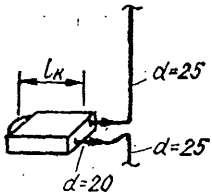
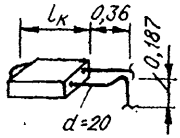
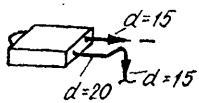
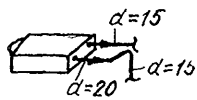
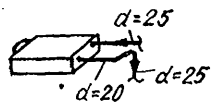
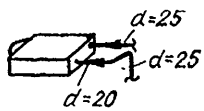
Продолжение табл. 18

Эскиз узла	Диаметр, мм: стояка	замыкающего участка	ответвлений	$\zeta_{пр}$	$S \cdot 10^4$, Па/(кг/ч)^2
	15	15	15	2,2 / 4,1	23,1 / 43,1
	20	15	20	4,7 / 6,3	15 / 20,1
	25	20	25	3,8 / 5,1	4,7 / 6,3
	15	15	15	2,6	27,3
	20	20	20	1,9	6,1
	25	25	20	1,5	1,9

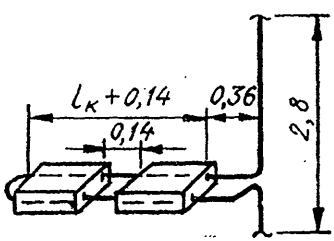
Примечания: 1. Для узлов присоединения стояков к распределительной магистрали показатели в числителе даны при установке вентиля, в знаменателе — при установке проходного крана. 2. Для вертикальных приборных узлов показатели в числителе даны при прямом ответвлении от прибора к стояку, в знаменателе — при ответвлении с уткой. 3. В приборных узлах приняты регулирующие краны КРТ и КРП по ГОСТ 10944—75. 4. При длине стояков или ответвлений к приборам, отличающихся от указанных в эскизах узлов, в значения расчетных величин вносятся добавки, приведенные в табл. 9.

Таблица 19. **Зависимости для расчета характеристик сопротивления унифицированных приборных узлов с конвекторами «Комфорт-20» (КН-20)**

Эскиз узла	Диаметр, мм: стояка	ответвления	Формула для расчета S, Па/(кг/ч)^2
Узлы с концевыми конвекторами КН-20 ($S_к$)			
	20	20	$40{,}9 + 12\,(l_к - 0{,}2)$
	15/20	20	$116{,}7 + 12\,(l_к - 0{,}2)$
	15	15	$178{,}3 + 12\,(l_к - 0{,}2)$

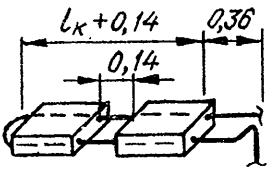
Эскиз узла	Диаметр, мм: стояка	Диаметр, мм: ответвления	Формула для расчета S, Па/(кг/ч)^2
	25/20	20	$35 + 12\,(l_к - 0{,}2)$
	25	25	$23{,}2 + 12\,(l_к - 0{,}2)$
	20	20	$22{,}4 + 12\,(l_к - 0{,}2)$
	15/20	20	$22{,}4 + 12\,(l_к - 0{,}2)$
	15	15	$86{,}9 + 12\,(l_к - 0{,}2)$
	25/20	20	$24{,}1 + 12\,(l_к - 0{,}2)$
	25	25	$18 + 12\,(l_к - 0{,}2)$

Узлы с концевыми и проходными конвекторами КН-20 ($S_{пк}$)



$S_{пк} = S_к + 1{,}5$ (во всех случаях)

Продолжение табл. 19

Эскиз узла	Диаметр, мм: стояка	Диаметр, мм: ответвления	Формула для расчета S, Па/(кг/ч)^2
			$S_{пк} = S_к + 1{,}5$ (во всех случаях)

борный узел с КН-20-3,2К $l_к = 1{,}1$ м $S_к = [40{,}9 + 12\,(1{,}1 - 0{,}2)] \times$ $\times\ 10^{-4} = 51{,}7 \cdot 10^{-4}$ Па/(кг/ч)^2 с суммарной характеристикой $\Sigma S_к =$ $= 721{,}6 \cdot 10^{-4}$ Па/(кг/ч)^2; прямых участков труб стояка общей длиной $l = 11{,}5$ м, включающей перемычку на 9 этаже $l = 1$ м $S = 5{,}74 \cdot 10^{-4} \times$ $\times\ 11{,}5 = 66 \cdot 10^{-4}$ Па/(кг/ч)^2; местных сопротивлений $\Sigma\xi = 18$, включающих вентиль $\xi = 10$, проходной кран $\xi = 1{,}5$, два отвода под $\angle\ 90°$ $\xi = 1 \cdot 2 = 2$, два отступа от стояка к магистралям $\xi = 0{,}5 \cdot 2 =$ $= 1$, тройник на проход распределительной магистрали при $\frac{Q_{пр}}{Q_{сб}} =$ $= 0{,}54$ $\xi = 0{,}5$; то же, сборной магистрали $\xi = 3$ $S = 3{,}19 \cdot 10^{-4} \times$ $\times\ 18 = 57{,}4 \cdot 10^{-4}$ Па/(кг/ч)^2. Таким образом $S_{ст} = (56{,}8 + 721{,}6 +$ $+ 66{,}0 + 57{,}4) \cdot 10^{-4} = 901{,}8 \cdot 10^{-4}$ Па/(кг/ч)^2. По известным $S_{ст.1}$ и $G_{ст.1}$ рассчитываем $\Delta p_{ст.1} = 901{,}8 \cdot 10^{-4} \cdot 455^2 = 18\,670$ Па, которая составляет $0{,}75\Delta p_р$, что соответствует требованиям СНиП II-33-75*. Это свидетельствует о правильности предварительного выбора диаметра ст. *1* и уточнять тепловой расчет приборов данного стояка не требуется. При $\Delta p_{ст.1} < 0{,}7\Delta p_р$ необходимо уменьшить диаметр узлов присоединения стояка к магистралям или диаметр стояка, однако в последнем случае следует уточнить тепловой расчет приборов, так как $F_{тр}$ будет иметь другие значения.

Для стояка *2*, имеющего по конструктивным соображениям ненагруженный опускной участок, известны $\Delta p_{ст.2} = \Delta p_{ст.1} = 18\,670$ Па и $G_{ст.2} = \frac{0{,}86 \cdot 15830}{105 - 70} = 389$ кг/ч, поэтому для него можно рассчитать ориентировочную величину $S_{ст.2} = \frac{18\,670}{389^2} = 1234 \cdot 10^{-4}$ Па/(кг/ч)^2. Предварительно приняв диаметр стояка *2* $d_у = 20$ мм и выполнив в соответствии с вышеизложенной методикой тепловой расчет конвекторов вычисляем $S_{ст.2}$ как сумму характеристик сопротивления: *9* приборных узлов с конвекторами (КН-20—1,7К 2 шт., КН-20-2К — 2 шт., КН-20—2,3К 2 шт., КН-20—2,6К 1 шт., КН-20—2,9К 1 шт., КН-20—2,3П и КН-20—2,3К 1 шт.) $S_к = 421{,}9 \cdot 10^{-4}$ Па/(кг/ч)^2 (формулы табл. 21); типового узла присоединенного стояка к распределительной магистрали

Таблица 20. Гидравлический расчет тупиковой однотрубной проточной системы температур воды в стояках

№ участков	Тепловая нагрузка Q, Вт	Расход воды G, кг/ч	Длина участка l, м	Диаметр трубопровода d, мм	Приведенный коэффициент трения		Сумма к. м. с. на участке $\Sigma\xi$	Приведенный коэффициент сопротивления участка $\xi_{пр}$
					на 1м длины λ/d, 1/м	на участке λ/dl		
Ст. 1	18 520	455		20				
Ст. 2	15 830	389		20 и 15				
2—3	34 350	844	5,0	25	1,4	7,0	0,5	7,5
2′—3′	34 350	844	5,0	25	1,4	7,0	3,0	10,0
Ст. 3	32 760	805 / 402,5 *		20 / 20				
3 — А	67 110	1649	3,5	40	0,8	2,8	6,3	9,1
3′ — А′	67 110	1649	3,0	40	0,8	2,4	5,0	7,4
А — Б	132 000	3243	6,0	50	0,55	3,3	6,8	10,1
А′ — Б′	132 000	3243	6,0	50	0,55	3,3	5,5	8,8
Б — ЭУ	262 000	6438	3,5	70	0,4	1,4	0,3	1,7
Б′ — ЭУ′	262 000	6438	3,5	70	0,4	1,4	0,3	1,7

Всего: $\Delta p_{ст.1} + \Sigma\Delta p_{уч} = 23254$

* Расход воды в участках стояка *3* с приборными узлами.

$S = 15{,}9 \cdot 10^{-4}$ Па/(кг/ч)^2 (табл. 18); прямых участков труб ненагруженной части стояка $d_у = 20$ мм, $l = 23{,}3$ м, $S = 5{,}74 \cdot 10^{-4} \times$ $\times\ 23{,}3 = 133{,}7 \cdot 10^{-4}$ Па/(кг/ч)^2 (табл. 9); местных сопротивлений, включающих *5* отводов под $\angle 90°$ $d_у = 20$ мм; $\xi = 1 \cdot 5 = 5$, $S =$ $= 3{,}19 \cdot 10^{-4} \cdot 5 = 16 \cdot 10^{-4}$ Па/(кг/ч)^2. Тогда $S_{ст.2} = (421{,}9 +$ $+ 55{,}8 + 15{,}9 + 133{,}7 + 16) \cdot 10^{-4} = 643{,}3 \cdot 10^{-4}$ Па/(кг/ч)^2 и $\Delta p_{ст.2} = 643{,}3 \cdot 10^{-4} \cdot 389^2 = 9734$ Па. Невязка давлений между $\Delta p'_{ст.2} = 18670$ Па и $\Delta p_{ст.2} = 9734$ Па составляет 48 %, что недопустимо. Изменим конструкцию стояка *2*, приняв диаметр ненагруженной части стояка $l = 23{,}3$ м $d_у = 15$ мм, а все остальное оставим без изменения. Тогда $S_{ст.2} = (421{,}9 + 55{,}8 + 15{,}9 + 28{,}6 \cdot 23{,}3 + 10{,}6 \times$ $\times\ 7{,}5) \cdot 10^{-4} = 1239{,}5 \cdot 10^{-4}$ Па/(кг/ч)^2 (где 7,5 — к. м. с. *5* отводов $d_у = 15$ мм), а $\Delta p_{ст.2} = 1239{,}5 \cdot 10^{-4} \cdot 389^2 = 18756$ Па, невязка давлений $H = \frac{18\,670 - 18\,756}{18\,670} \cdot 100\ \% = -0{,}5\ \%$ находится в пределах нормы (± 15 %).

Продолжаем расчет вычислением потерь давления в участках магистральных трубопроводов между стояками *2* и *3*. Для этого находим расход воды в них как сумму расходов в стояках *1* и *2* $G = 455 + 369 =$ $= 844$ кг/ч, затем назначаем диаметры трубопроводов равными 25 мм и определяем характеристики сопротивления $S_{2-3} = (1{,}4 \cdot 5 + 0{,}5) \times$ $\times\ 1{,}23 \cdot 10^{-4} = 9{,}225 \cdot 10^{-4}$ Па/(кг/ч)^2 и $S_{2'-3'} = (1{,}4 \cdot 5 + 3)\ 1{,}23 \times$ $\times\ 10^{-4} = 12{,}3 \cdot 10^{-4}$ Па/(кг/ч)^2 (где 0,5 — к. м. с. тройника на проход в месте присоединения стояка *3* к распределительной магистрали

Удельное скоростное давление $A \cdot 10^{-4}$, Па/(кг/ч)²	Характеристика сопротивления $A \cdot 10^{-4}$, Па/(кг/ч)²			Потеря давления, Па			Невязка давлений, %
	участка $S_{уч}$	стояка $S'_{ст}$ требуемая	стояка $S_{ст}$ действительная	на участке $\Delta p_у$	в стояке $\Delta p'_{ст}$	в стояке $\Delta p_{ст}$ действительная	
			901,8			18 670	
		1234,0	1239,5		18 670	18 756	—0,5
1,23	9,225			657			
1,23	12,3			876			
		300,0	209,5			13 576	
			516,6			8369	
0,23		2,093		569	20 203	21 945	—8,6
0,23		1,702		463			
0,0824		0,832		875			
0,0824		0,725		762			
0,0268		0,046		191			
0,0268		0,046		191			

при $\frac{G_{пр}}{G_{сб}} \approx \frac{Q_{пр}}{Q_{сб}} = \frac{34\,350}{67\,110} = 0{,}51$; *3* — то же, к сборной магистрали; остальные величины указаны в табл. 20). Потеря давления составляет на участке *2—3* $\Delta p_{2-3} = 9{,}225 \cdot 10^{-4} \cdot 844^2 = 657$ Па, на участке *2′—3′* $\Delta p_{2'-3'} = 12{,}3 \cdot 10^{-4} \cdot 844^2 = 876$ Па. Используя полученные данные определяем располагаемый перепад давлений для стояка *3* как сумму потерь давления в стояке *1* и участках *2—3*, *2′—3′*, т. е. $\Delta p'_{ст.3} = 18\,670 + 657 + 876 = 20\,203$ Па. Дальнейший расчет стояка *3* выполняем аналогично стояку *2*. По условиям увязки потерь давления в конце концов принимаем Т-образный стояк с ненагруженным участком $d_у = 20$ мм, расходом воды в нем $G = \frac{0{,}86 \cdot 32\,760}{105-70} = 805$ кг/ч, $S = 209{,}5 \cdot 10^{-4}$ Па/(кг/ч)² и $\Delta p = 13\,576$ Па, а также двумя нагруженными участками с приборными узлами $d_у = 20$ мм, расходом воды в каждом $G = \frac{G_{ст.2}}{2} = \frac{805}{2} = 402{,}5$ кг/ч, $S = 516{,}6 \cdot 10^{-4}$ Па/(кг/ч)² (подсчитана после теплового расчета конвекторов) и $\Delta p = 8369$ Па. Фактическая потеря давления в стояке составляет $\Delta p_{ст.3} = 13\,576 + 8369 = 21\,945$ Па; невязка давления $H = -8{,}6$ %, что допустимо.

Заканчиваем расчет определением потерь давления в участках магистральных трубопроводов от точек *3*, *3′* до элеваторного узла. Результаты гидравлического расчета приведены в табл. 20. Общая потеря давления в системе отопления составляет 23254 Па, запас давления — $A = \frac{25\,000 - 23\,254}{25\,000} \cdot 100\ \% = 7\ \%$.

Пример 2. Требуется выполнить гидравлический расчет системы отопления СРТ при параллельном соединении регенераторов теплоты (схема *А*, рис. 11), запроектированной для 9-этажной блок-секции жилого здания (рис. 24). Система отопления, имеющая тепловую мощность $Q_{СРТ} = 149\,950$ Вт, присоединяется к тепловой сети с температурой 150—70 °С по зависимой прямоточной схеме с помощью автоматизированного абонентского ввода (ААВ), позволяющего по-фасадно регулировать теплопроизводительность отдельных подсистем. Располагаемое давление на вводе тепловой сети равно $\Delta p_{т.с} = 0{,}15$ МПа. Система отопления запроектирована с нижней прокладкой магистралей по тупиковой схеме с унифицированными проточно-регулируемыми приборными узлами. Предельно допустимая температура воды $t_д = t_г = 105$ °С, отопительные приборы — чугунные радиаторы М-140-АО.

С учетом требований, изложенных на стр. 37, расчленяем систему отопления на 4 подсистемы таким образом, чтобы на одном фасаде располагались стояки *1* и *2*, образующие первую подсистему, и стояки *3...5* — вторую, а на другом фасаде — стояки *6...10*, образующие третью подсистему, и предвключенная подсистема, обслуживающая лестничную клетку.

Определяем удельные тепловые мощности подсистем, используя формулы (47, 48) и рекомендации со стр. 37.

$$\bar{q}_I = \frac{34\,060}{149\,950} = 0{,}227; \quad \bar{q}_{II} = \frac{40\,890}{149\,950} = 0{,}273;$$

$$\bar{q}_{III} = \frac{64\,500}{149\,950} = 0{,}43; \quad \bar{q}_{л.к} = \frac{10\,500}{149\,950} 0{,}07$$

поверочный расчет ($\Sigma\bar{q} = 1$ и $\bar{q}_{III} \leqslant 0{,}44$ при $t_г = 105$ °С).

$$\Sigma\bar{q} = 0{,}227 + 0{,}273 + 0{,}43 + 0{,}07 = 1; \quad 0{,}43 < 0{,}44.$$

Рассчитываем расход воды в системе по формуле (54)

$$G = 0{,}86 \frac{149\,950}{150 - 70} = 1612 \text{ кг/ч}.$$

Руководствуясь табл. 5 принимаем к установке два одинаковых регенератора теплоносителя типа РТ-25 и определяем по формуле (49) длину каждого из низ $l_{РТ} = 1{,}89 \cdot 0{,}278 \cdot 1612^{0{,}323} \cdot [1 - 0{,}065 \times (-0{,}5)] = 5{,}886$ м $= 5{,}9$ м.

Рассчитываем температуру воды на входе и на выходе из подсистем, используя формулы со стр. 39.

$$t_1 = 105 - 0{,}5 - 0{,}5 = 104 \text{ °С}; \quad t_{01} = 104 - 80 \cdot 0{,}227 = 85{,}8 \text{ °С};$$

$$t_2 = 105 \text{ °С}; \quad t_{02} = 105 - 80 \cdot 0{,}273 = 83{,}2 \text{ °С};$$

$$t_3 = 70 + 80 \cdot 0{,}43 = 104{,}4 \text{ °С}; \quad t_{л.к} = 104 - 80 \cdot 0{,}07 = 109{,}6 \text{ °С}.$$

Поверочный расчет (по формуле со стр. 39) $109{,}6 + 105 + 104{,}4 - 85{,}8 - 83{,}2 = 150$ °С).

Гидравлический расчет системы отопления выполним методом характеристик сопротивления с переменным перепадом температур воды в стояках. Расчет начинаем с определения потерь давления на участке распределительной магистрали от ААВ до регенератора теп-

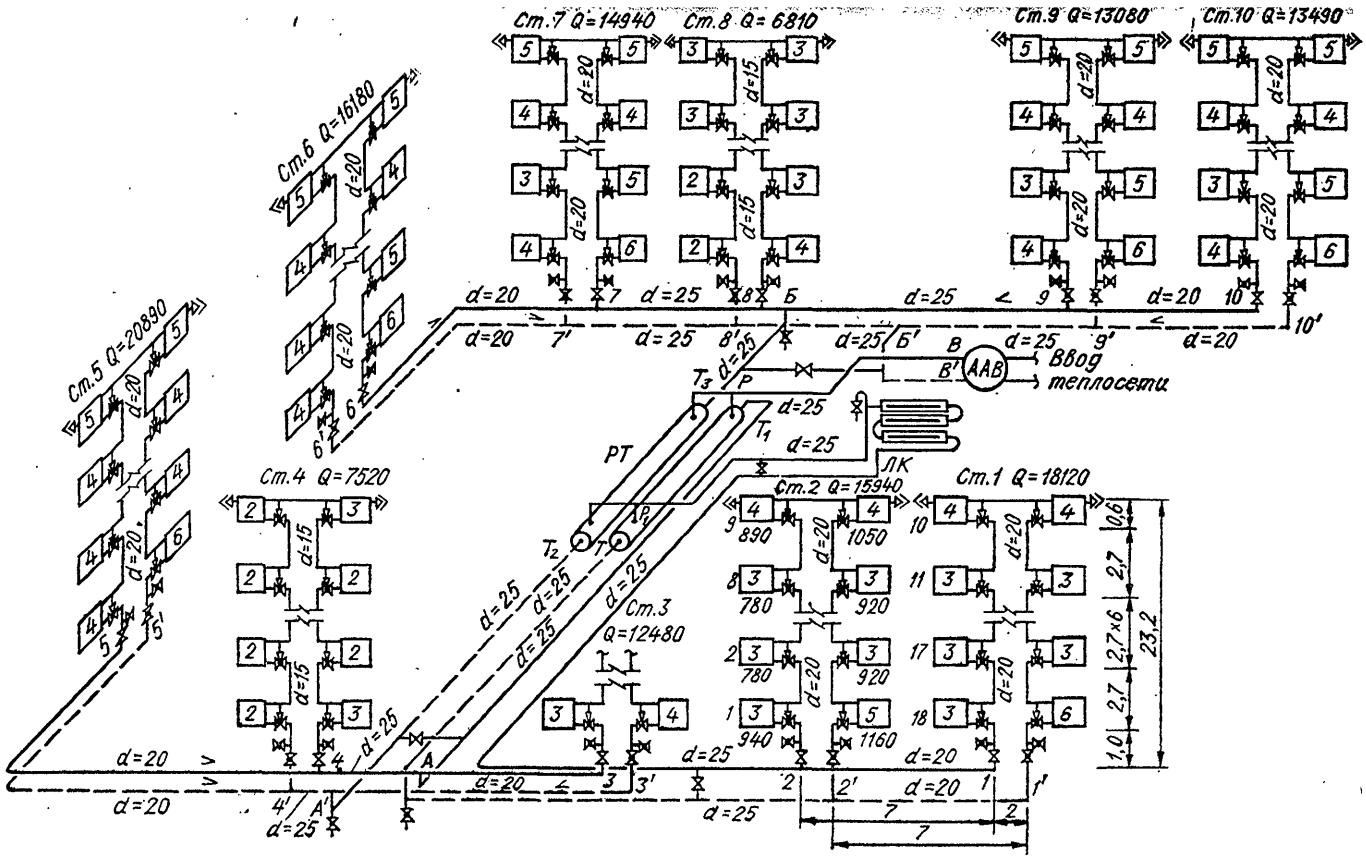

См.7 Q=14940
См.8 Q=6810
См.9 Q=13080
См.10 Q=13490
См.6 Q=16180
См.5 Q=20890
См.4 Q=7520
См.3 Q=12480
См.2 Q=15940
См.1 Q=18120
d=20
d=25
d=15
7
8
Б
9
10
7'
8'
Б'
9'
10'
В
В'
ААВ
Ввод теплосети
Т3
Р
Т1
РТ
ЛК
Т2
1Р
6
6'
5'
4'
А
А'
3
3'
2
2'
1
1'
940
1160
780
920
890
1050
0,6
2,7
2,7×6
23,2
1,0
7

Таблица 21. Гидравлический расчет системы отопления СРТ

№ участков	Q, Вт	G, кг/ч	l, м	d, мм	λ/d, 1/м	$\frac{\lambda}{d}l$
В — Р		1612	3,0	25	1,4	4,2
$Р_1$ — ЛК		1612	5,0	25	1,4	7,0
$ЛК_1$ — 2		1612	12,0	25	1,4	16,8
						Подсис
Ст. 1	18 120	788		20		
Ст. 2	15 940	824		20		
2′ — Т		1612	16,0	25	1,4	22,4
$Т_1$ — А		1612	8,0	25	1,4	11,2
						Подсис
Ст. 3	12 480	477		20		
А — 4			5	25	1,4	7,0
А′ — 4′			5	25	1,4	7,0
Ст. 4	7520	379		15		
Ст. 5	20 890	756		20		
А′ — $Т_2$		1612	9	25	1,4	12,6
$Т_3$ — Б		1612	3	25	1,4	4,2
						Подсис
Б — 8			2	25	1,4	2,8
В′ — 8′			2	25	1,4	2,8
Ст. 8	6810	182		15		
8—7			3	25	1,4	4,2
8′—7′			3	25	1,4	4,2
Ст. 7	14 940	367		20		
Ст. 6	16 180	355		20		
Б — 9			9	25	1,4	12,6
Б′ — 9′			8	25	1,4	11,2
Ст. 9	13 080	369		20		
Ст. 10	13 490	343		20		
Б′ — В′		1612	2	25	1,4	2,8

лоносителя (участок B—P длиной $l = 3$ м). Задаваясь диаметром участка, равным диаметру внутренней трубы РТ, т. е. $d_у = 25$ мм определим его характеристику сопротивления S, принимая необходимые данные по приведенному коэффициенту трения $\frac{\lambda}{d}$, удельному динамическому давлению A, к. м. с. по табл. 9 или [23, 34]. $S_{в-р} = (1{,}4 \cdot 3{,}0 + 6{,}4) \times 1{,}23 \cdot 10^{-4} = 13{,}0 \cdot 10^{-4}$ Па/(кг/ч)^2 (где 6,4 — сумма к. м. с., двух отводов под $\angle 90°$ $\xi = 0{,}5 \cdot 2 = 1$ и тройника при ответвлении потока $\xi = 5{,}4$ при $\frac{G_{отв}}{G_{ств}} = 0{,}5$ [22]). Потеря давления на участке (по формуле 59) $\Delta p_{в-р} = 13 \cdot 10^{-4} \cdot 1612^2 = 338$ Па. Результаты определения потерь давления на участках магистральных трубопроводов $Р_1$—ЛК, ЛК-2 приведены в табл. 21). При вычислении участка ЛК-2 учтено сопротивление воздухонагревателя лестничной клетки, входящего в предвключенную подсистему и состоящего из трех ребристых труб длиной по 2 м каждая, что определено в результате расчета по

$\Sigma\xi$	$\xi_{пр}$	$A\ 10^4$, Па/(кг/ч)^2	$S\ 10^4$, Па/(кг/ч)^2 участков	стояков	сумма параллельных участков	Δp, Па	$\Delta t_{ст}$, °С	$\Delta t_{ст}^{тр}$, °С
6,4	10,6	1,23	13,0	—	—	3378	—	—
11,4	18,4	1,23	22,6	—	—	5873	—	—
1,5	18,3	1,23	22,5	—	—	5846	—	—
тема I								
				606,2	160,0	41 576	19,8	18,2
				683,7			16,6	18,2
0,5	22,9	1,23	28,2	—	—	7328	—	—
1,0	12,2	1,23	15,0	—	—	3898	—	—
тема II								
				626,4	—		22,5	21,8
4,4	11,4	1,23	14,0	—	—	—	—	—
3,6	10,6	1,23	13,0	—	—	—	—	—
				2569,2	283,3		17,0	21,8
				637,8			23,8	21,8
					106,8	27 750	—	—
—	12,6	1,23	15,5	—		4028	—	—
—	4,2	1,23	5,2	—	—	1351	—	—
тема III								
6,3	9,1	1,23	11,2	—	—	—	—	—
5,0	7,8	1,23	9,6	—	—	—	—	—
				2569,2	—		32,1	34,4
0,2	4,4	1,23	5,4	—	—	—	—	—
0,7	4,9	1,23	6,0	—	—	—	—	—
				606,2	—		35,1	34,4
				644,2	155,5		39,2	34,4
6,3	18,9	1,23	23,2	—	—	—	—	—
5,0	16,3	1,23	19,9	—		—	—	—
				606,2	160,0		30,5	34,4
				683,7			33,8	34,4
					39,5	10 262		
0,5	3,3	1,23	4,0	—			—	—

методике, изложенной в литературе [2, 34]. Затем приступаем к гидравлическому расчету первой подсистемы. Анализируя тепловые нагрузки стояков *1* и *2* диаметры их принимаем одинаковыми $d_{ст} = 20$ мм и определяем для них характеристики сопротивления. Полную характеристику сопротивления П-образного стояка *1* с проточно-регулируемыми унифицированными узлами $d_y = 20$ мм определим, используя табл. 9, 18 и справочные данные [22, 23, 34] как сумму характеристик сопротивления: двух приборных узлов верхнего этажа $S_1 = 14{,}3 \times \times 10^{-4} \cdot 2 = 28{,}6 \cdot 10^{-4}$ Па/(кг/ч)^2; 16 приборных узлов промежуточных этажей $S_2' = 30{,}9 \cdot 10^{-4} \cdot 16 = 494{,}4 \cdot 10^{-4}$ Па/(кг/ч)^2; прямых участков труб стояка общей длиной $l = 18$ м, включающей перемычку на 9 этаже, $l = 2$ м, $S_3 = 5{,}74 \cdot 10^{-4} \cdot 18 = 103 \cdot 3 \times \times 10^{-4}$; местных сопротивлений $\Sigma\xi = 18$, включающих вентиль $\xi = 10$, проходной кран $\xi = 1{,}5$, два отвода под $\angle 90°$ $\xi = 1 \cdot 2 = 2$, два отступа на стояках $\xi = 0{,}5 \cdot 2 = 1$, тройник на проход распреде-

лительной магистрали при $Q_{пр}/Q_{сб} = 0{,}55$, $\xi = 0{,}5$; то же, сборной магистрали $\xi = 3$, $S_4 = 3{,}19 \cdot 10^{-4} \cdot 18 = 57{,}4 \cdot 10^{-4}$ Па/(кг/ч)^2.

Таким образом, $S_{ст.1} = (28{,}6 + 494{,}4 + 103{,}3 + 57{,}4) \cdot 10^{-4} = 683{,}7 \cdot 10^{-4}$ Па/(кг/ч)^2.

Определение $S_{ст.2}$ несколько упрощается, так как в отличие от стояка *1* стояк *2* имеет типовые узлы присоединения к магистралям, S которых можно принимать по табл. 18, а S перемычки $l = 2$ м вычисляется с использованием значения характеристики сопротивления 1 м трубы $d_у = 20$ мм, $S_{1м} = 5{,}74 \cdot 10^{-4}$ Па/(кг/ч)^2. Тогда $S_{ст.2} = (28{,}6 + 494{,}4 + 15{,}9 + 55{,}8 + 5{,}74 \cdot 2) \cdot 10^{-4} = 606{,}2 \times 10^{-4}$ Па/(кг/ч)^2.

Суммарную характеристику сопротивления подсистемы *1* определим как сумму S параллельно присоединенных стояков *1* и *2* по формуле (66)

$$S_1 = \frac{1}{\left(\frac{1}{\sqrt{683{,}7 \cdot 10^{-4}}} \frac{1}{\sqrt{606{,}2 \cdot 10^{-4}}}\right)^2} = 160 \cdot 10^{-4} \frac{\text{Па}}{(\text{кг/ч})^2},$$

а ее гидравлическое сопротивление по формуле (59) $\Delta p_I = 160 \cdot 10^{-4} \times 1612^2 = 41\,576$ Па. Рассчитываем расходы воды в стояках *1* и *2* и перепады температур в них по формулам (88) и (79)

$$G_{ст.1} = 1612 \sqrt{\frac{160 \cdot 10^{-4}}{683{,}7 \cdot 10^{-4}}} = 788 \text{ кг/ч}; \quad \Delta t_{ст.1} = \frac{0{,}86 \cdot 18\,120}{788} = 19{,}8 \text{ °С},$$

$$G_{ст.2} = 1612 - 788 = 824 \text{ кг/ч}; \quad \Delta t_{ст.2} = \frac{0{,}86 \cdot 15\,940}{824} = 16{,}6 \text{ °С}.$$

Сравнение требуемого перепада температур воды в стояках подсистемы *1* $\Delta t_1 = t_1 - t_{01} = 104 - 85{,}8 = 18{,}2$ и фактических $\Delta t_{ст.1}$ и $\Delta t_{ст.2}$ показывает, что они отличаются на величину, не превышающую допустимого отклонения ± 5 °С, и поэтому гидравлический расчет может быть продолжен.

Подсистемы *II* и *III* рассчитываются аналогично подсистеме *1* с учетом характеристик сопротивления последовательно и параллельно соединенных стояков и участков магистральных трубопроводов с корректировкой в случае необходимости предварительно принятых диаметров или конструктивной схемы стояков, а также осуществления других мероприятий, изложенных на стр. 69. Результаты гидравлического расчета сведены в табл. 21.

По формулам, приведенным на стр. 68, рассчитаем гидравлическое сопротивление РТ и естественное давление в системе $\Delta p_е$, которые необходимы для определения общего гидравлического сопротивления системы отопления СРТ $\Delta p_{рт} = 1{,}25 \cdot 231 \cdot 10^{-6} \cdot 1612 \cdot 2 \cdot 5{,}9 = 8853$ Па; $\Delta p_е = 290 \cdot 9\,(1 - 0{,}07) = 2427$ Па.

Общее гидравлическое сопротивление $\Delta p_{СРТ}$ вычислим по формуле (87) $\Delta p_{СРТ} = 432{,}29 \cdot 10^{-4} \cdot 1612^2 + 8853 - 2427 = 118\,758$ Па $= 0{,}1187$ МПа. Запас давления при принятом располагаемом давлении $\Delta p_р = 0{,}15$ МПа, составляет $A = \frac{0{,}15 - 0{,}1187}{0{,}15} \cdot 100 = 20{,}9$ %.

Гидравлический расчет завершаем определением предельного значения давления воды в обратном трубопроводе системы теплоснабжения, при котором возможно использование проекта с принятыми отопительными приборами по формуле (89). Тогда при $h = 2$ м $p \leqslant (60 - 11{,}23 + 0{,}88 + 1{,}5 + 2) \cdot 10^{-4} = 53{,}15 \cdot 10^{-4}$ Па $= 0{,}5315$ МПа.

Вычисленные при гидравлическом расчете расходы воды в стояках, а также температуры воды на входе в каждый стояк и на выходе из него используем при тепловом расчете отопительных приборов, выполняемом по вышеизложенной методике.

ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА СИСТЕМЫ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ

ХАРАКТЕРИСТИКА ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ ПАРА

Водяной пар в системах отопления находится во влажном состоянии и состоит из смеси сухого насыщенного пара и капель влаги (конденсата). Такое состояние пара при наличии теплообмена с окружающей средой и изменении давления неустойчиво. Например, при отводе теплоты пар увлажняется, а при подводе теплоты или падении давления — осушается.

В паропроводах пар из-за отвода теплоты в окружающую среду увлажняется. Капельки конденсата коагулируются и частично оседают на стенках паропроводов. При транспорте такой пароконденсатной смеси в отдельных узлах системы могут образоваться водяные пробки, что нарушает расчетные условия ее работы. Для предупреждения этих явлений паропроводы оборудуют устройствами для отвода попутного конденсата.

В отопительных приборах происходит весьма интенсивный процесс теплообмена с преобразованием пара в конденсат вследствие передачи теплоты через стенки приборов в помещение. Давление и соответствующая ему температура теплоносителя в каждом из приборов устанавливается в зависимости от условий теплообмена и гидродинамического режима работы систем отопления. Температура конденсата в приборе, если не принимаются меры по его дополнительному охлаждению, равна температуре сухого насыщенного пара при давлении в приборе.

Конденсат из отопительных приборов поступает в конденсатопроводы, на которых, с целью предотвращения попадания в них пара, устанавливаются конденсатоотводчики. Сопротивление конденсатоотводчиков значительно, поэтому давление в конденсатопроводе за конденсатоотводчиками ниже, чем в отопительных приборах. Если не охлаждать конденсат до конденсатоотводчика, то его температура снизится в результате образования пара вторичного вскипания в конденсатопроводе. Выделение пара вторичного вскипания приводит к существенному возрастанию потери давления в конденсатопроводе, что должно учитываться при подборе сечения конденсатопроводов путем увеличения их диаметров, а также при выборе сепаратора для отделения пара вторичного вскипания.

Отмеченные выше термодинамические особенности пара как теплоносителя должны учитываться не только при проектировании, но и при эксплуатации систем парового отопления.

Параметры влажного пара вычисляются по параметрам сухого насыщенного пара с учетом содержания в нем влаги. Так, плотность влажного пара ρ_x, кг/м³, равна $\rho_x = \frac{\rho''}{\frac{1-x}{\rho'} + \frac{x}{\rho''}}$, где ρ'' и ρ' — соответственно плотность сухого насыщенного пара и конденсата при давлении в рассматриваемом участке системы, кг/м³; x — массовая доля сухого насыщенного пара в смеси (степень сухости пара).

Значение плотности сухого насыщенного пара в пределах изменения давления 0,1—0,5 МПа можно определять по выражению

$$\rho'' = 5{,}2 \cdot p + 0{,}1,$$

где p — давление в рассматриваемом участке системы, МПа.

Для определения количества пара вторичного вскипания g, кг/кг, при изменении давления в системе пользуются зависимостью

$$g = \frac{i_1 - i_2}{r},$$

где i_1 и i_2 — энтальпия конденсата соответственно при давлении в конденсатопроводе до и за конденсатоотводчиком, кДж/кг; r — теплота парообразования при давлении в конденсатопроводе, кДж/кг.

При выполнении тепловых и гидравлических расчетов систем парового отопления первоначально, до уточнения давления, принимают параметры сухого насыщенного пара при $p = 0{,}175$ МПа, которому соответствует температура $t = 116$ °С, плотность $\rho'' = 1$ кг/м³. Пар с указанными параметрами обычно называют «условным».

КОНСТРУИРОВАНИЕ СИСТЕМ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ

По избыточному давлению пара, подаваемого в системы отопления, их подразделяют на системы н и з к о г о ($p \leqslant 0{,}07$ МПа) и в ы с о к о г о ($p \geqslant 0{,}07$ МПа) давления. На системы высокого давления распространяются требования Госгортехнадзора.

Распределительные сети паропроводов конструируют с учетом необходимости отвода из них попутного конденсата через водоотделители и другие устройства. Сборные сети конденсатопроводов оборудуют конденсатоотводчиками, предотвращающими поступление в них пролетного пара, и сепараторами для отвода пара вторичного вскипания.

Сети конденсатопроводов систем парового отопления могут быть замкнутые, где конденсат самотеком поступает в парогенераторы (рис. 25), и разомкнутые, в которых конденсат собирается в конденсатные баки, откуда насосом перекачивается в парогенератор (рис. 26). Воздух из разомкнутых паровых систем, оборудованных конденсатоотводчиками, рекомендуется удалять через воздухосборники с автоматическими вантузами или через воздушные трубы $d_y \leqslant 15$ мм с кранами, устанавливаемыми на конденсатопроводах перед конденсатоот-

водчиками и в самых удаленных местах от теплового пункта. Разомкнутые сети конденсатопроводов бывают закрытыми (конденсатный бак не сообщается с атмосферой) и открытыми (конденсатный бак сообщается с атмосферой).

Двухтрубная система с верхним расположением распределительных паропроводов и нижней прокладкой конденсатопроводов может применяться как при низком, так и при высоком давлении пара. Магистральные паропроводы при их значительной протяженности между вертикальными ветвями (стояками) рекомендуется прокладывать по известной «пилообразной» схеме. При этом образовавшийся на участке между стояками конденсат стекает по стоякам и не загружает последующие участки магистральных паропроводов. Кроме того, такая прокладка магистрали не требует установки компенсаторов. Описанная схема рекомендуется для применения в цехах промышленных предприятий.

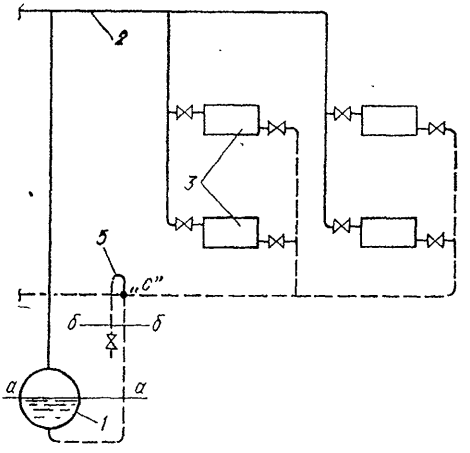


Рис. 25. Замкнутая двухтрубная система парового отопления с верхним размещением распределительных паропроводов и нижним размещением сборных самотечных конденсатопроводов:

1 — паровой котел; *2* — распределительный паропровод; *3* — отопительный прибор; *4* — сборный самотечный конденсатопровод; *5* — воздушная труба; *а — а* — высший уровень воды в котле; *б — б* — уровень воды в конденсатопроводе, соответствующий наибольшему давлению в котле; «с» — точка подключения воздушной трубы.

В банно-прачечных комбинатах и предприятиях с повышенным уровнем шума применяют схемы парового отопления со средней прокладкой распределительных магистралей и нижней разомкнутой схемой конденсатопроводов (рис. 27). Средняя прокладка магистральных паропроводов сокращает непроизводительные тепловые потери трубопроводами, хотя несколько повышает уровень шума из-за встречного движения пара и конденсата в верхней части стояков.

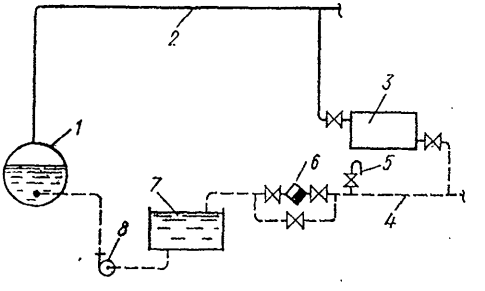


Рис. 26. Разомкнутая двухтрубная система парового отопления с верхним размещением распределительных паропроводов и нижним размещением напорных конденсатороводов:

1 — источник теплоты; *2* — паропровод; *3* — отопительный прибор; *4* — напорный конденсатопровод; *5* — воздушная трубка; *6* — конденсатоотводчик; *7* — сборный бак конденсата; *8* — насос.

Существуют замкнутые системы парового отопления с верхним (см. рис. 25) и нижним (рис. 28) размещением распределительных паропро-

водов. Возможны два варианта расположения сборного самотечного конденсатопровода по отношению уровня воды в котле: высокое размещение (см. рис. 25) и низкое (см. рис. 28).

Воздух из замкнутых систем удаляется через воздушные трубки, присоединяемые к сборному конденсатопроводу, частично заполнен-

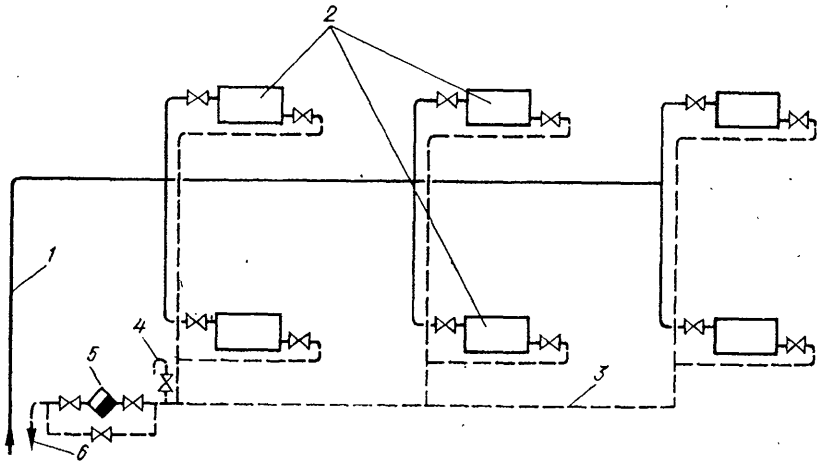


Рис. 27. Разомкнутая двухтрубная система парового отопления со средней прокладкой паровой распределительной магистрали:

1 — паропровод от распределительной гребенки; *2* — отопительный прибор; *3* — сборный конденсатопровод; *4* — воздушная трубка; *5* — конденсатоотводчик; *6* — конденсатопровод к конденсатному баку.

ному конденсатом (см. рис. 25). Воздушная трубка конденсатопровода (точка *С*) должна подключаться выше уровня воды в котле на величину рабочего давления пара с запасом 0,25 м. Если сборный конденсато-

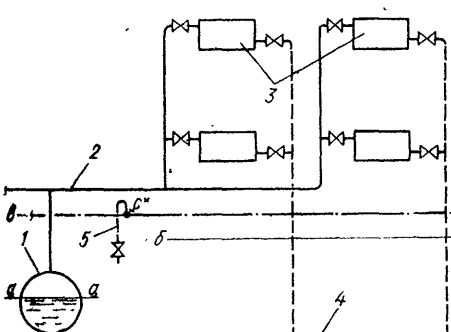


Рис. 28. Замкнутая двухтрубная система парового отопления с нижним размещением распределительных паропроводов и нижним размещением сборных самотечных конденсатопроводов

1 — паровой котел; *2* — распределительный паропровод; *3* — отопительный прибор *4* — сборный самотечный конденсатопровод; *5* — воздушная трубка; *а — а* — высший уровень воды в котле; *б — б* — уровень воды в конденсатопроводе, соответствующий наибольшему давлению в котле; *в — в* — отдельная воздушная магистраль; *«с»* — точка подключения воздушной трубки:

провод располагается ниже уровня воды в котле, т. е. полностью заполнен конденсатом, то воздух удаляется через установленную дополнительную воздушную линию (см. рис. 28).

Для отопления протяженных зданий, где теплоотдача каждого отопительного прибора не регулируется, возможно применение однотрубных проточных систем (рис. 29).

Пар в системы отопления поступает от централизованных источников, а непосредственно на объекте оборудуется тепловой пункт (рис. 30), в котором размещаются водоотделитель, распределительные

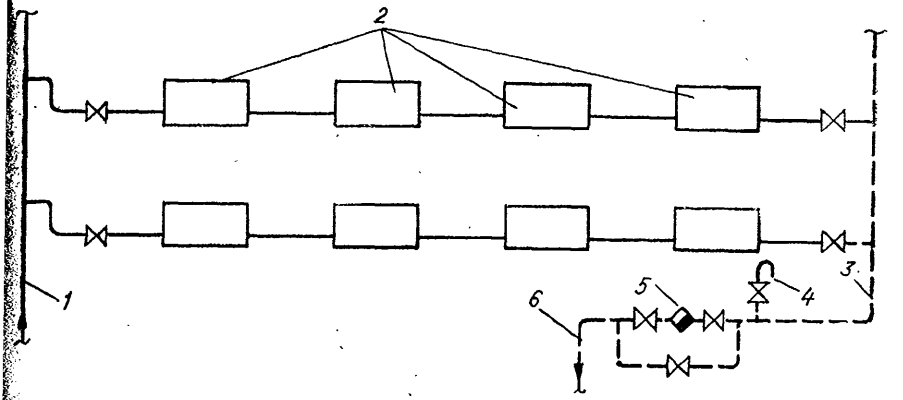


Рис. 29. Однотрубная горизонтальная система парового отопления:
1 — паропровод от распределительной гребенки; *2* — отопительный прибор; *3* — сборный конденсатопровод; *4* — воздушная трубка; *5* — конденсатоотводчик; *6* — конденсатопровод к конденсатному баку.

гребенки высокого и низкого давлений, конденсатный бак и насосы для перекачки конденсата к теплоисточнику.

Размеры водоотделителей подбирают обычно в зависимости от диаметра паропровода по следующим соотношениям: диаметр водоотде-

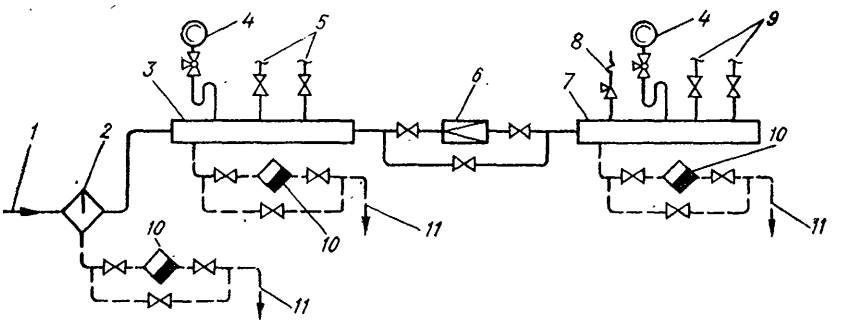


Рис. 30. Тепловой пункт пароснабжения предприятия:
1 — паропровод от источника теплоты; *2* — водоотделитель; *3* — распределительная гребенка пара высокого давления; *4* — манометр; *5* — паропроводы высокого давления к потребителю; *6* — редукционный клапан; *7* — распределительная гребенка пара низкого давления; *8* — предохранительное устройство; *9* — паропроводы низкого давления к потребителям; *10* — конденсатоотводчик; *11* — конденсатопровод к конденсатному баку.

лителя примерно в 3—4 раза, а высота — в 4—8 раз больше диаметра паропровода. При том для малых диаметров паропроводов принимают большие величины соотношений. Диаметры конденсатного патрубка водоотделителя в 4—5 раз меньше диаметра паропровода, но не менее 20 мм для насыщенного пара и 15 мм — для перегретого.

Распределительные гребенки устанавливают на высоте 1,5 м над уровнем пола. Паропроводы от гребенок отключаются при помощи запорных вентилей или задвижек. Каждая гребенка для контроля давления снабжается манометром. Гребенка низкого давления оборудуется предохранительным устройством. В нижней части гребенок имеется патрубок для отвода образовавшегося конденсата в сборный конденсатопровод через конденсатоотводчик.

В паровых системах низкого давления в качестве конденсатоотводчиков используются гидравлические затворы. В системах высокого давления они не применяются из-за чрезмерной громоздкости.

При установке гидрозатвора в качестве конденсатоотводчика гидростатическое давление столба конденсата в нем предотвращает проскок пара. Высота этого столба определяется разностью давлений до и после гидрозатвора.

Диаметры труб гидрозатворов рекомендуется определять по расходу конденсата и скорости его движения, принимаемой равной 0,2 м/с.

В паровых системах высокого давления для отвода конденсата устанавливают сильфонные, лабиринтовые или поплавковые конденсатоотводчики.

На заводе-изготовителе в паспорте конденсатоотводчика записывают значение их пропускной способности $G_н$, кг/с, полученной при следующих условиях испытаний: плотность конденсата $\rho'_н = 1000$ кг/м³, перепад давлений до и после конденсатоотводчика 0,1 МПа при максимальном открытии отверстия в седле. При этих значениях $\rho'_н$ и $\Delta p_н$ скорость в отверстии седла $v = 14$ м/с, а массовая скорость потока $v\rho'_н = 14\,000$ кг/(м² · с). Для условий испытаний расход воды $G_н$, кг/с, через конденсатоотводчик равен

$$G_н = \mu F (v\rho')_н = 14\,000 F_э, \qquad (102)$$

где $F_э$ — эквивалентная (по сопротивлению) площадь отверстия в седле конденсатоотводчика, м²; μ — коэффициент расхода; F — площадь отверстия в седле конденсатоотводчика, м².

Этот паспортный расход воды, выраженный в т/ч, именуют пропускной способностью конденсатоотводчика и обозначают k_V, т. е.

$$k_V = 3{,}6 G_н = 51\,000 F_э, \qquad (103)$$

где 3,6 — коэффициент перевода кг/с в т/ч. Значения k_V приведены в литературе [1].

В реальных условиях через конденсатоотводчик продавливается количество конденсата G, кг/ч, соответствующее фактическому перепаду давлений и плотности конденсата, т. е.

$$G = 3600 F_э \sqrt{2\Delta p \rho'}; \qquad (104)$$

где Δp — разность давлений до и после конденсатоотводчика, Па; ρ' — плотность конденсата, кг/м³.

Из выражения (104) следует

$$F_э = \frac{G}{3600\sqrt{2\Delta p \rho'}}. \qquad (105)$$

Пропускная способность конденсатоотводчика с таким значением $F_э$ в условиях испытаний ($\rho'_и = 1000$ кг/м³ и $\Delta p = 0{,}1$ МПа) определяется подстановкой $F_э$ в выражение (103), т. е.

$$k_V = 51\,000F_э = 51\,000\,\frac{G}{3600\sqrt{2\Delta p\rho'}} = \frac{10G}{\sqrt{\Delta p\cdot\rho'}}. \qquad (106)$$

При работе конденсатоотводчика на неохлажденном конденсате вследствие падения давления в седле образуется пар вторичного вскипания. С учетом данного явления конденсатоотводчик подбирают на удвоенную пропускную способность

$$k_V = \frac{2\cdot 10G}{\sqrt{\Delta p\rho'}}. \qquad (107)$$

По величине k_V выбирают конденсатоотводчик с равным или ближайшим большим k_V.

Конденсатоотводчики размещают не менее чем на 300 мм ниже отопительного прибора или воздухонагревателя, чтобы обеспечить самотечное движение конденсата. При этом конденсатопровод, соединяющий конденсатоотводчик с прибором, должен быть вертикальным или иметь уклон в сторону конденсатоотводчика. Один конденсатоотводчик может одновременно обслуживать несколько приборов.

Конденсатоотводчик снабжается обводной линией, по которой отводится конденсат в период включения и прогрева отопительной системы, т. е. когда образуется максимальное количество конденсата. Обводная линия используется также и при ремонте конденсатоотводчика. Конденсатоотводчики, особенно лабиринтные и поплавковые, должны быть установлены на опорах или фундаментах строго вертикально. Наклон тарелки или перекос поплавка ведут к перебоям в работе и неравномерности отвода конденсата.

Пар вторичного вскипания направляется обычно в подогреватели горячего водоснабжения или в отдельную систему парового отопления низкого давления. Сепараторы целесообразно размещать в компоновке со сборными конденсатными баками. Объем сепаратора подбирают по допустимой паровой нагрузке, которую рекомендуется принимать в пределах 200—400 м³/(м³ · ч).

Сепараторы для лучшего отделения образовавшихся паров целесообразно размещать выше конденсатоотводчиков.

Для погашения избыточного давления в параллельных ветвях отопительных систем применяют дросселирующие шайбы. В некоторых случаях вместо конденсатоотводчиков устанавливают подпорные шайбы. Подпорные шайбы в качестве конденсатоотводчиков можно применять при равномерном расходе конденсата и постоянном перепаде давлений.

Шайбы выполняются в виде металлических дисков толщиной 3—6 мм, имеющих в центре небольшое отверстие, диаметр которого зависит от давления и количества проходящего теплоносителя. Такие шайбы устанавливают либо во фланцевом соединении трубопровода либо укрепляют в корпусе вентиля.

Наименьший диаметр отверстия шайбы во избежание засорения рекомендуется принимать не менее 3 мм.

Если по расчету требуется меньший диаметр, то необходимо последовательно устанавливать несколько шайб большего диаметра.

Дросселирующие шайбы применяют для уравнивания гидравлических потерь в паропроводах. Их устанавливают по одной на стояках или ответвлениях к приборам, если разница в потере давления между приборами данного стояка превышает 300 Па.

РАСЧЕТ СИСТЕМ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ

Расчет паровых систем отопления заключается в определении сечений (диаметров) трубопроводов, площадей поверхностей отопительных приборов и в выборе вспомогательного оборудования.

Расчет начинают с определения тепловой мощности отопительных приборов, по которой подбирают их поверхности. Затем конструируют схему сети теплопроводов и намечают на ней места установки вспомогательного оборудования.

При выборе системы отопления руководствуются назначением и технологическими особенностями отапливаемых помещений, допускаемыми в них температурными режимами исходя из условий взрыво- и пожаробезопасности, а также располагаемым давлением пара, лимитирующим длину распределительной магистрали. Ориентировочно можно принимать на каждые 100 м длины паропровода потерю давления равную 0,005—0,01 МПа. Для обеспечения надежности работы паровой системы максимальная длина расчетной магистрали не должна превышать 300 м.

Диаметры распределительных магистральных паропроводов целесообразно принимать с некоторым запасом во избежание превышения скоростей выше допустимых, регламентируемых СНиП II-33-75*.

После выбора отопительной системы и трассировки теплопроводов вычерчивают ее аксонометрическую схему, на которой указывают тепловые нагрузки приборов и длины участков. Затем, руководствуясь нагрузками и протяженностью паропроводов и конденсатопроводов, выбирают расчетные маршруты по ходу движения теплоносителя от распределительной гребенки до сборного бака конденсата и нумеруют расчетные участки паро- и конденсатопроводов.

Диаметры самотечных конденсатопроводов в паровых системах низкого давления принимают в зависимости от количества транспортируемого конденсата на расчетном участке, места расположения и длины конденсатопровода [22].

Очередность расчета паропроводов или напорных конденсатопроводов зависит от исходных данных. Если известно давление пара на вводе в здание, то расчет начинают с сети паропроводов. Если же отсутствуют данные о располагаемом давлении пара, но задано давление в сборном баке конденсата, то первоначально рассчитывают сеть конденсатопроводов.

Расчет паропроводов необходимо проводить с учетом изменения плотности пара вследствие снижения его давления из-за гидравлических потерь, а также из-за попутной конденсации пара, которая происходит в результате теплообмена паропроводов с окружающей средой.

В отопительных системах длины расчетных участков паропроводов незначительны, поэтому можно принимать не среднее значение плотности пара на участке, а значение плотности в начале участка.

Массовое расчетное количество пара $G_п$, кг/ч, для каждого участка паропровода определяют по формуле

$$G_п = \frac{3{,}6Q}{r}, \qquad (108)$$

где Q — тепловая нагрузка рассматриваемого участка, Вт.

Массовый расход конденсата на расчетных участках конденсатопроводов равен массовому расходу пара, из которого он образовался. Однако, учитывая увеличение расхода конденсата в период прогрева и пуска отопительной системы, величину его рекомендуется увеличивать на 25 %

$$G_к = 1{,}25G_п. \qquad (109)$$

Гидравлический расчет трубопроводов парового отопления выполняют методом приведенных длин. Для облегчения и ускорения гидравлического расчета рекомендуется пользоваться таблицами, приведенными в справочной литературе [22]. Таблицы составлены для плотностей: пара — $\rho'' = 1$ кг/м³, конденсата — $\rho' = 1000$ кг/м³.

Так как в действительности по теплопроводам движется теплоноситель, значение плотности которого отлично от указанных в таблицах, то необходим пересчет значений удельных потерь давлений, а также скоростей по следующим соотношениям:

$$R_д = R_у \frac{\rho_у}{\rho_д} \quad \text{и} \quad \upsilon_д = \upsilon_у \frac{\rho_у}{\rho_д}, \qquad (110)$$

где $R_д$ и $R_у$ — удельные потери давления соответственно действительная и приведенная в таблице, Па/м; $\upsilon_д$ и $\upsilon_у$ скорости движения теплоносителя соответственно действительная и приведенная в таблице, м/с; $\rho_д$ и $\rho_у$ — плотности теплоносителя соответственно действительная и приведенная в таблице, кг/м³.

При расчете конденсатопроводов следует учитывать гидростатическое давление конденсата вследствие разности отметок начала и конца участка.

Невязка потерь давления в параллельных участках не должна превышать 25 % для паропроводов и 15 % — для конденсатопроводов. При невозможности достичь требуемых пределов на участках трубопроводов устанавливают дросселирующие шайбы.

Для преодоления сопротивлений, не учтенных в гидравлическом расчете следует предусматривать запас давления пара в размере 10 % от расчетных потерь давления.

Ввиду возможности движения по конденсатопроводам пароконденсатной смеси вследствие образования пара вторичного вскипания или попадания «пролетного» пара, объем перемещаемой по ним среды может оказаться значительно больше, чем при движении только расчетного количества конденсата. Поэтому диаметр участка конденсатопровода, определенный без учета данного явления, необходимо увеличи-

вать. Коэффициент пересчета равен

$$\beta = \left(\frac{\rho'}{\rho_x'}\right)^{0,19}, \qquad (111)$$

где ρ_x' — плотность пароконденсатной смеси, определенная из выражения со стр. 96, кг/м³; ρ' — плотность конденсата, при которой выполнен гидравлический расчет, кг/м³.

Таким образом, требуемый диаметр конденсатопровода равен

$$d_д = \beta d. \qquad (112)$$

ОРГАНИЗАЦИЯ И ПРОЦЕСС ПРОЕКТИРОВАНИЯ ОТОПЛЕНИЯ

СИСТЕМА НОРМАТИВНОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ

Отопление жилого, общественного, промышленного и сельскохозяйственного здания, а также склада или какого-либо другого объекта проектируют специальные подразделения институтов на основе единых государственных норм и стандартов.

В нормативной литературе содержатся требования, соблюдение которых при проектировании обеспечивает использование новейших достижений в области отопительной техники, снижение энергоемкости и стоимости, сокращение сроков и повышение качества монтажа систем отопления. Эти требования технически и научно обоснованы, увязаны с другими нормами по строительству и действующим законодательством по охране окружающей среды.

Перечень всех действующих общесоюзных нормативных документов по строительству и государственных стандартов утверждается Госстроем СССР и издается массовым тиражом для обязательного применения при проектировании.

Перед проектированием отопления объекта, необходимо ознакомиться с перечнем действующих норм, которые требуется соблюдать при его разработке.

Система нормативных документов для проектирования отопления имеет следующую структуру:

1. Государственные стандарты (например, ГОСТ 21.106—78 «Условные обозначения трубопроводов санитарно-технических систем»; ГОСТ 21.202—78 «Правила оформления привязки проектной документации»; ГОСТ 21.602—79 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха», рабочие чертежи).

2. Строительные нормы и правила (СНиП). Для целей проектирования используют вторые части этих норм, обозначенные синей полосой на левой стороне обложки. Главы СНиП издаются под соответствующим шифром, утвержденным Госстроем СССР. Например, основная глава для проектирования отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха обозначается СНиП II-33-75*, что означает: часть — II, глава — 33, год утверждения — 1975, * — год переиздания (1982 г.).

Кроме этой главы, для расчетов отопления используются СНиП II-3-79* «Строительная теплотехника», СНиП 2.01.01—82 «Строительная климатология и геофизика», обозначенный по новому классификатору (номер части — 2, номер группы — 01, номер документа — 01, год утверждения документа — 1982). По каждому виду зданий имеются свои нормы проектирования, в которых излагаются рекомендации по выбору систем отопления, их проектированию и конструированию с учетом специфики данного объекта (Например, СНиП II-Л.7-70 «Магазины», СНиП II-73-76 «Кинотеатры» и т. д.).

3. Всесоюзные общестроительные нормы и технические правила (сокращено СН и ТП). Примерами могут служить: СН 202—81*, «Инструкция о составе, порядке разработки, согласования и утверждения проектно-сметной документации на строительство предприятий, зданий и сооружений»; СН 245—71, «Санитарные нормы проектирования промпредприятий»; СН 528—80, «Перечень физических величин, подлежащих применению в строительстве»; ТП 101—81, «Технические правила по экономному расходованию основных строительных материалов».

4. Всесоюзные ведомственные строительные нормы. Например, ВСН 36-77, «Инструкция по комплексному использованию геотермальных вод для теплохладоснабжения зданий и сооружений».

5. Республиканские строительные нормы. Например, РСН 308—78, «Инструкция по проектированию, монтажу и эксплуатации систем водяного отопления со ступенчатой регенерацией тепла (СРТ)».

6. Текущая информация о внесенных изменениях и дополнениях в соответствующие нормативные документы. Она публикуется в «Бюллетене строительной техники» (БСТ).

Кроме нормативной литературы при проектировании используют вспомогательные материалы: руководства к нормативным документам, пособия и справочники проектировщиков; альбомы типовых узлов и деталей (например, серии 3.904—5, «Средства крепления трубопроводов. Средства крепления нагревательных приборов и санитарно-технических приборов», серии 2.400—4, вып. 1, 2, 3 «Типовые детали изоляции трубопроводов и оборудования» и др.).

С целью повышения качества проектирования крупные объекты разрабатывают специализированные организации. Их специализация предусмотрена как по видам производства, так и по частям проекта.

ВИДЫ И СОСТАВ ПРОЕКТОВ

Проекты подразделяются на: экспериментальные; индивидуальные; типовые; привязанные; проекты реконструкции, модернизации и ремонта зданий и сооружений.

Экспериментальное проектирование выполняется при необходимости исследования работы систем отопления, ранее не применявшихся. Индивидуальное проектирование производится для уникальных объектов. При этом применяются уже проверенные на практике технические решения отопле-

ния, а для сложных объектов также разрабатываются нетрадиционные узлы. Экспериментальное и индивидуальное проектирование производят для климатических и других расчетных условий какого-либо одного заданного пункта строительства.

Типовые проекты разрабатывают для объектов, которые строятся в массовом количестве (с учетом типизации элементов систем отопления, унификации узлов и деталей) используя при этом наиболее прогрессивные конструкции узлов систем отопления, повышающие индустриальность их заготовок и сборки и обеспечивающие надежность работы системы в процессе эксплуатации. Они разрабатываются также для целого ряда климатических условий без их привязки к какому-либо пункту строительства. В некоторых случаях их разработка производится в нескольких вариантах, учитывая специфические местные условия, например, сейсмические районы, просадку грунтов, климат и вечную мерзлоту на Крайнем Севере и т. п. Несмотря на то, что типовое проектирование является наиболее дорогим, оно быстро окупается за счет многократного применения этих проектов.

Разработке типовых проектов в большинстве случаев предшествует экспериментальное проектирование и натурные наблюдения с целью предварительной всесторонней оценки экономичности здания в целом. Например, в жилищном строительстве в настоящее время по типовым проектам строится 95 % всех зданий. Типовые проекты обновляются по мере развития технического и социального прогресса.

В случае необходимости региональные и местные проектные организации заказывают требующийся типовой проект в ЦИТП. Перед тем, как использовать типовой проект для строительства его привязывают (корректируют) применительно к местным условиям, характеризующимся определенными значениями параметров климата, данными о производственной базе, источниками теплоснабжения в заданном пункте строительства и др. Процесс корректировки типового проекта обычно заключается в вычеркивании и изъятии из него ненужных данных с оставлением только результатов, касающихся выбранного варианта, в частичных изменениях места размещения и схемы теплового узла, а также в трассировке магистральных трубопроводов, прокладываемых в подпольях и подвалах здания. Привязывать можно и индивидуальные проекты в том случае, если необходимо построить ряд однотипных объектов на различных строительных площадках или в разных районах. В этом случае они называются проектами повторного применения. Корректировка индивидуальных проектов обходится значительно дороже, чем привязка типовых, так как все расчеты в этом случае необходимо выполнить в полном объеме. Оригиналы чертежей (кальки) и сметная документация проектов повторного применения находятся в архиве организации, разработавшей проект.

Составляют также специальные проекты с целью производства планового ремонта, реконструкции или модернизации (замены устаревших узлов и элементов новыми) отопления различных объектов.

Проекты реконструкции, ремонта и модернизации, предварительно обследованного объекта, выполняют после составления отчета о технической экспертизе. Затем составляют технический паспорт

объекта, а также технико-экономическое обоснование реконструкции, модернизации или только ремонта. В результате определяют необходимость перепланировки здания, реконструкции, модернизации, ремонта существующей системы отопления или ее замены принципиально новой.

Перед началом проектирования заказчик совместно с проектной организацией — разработчиком составляют задание на проектирование, в котором указывают: источник теплоснабжения и параметры теплоносителя: вид строительства (новое, реконструкция или модернизация); пункт и площадку строительства; особые условия (сейсмичность, наличие просадочных грунтов, горных выработок, вечной мерзлоты и т. п.); режим работы объекта; требования к автоматизации; использование научно-технических достижений; прогрессивные удельные показатели по эффективности капитальных вложений, материало- и трудоемкости, расходу металла, теплоты, сырья, энергоресурсов, по экономии тепла за счет утилизации побочных энергоресурсов, которые должны быть достигнуты в проекте; стадийность проектирования, вариантность; этажность, секционность; необходимые научно-исследовательские и опытно-конструкторские разработки (НИР и ОКР и т. п.).

При реконструкции здания задания на проектирование составляют на основании отчета по техническим изысканиям и технического паспорта объекта реконструкции. Эти документы получают в результате проведения диагностического цикла, состоящего из следующих этапов:

технической экспертизы здания, в том числе системы отопления, с целью определения физического и морального износа и составления перспективных планов ремонта, реконструкции и модернизации; технической экспертизы тепло- и солнцезащиты здания; разработки и утверждения проектных предложений, составления строительного паспорта с указанием гидравлического сопротивления и мощности системы отопления, теплотехнических показателей наружных ограждений и т. п.; проведения топографо-геологических изысканий с установлением мест просадки грунта, уровня грунтовых вод и т. п.; детальных обмеров и составления обмерных чертежей с указанием мест размещения и типа оборудования систем отопления; составления справки об исторической ценности объекта и возможности изменения его фасадов, габаритов, проемов и т. п. с целью повышения теплозащиты составления отчета по техническим изысканиям, технического заключения, технико-экономического обоснования реконструкции системы отопления и технического паспорта.

При разработке сложных объектов, например, промышленных узлов, применяют двухстадийное проектирование: на первой стадии выполняют рабочий проект со сводным сметным расчетом стоимости, а на второй — рабочую документацию со сметами. Рабочий проект включает общую пояснительную записку с технико-экономическим обоснованием принятого принципиального решения отопления, расчет расхода тепла по укрупненным измерителям, выбор оборудования, планы этажей с отопительным оборудованием и схемами

распределительных и сборных магистралей, заказные спецификации на оборудование, а также сметно-финансовый расчет.

Рабочая документация состоит из расчетно-пояснительной записки, рабочих чертежей и смет.

Рабочая документация со сметами для сложных объектов выполняется на основании рабочего проекта и является его продолжением, а для несложных объектов (жилого здания и т. д.) — на основании задания на проектирование. Отопление здания проектируется на основании разработанных архитекторами, конструкторами и технологами планов и разрезов здания с нанесенным технологическим оборудованием и сетями.

Расчетно-пояснительная записка рабочей документации состоит из общей части, теплотехнических расчетов наружных ограждений, теплогидравлического расчета системы отопления, расчета и подбора оборудования теплового пункта (насосов, теплообменников, элеваторов и т. п.), а также обоснования выбора другого оборудования (грязевиков, расширительных баков, конденсатоотводчиков и т. п.). В общей части пояснительной записки указываются расчетные климатические и температурные условия; принятые схемы систем отопления и их особенности, схема подключения к тепловой сети; теплотехнические и конструктивные показатели наружных ограждений. В случае, когда система отопления имеет собственный теплогенератор, работающий на органическом топливе, электроэнергии или солнечной энергии, в пояснительной записке приводятся все данные, касающиеся расчета и подбора основного и вспомогательного оборудования теплового центра (котлов, дымоходов, дымовых труб, теплообменников, дымососов, дутьевых вентиляторов и т. п.). Все расчеты оформляются и сдаются в архив, а на заглавном листе проекта указываются, в основном, исходные данные, результаты расчетов и показатели системы отопления и теплозащиты здания.

Состав рабочих чертежей примерно следующий:

заглавный лист, содержащий: климатические данные; таблицу коэффициентов теплопередачи наружных ограждений; теплопотери здания; перечень чертежей проекта; ведомость примененных типовых проектов, узлов и деталей; план-схему с обозначением мест ввода теплосети, в которых размещены тепловые пункты, а также зон, обслуживаемых различными подсистемами отопления; условные обозначения; основные показатели по проекту отопления (расходы тепла на отопление; теплопотери через 1 м^2 наружных ограждений — через стены вместе с окнами, крышу, перекрытие над подпольем или подвалом; теплопотери, приходящиеся на 1 м^2 общей площади здания; расчетные потери давления в системе отопления; пояснения к проекту, включающие описание системы, параметры теплоносителя, тип отопительных приборов, указания по теплоизоляции и прокладке трубопроводов, а также по эксплуатации системы; спецификацию материалов и оборудования;

листы планов неповторяющихся этажей здания и выкопировки из них с нанесением оборудования и сети теплопроводов, обозначением уклонов и мест теплоизоляции труб с маркировкой отопительных

ветвей, обозначением количества секций или типоразмеров приборов; для типовых проектов вышеперечисленные данные приводятся в соответствии с обозначением ряда расчетных температур и в зависимости от номеров этажей здания; листы аксонометрической схемы распределительных и сборных магистралей с указанием уклонов, теплоизоляции и запорно-регулирующей арматуры, отметок прокладки труб в здании относительно уровня пола первого этажа, развертки стояков с обозначением марок приборов или количества их элементов, с изображением повторяющихся приборных узлов с арматурой, узлов подключения стояков к магистралям и др.;

листы с детальной разработкой нетиповых узлов системы отопления, выкопировок из планов в увеличенном масштабе с изображением размещения оборудования с его привязкой к осям и стенам здания, разрезы здания по местам сложного пересечения трубопроводов с обозначением отметок прокладки труб, их диаметров и привязкой к строительным конструкциям.

На всех планах и разрезах проставляются диаметры труб, уклоны, обозначаются характерные узлы с указанием марки листов, на которых они приведены в большем масштабе.

Согласно «Инструкции по типовому проектированию» (СН 227—82) состав рабочих чертежей типовых строительных конструкций, изделий и узлов, их комплектование и оформление должно соответствовать требованиям государственных стандартов СПДС. Одновременно с разработкой рабочих чертежей строительных конструкций и изделий, предназначенных для серийного производства, составляют технические условия и карты технического уровня и качества этой продукции по ГОСТ 2.114—70 и ГОСТ 2.116—71.

ХАРАКТЕРИСТИКА ПРОЦЕССА ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Проектирование состоит из организационных, расчетных, проектно-конструкторских и оформительных работ.

Процесс проектирования включает следующие этапы:

составление задания на проектирование; для существующих зданий перед составлением задания производят их техническую экспертизу с последующим составлением технического паспорта и перспективного плана модернизации, реконструкции или ремонта (обычно этот этап выполняет заказчик совместо с организацией — разработчиком проекта);

оформление заказа на проектирование объекта, составление сметы на разработку проекта и договора;

создание творческого коллектива специалистов — разработчиков проекта, назначение главного архитектора и главного инженера проекта, ведущих и рядовых исполнителей по соответствующим специализированным его частям;

подбор и ознакомление с нормативной литературой, предназначенной для проектирования данного объекта, в том числе с последними изменениями и дополнениями к ней, опубликованными в БСТ и других информационных источниках;

разработка рабочего проекта, а затем рабочей документации при двухстадийном проектировании; выбор эффективных решений систем отопления, расчеты и разработка рабочих чертежей при проектировании в одну стадию;

взаимная увязка технических решений и рабочих чертежей между специалистами смежных специальностей;

составление смет на строительство объекта;

копирование чертежей и выполнение машинописных работ; для снижения стоимости проектирования и снижения сроков выпуска проекта используют бескопировальные методы, состоящие в том, что при разработке рабочих чертежей соблюдают все требования к графическому оформлению, вследствие чего последующий этап ручного копирования не требуется;

в случае отступлений от норм — согласование проекта с органами пожарной и санитарной инспекции, Госгортехнадзора и другими организациями, имеющими на это право, с внесением соответствующей надписи в проект; корректировка проекта с учетом замечаний, полученных при его согласовании с компетентными органами, с повторным согласованием, если это необходимо;

размножение чертежей, смет и пояснительной записки с помощью множительной техники;

оформление проекта (подборка чертежей, их обрезка до стандартного формата, переплетные работы и др.);

оформление и передача оригинала проекта в архив и выдача копий заказчику с оформлением документов о выполнении заказа.

В процессе строительства проектная организация ведет авторский надзор и при необходимости вносит изменения в проект или производит разработку дополнительных чертежей.

При составлении рабочего проекта и в начале одностадийного проектирования для выбора принципиального решения определяют: количество неоднородных по типам зданий и назначениям помещений объектов; категорию их производства; огнестойкость здания и оборудования; режим работы предприятий и режимы эксплуатации помещений. С учетом этих факторов и требований к отоплению, а также существующих в районе застройки энергетических и других ресурсов (воды, теплоисточников) принимают принципиальное решение отопления, допустимые параметры и вид теплоносителя, а также схемы теплоприготовительных пунктов (иногда с учетом перспективы подключения к более эффективному теплоисточнику).

При конструировании системы отопления ее отдельные узлы необходимо согласовывать с архитекторами, предусматривающими объемы здания для размещения тепловых пунктов и интерьеры помещений с учетом выбранного типа и способа размещения отопительных приборов и трубопроводов, с конструкторами, проектирующими отверстия в стенах и фундаментах для прохода теплопроводов, а также фундаменты под насосы и другое оборудование, с инженерами-электриками, проектирующими прокладку электрических кабелей к насосам, вентиляторам и приборам электроотопления, со специалистами по автоматике и диспетчеризации, а также по технологии производства.

После конструирования составляют аксонометрическую и расчетную схемы системы отопления, производят ее теплогидравлический расчет (определяют располагаемое давление, поверхность отопительных приборов и производят расчет теплопроводов). Рассчитывают и подбирают оборудование теплоприготовительного пункта с последующим его конструированием. Теплогидравлические расчеты, а также расчеты теплопотерь в некоторых проектных институтах производят по специальным программам на ЭВМ [36].

Затем оформляют пояснительную записку, разрабатывают рабочие чертежи, составляют спецификации и вычисляют технико-экономические показатели по проекту отопления.

ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА ВЫБОР ПРИНЦИПИАЛЬНОГО РЕШЕНИЯ ОТОПЛЕНИЯ

При выборе принципиального решения, на основании данных об объекте строительства, климате местности и о площадке, где объект размещается, определяют возможность непосредственного использования имеющихся в наличии энерго- или теплоносителей в отопительных установках и приборах, возможность устройства отопления, совмещенного с вентиляцией, целесообразность устройства отдельного дежурного или фонового отопления, а также обособленных ветвей и подсистем для обслуживания отдельных помещений или их групп. На выбор принципиального решения отопления влияет множество факторов, которые необходимо рассматривать еще до разработки проекта отопления, выделяя из их совокупности главные и второстепенные. Это дает возможность принимать наиболее целесообразное решение, удовлетворяющее нормам техники безопасности, санитарии и гигиены, а также обеспечивающее необходимые эксплуатационные и экономические показатели системы. Главными факторами являются: неоднородность объемов на строительной площадке и разнообразие назначения помещений в одном здании; категории пожаровзрывоопасности и токсичности производства; степень огнестойкости здания; режим работы предприятия и режимы эксплуатации помещений; экономические, эстетические и санитарно-гигиенические требования к отоплению.

УЧЕТ НЕОДНОРОДНОСТИ ОБЪЕКТОВ СТРОИТЕЛЬСТВА И НАЗНАЧЕНИЯ ПОМЕЩЕНИЙ В ЗДАНИЯХ

Проектирование зданий с однородными по заданным температурным условиям помещениями, режим эксплуатации которых мало изменяется в течение суток и рабочей недели (общежития, гостиницы, жилые дома и т. п.), не вызывает особых затруднений.

Этот вопрос усложняется при проектировании современного общественного центра, обслуживающего микрорайон города, или производственного комплекса (промышленного узла), которые состоят из целого ряда объемов зданий различного назначения, включающих в себя

помещения, отличающиеся как по режиму работы, так и по требуемым условиям. Состав общественных центров очень разнообразен: это торговые залы, кинозалы, рестораны, кафе, помещения для бытового обслуживания населения (химчистка, фабрика-кухня и т. п.).

Еще более сложен по составу объектов и помещений промышленный узел, состоящий из нескольких групп разнообразных зданий производственного и административно-бытового назначения. Условно эти группы можно охарактеризовать как здания: основного производства; обслуживающие основное производство; обслуживающие трудящихся. В каждом из них имеется своя доминирующая группа помещений, которая и предопределяет выбор вида системы отопления.

К объектам основного производства промышленных узлов относятся различные цеха: заготовительные (литейные, кузнечные, кузнечно-прессовые и др.); обрабатывающие (механические, термические, прокатные, покрасочные, гальванические, холодной штамповки, деревообрабатывающие и др.); сборочные (монтажно-сборочные, сварочные и др.). Кроме промышленных узлов имеется ряд сельскохозяйственных объектов: заводы по консервированию фруктов и овощей; производства по выращиванию сельскохозяйственных продуктов (теплицы и оранжереи), фермы по содержанию и откорму скота и птицы (коровники, телятники, свинарники, птичники и т. п.).

Как видно из вышеперечисленного, в каждом виде промышленного или сельскохозяйственного производства имеется своя свойственная ему группа помещений основного производства, отопление которых имеет свои особенности.

Не менее разнообразной, обычно присущей почти всем производствам, является группа объектов, обслуживающих основное производство. К этой группе относятся: гаражи, склады, мастерские, котельные, электрические подстанции, насосные станции, газорегуляторные пункты (ГРП), станции очистки сточных вод, вентиляционные центры, холодильные и компрессорные станции и т. п.

К объектам административно-бытового назначения относятся: обслуживающие производство здания управленческого персонала (административные здания), конструкторские бюро, проходные, а также здания, обслуживающие трудящихся, предназначенные для санитарно-гигиенического и коммунально-бытового (душевые, раздевалки, столовые, санитарные узлы и т. п.), лечебно-профилактического (поликлиники, профилактории), учебно-образовательного (аудитории, профтехучилища, конференц-залы) и культурного (кинозалы и др.) обслуживания.

В зарубежной и отечественной практике с целью экономии площадки, занятой под здания, строительных материалов, а также топлива, все основные объемы промышленных узлов или общественных центров стремятся объединить в единую архитектурно-планировочную структуру. При таком разнообразии помещений для принятия рационального решения отопления промышленного узла или общественного центра в целом необходимо прежде всего выявить рациональный вид теплоносителя, единый для всех объектов, экономичные схемы тепловых пунктов (центральных или индивидуальных), определить вид отопле-

ния и параметры теплоносителя исходя из соблюдения противопожарных и санитарно-гигиенических требований, а также норм техники безопасности.

Учитывая режим работы предприятия и неоднородность назначения помещений, важным этапом является принятие решения о степени использования в отоплении систем вентиляции, о способах отопления в рабочий и нерабочий периоды времени и о зонировании с устройством отдельных ветвей, обслуживающих однородные помещения.

Влияние режима работы предприятия на выбор отопления. Режим работы предприятия обусловливает чередование необходимых температурных условий в помещениях. При проектировании учитывают как минимум два режима — рабочий и нерабочий. В рабочее время значения их показателей температурных условий принимаются исходя из обеспечения выпуска качественной продукции и заданного комфорта для работающих. В нерабочее время их значения определяют из условий содержания технологического оборудования в исправном состоянии и строительных конструкций в сохранности.

Постоянные температурные условия имеют жилые здания, больничные палаты, промышленные цеха с круглосуточным режимом работы без выходных дней, сельскохозяйственные культивационные сооружения (теплицы, оранжереи и т. п.), инкубаторы, газораспределительные пункты и многие другие объекты, в которых необходимо поддерживать постоянно одни и те же значения показателей температурных условий. Переменные температурные условия имеют промышленные цеха с одно-двухсменной или трехсменной работой, но с пятидневной рабочей неделей, административные и конторские здания, помещения зрелищных учреждений, учебные заведения и ряд других объектов, у которых в рабочее время необходимо поддерживать одни, а в нерабочее время ввиду отсутствия людей — другие значения контролируемых параметров температурных условий.

Режим дежурного отопления предусматривают для местностей с расчетной наружной температурой ниже — 5 °С в нерабочее время и во время перерывов, если в холодный период года необходимо поддерживать положительную температуру в помещении.

Если имеется возможность в нерабочий период времени поддерживать температуру в помещении на уровне +5 °С без специального обогрева, то дежурное отопление не устраивают. При необходимости его осуществляют:

путем переключения установок воздушного отопления, совмещенного с вентиляцией, на рециркуляционный режим работы, если это допускают санитарно-гигиенические нормы;

устройством отдельных ветвей системы отопления, работающих в нерабочий период при отключенной основной системе (отдельная ветвь при этом является частью системы отопления и работает во время всего отопительного периода);

устройством отдельных отопительных установок, работающих только в период дежурного отопления.

Кроме названных, могут быть и другие способы обогрева помещений в нерабочее время — использование тепловыделений от остыва-

ющего оборудования и конструкций здания, теплоизбытков рядом стоящих цехов, которые в это время работают и т. д.

Обособленные системы дежурного отопления обычно устраивают в помещениях, которые только в рабочее время могут обогреваться за счет теплоизбытков, например, цеха, в которых размещаются энергоблоки тепловых электростанций, выделяющие много теплоты в рабочее время. В период ремонта и реконструкции оборудования теплоизбытки отсутствуют и, следовательно, возникает необходимость искусственного обогрева. Если ремонт осуществляется один раз в год, то при специальном технико-экономическом обосновании в качестве дежурного отопления можно использовать передвижные отопительные установки, которые после окончания ремонта могут быть использованы по другому назначению.

Если отдельные рабочие места локализованы на больших участках площади помещения, то целесообразно предусматривать периодически работающие отопительные установки. Такой локальный периодический обогрев рабочих мест целесообразно устраивать в помещениях складов, соблюдая температуры поверхностей отопительных приборов в соответствии с видом хранимого продукта и противопожарными нормами.

В помещениях, где к началу работы невозможно обеспечить нормируемые тепловые условия, при снижении температуры внутреннего воздуха в нерабочее время до +5 °С, устраивают отдельную, так называемую «фоновую» систему отопления, поддерживающую минимально допустимую температуру воздуха с учетом тепловой инерции объекта. Выявлено, что для конторских и проектных учреждений, архивов, библиотек и других помещений с расчетным количеством сотрудников 100 чел. и более, кабинетов площадью не менее 35 м². Учитывая массу объекта, его тепловую инерцию и необходимый уровень тепловых условий, создаваемый к началу работы, «фоновую» систему отопления следует проектировать из расчета поддержания температуры воздуха не менее 14 °С.

Наиболее дешевым способом дежурного отопления является использование вентиляционного оборудования с переключением систем вентиляции на полную рециркуляцию. Однако, такой способ отопления не всегда возможен из-за наличия в воздухе пыли, токсичных и взрыво- или пожароопасных веществ.

При выборе отопления и его схемы важно учитывать, что в различных группах помещений может быть неодинаковый режим эксплуатации, разные сочетания и уровни факторов, обусловливающих наличие теплоизбытков. В одном и том же помещении могут быть также объемы, в которых целесообразно поддерживать различные температурные условия.

С целью лучшей возможности их поддержания на заданном уровне в здании с учетом этих обстоятельств при конструировании схемы отопления используют принцип зонирования.

Различают зонирование по группам помещений, отдельным помещениям, по фасадам здания и по участкам рабочей зоны.

По группам помещений зонирование осуществляется там, где в

одном объекте имеется две и более группы помещений, в которых режимы эксплуатации различны. Такими объектами могут быть, например, жилые здания со встроенными в них предприятиями бытового обслуживания (химчистки, магазины и т. п.). В этом случае на отопление встроенных предприятий предусматривают самостоятельную ветвь системы со своей системой регулирования расхода теплоты.

По отдельным помещениям зонирование осуществляется в тех случаях, когда в одном здании имеются объемы, эксплуатируемые эпизодически (конференц-залы, кинозалы, обеденные залы и др.).

По фасадам здания зонирование используют с целью снижения нагрузки отопления за счет теплопоступлений от солнечной радиации через ограждения зданий, интенсивность которой изменяется в зависимости от ориентации фасадов.

Зонирование по рабочим местам экономически целесообразно предусматривать для производственных зданий, у которых на одного работающего приходится более 50 м² площади пола. В этих случаях отопление рассчитывается из условия соблюдения более высоких требуемых температурных условий на рабочих местах, чем в остальной части рабочей зоны. Такое зонирование также оправдано, если есть неравномерно распределенные тепловыделения по объему цеха.

Учет режима эксплуатации помещений и условий эксплуатации систем отопления. В зависимости от степени использования наружного воздуха без его предварительной обработки режимы эксплуатации помещений бывают: открытые (регулируемые и нерегулируемые); смешанные (регулируемые); закрытые (негерметичные и герметичные).

При открытых режимах эксплуатации заданные температурные условия поддерживают при помощи регулируемых проемов в наружных стенах, через которые поступает атмосферный воздух. Такие условия эксплуатации возможны в помещениях в холодный период года только в случае обеспечения необходимой по нормам температуры воздуха, поступающего в рабочую зону. Для районов со средней температурой самой холодной пятидневки выше — 5 °С такой режим может быть использован в течение всего холодного периода года. Использование открытых режимов допускается при условии, когда загрязненность атмосферного воздуха и уровень шума, проникающего в помещения через открытые проемы, наблюдаются не ниже требуемых по нормам.

Смешанные режимы эксплуатации помещений отличаются от открытых тем, что наряду с притоком в помещения через проемы необработанного воздуха, подают также и обработанный воздух посредством временно или постоянно работающего отопительно-вентиляционного оборудования. Специфика эксплуатации помещений с такими режимами заключается в том, что при изменении температуры наружного воздуха ниже или выше определенного предела необходимо регулировать тепло- и воздухоподачу в помещения, включать или отключать отопительно-вентиляционное оборудование и регулировать открывание приточно-вытяжных фрамуг окон и фонарей. В холодный период года эти условия используют в большинстве помещений производственных зданий. В этом случае необходимы утепленные наруж-

ные ограждения, а также отопительно-вентиляционные системы, обеспечивающие и дежурное отопление.

При закрытых режимах эксплуатации помещений почти весь воздух обрабатывается и распределяется в помещениях при помощи отопительно-вентиляционного оборудования.

При суровой погоде (ниже — 36 °С) с сильными ветрами в холодный период года (при очень жаркой погоде с высокой влажностью в теплый период года), а также при большой загрязненности наружного воздуха, проектируют герметичные режимы эксплуатации.

При закрытых режимах эксплуатации работающее круглосуточно отопительно-вентиляционное оборудование, снабженное установками кондиционирования воздуха со сложной, дорогостоящей автоматикой, а также теплоизоляция и герметизация ограждений должны быть особенно надежными.

При определении принципиального решения отопления важно учесть также и характер изменения тепловой нагрузки системы отопления, которое может быть вызвано следующими причинами:

не стабильностью погодных условий и, следовательно, режима теплопотерь, вследствие чего необходимо изменять теплоотдачу отопительных приборов, что может привести к снижению гидравлической устойчивости системы и ее разрегулировке; для устранения этого недостатка проектируют системы отопления с более устойчивой схемой движения теплоносителя, например, однотрубные системы с значительно меньшим гидравлическим сопротивлением магистралей по сравнению с приборными ветвями;

различием режима облучения помещений с разной ориентацией прямой солнечной радиацией; учет этого обстоятельства требует устройства систем отопления с отдельными ветвями, каждая из которых обслуживает ряд помещений, выходящих на один из фасадов здания, с установкой на каждой ветви автоматических регуляторов расхода теплоты, (т. е. пофасадного регулирования); для компактной установки таких регуляторов в теплопункте используются, в основном, системы отопления с нижней прокладкой магистралей;

различием режима работы помещений различного назначения (например номеров гостиницы и встроенного в нее ресторана, конторских помещений и конференц-залов и т. п.), что требует устройства отдельных ветвей системы отопления, каждая из которых обслуживает одно или группу помещений с одинаковым режимом; в этом случае место размещения теплопункта в объеме здания определяется с учетом экономичной протяженности трубопроводов и возможности установки регуляторов расхода теплоты на отдельных ветвях системы в пределах теплопункта.

При необходимости ввода в эксплуатацию здания, имеющего секционную структуру и строящегося посекционно, временно обеспечивают возможность работы части системы отопления (на секцию) без нарушения ее тепловой и гидравлической устойчивости. Для этой цели применяют посекционную разводку с устройством теплового пункта в средней секции, строительство которой начинают в первую очередь.

При строительстве здания методом возведения этажей в зимнее время с целью ввода в эксплуатацию части системы отопления по мере наращивания этажей, применяют системы отопления с нижней прокладкой магистральных теплопроводов.

Гидравлическая устойчивость, ремонтоспособность и гибкость регулирования нагрузки системы зависит от ее конструкции в целом, а также от степени ее насыщенности унифицированными элементами.

Если система отопления, работающая от собственного теплогенератора, в перспективе будет подключаться к теплосети, то при проектировании должны быть предусмотрены мероприятия, позволяющие осуществить ее реконструкцию с учетом минимума затрат и в кратчайшие сроки.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

ОРГАНИЗАЦИЯ ОБСЛУЖИВАНИЯ И РЕМОНТА СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Надежная работа систем отопления обеспечивается проведением организационных и технических мероприятий. Организационные мероприятия заключаются в разработке структуры службы эксплуатации и ремонта систем теплопотребления, в задачи которой входят планирование, материально-техническое снабжение, разработка технической документации, контроль за правильной эксплуатацией и соблюдение техники безопасности, подготовка кадров и т. д. Технические мероприятия предусматривают техническое обслуживание и ремонт систем отопления, соблюдение требуемых режимов работы систем теплопотребления.

Организационная структура эксплуатации систем теплопотребления зависит от типа и мощности системы теплоснабжения, ее ведомственной подчиненности, характера теплопотребления.

В некоторых городах созданы специализированные хозрасчетные предприятия — дирекции объединенных котельных и тепловых сетей.

В Киеве функционирует производственное объединение «Киевжилтеплосеть», подчиненное городскому исполнительному комитету Совета народных депутатов. В состав объединения входят 12 районов теплосети, два специализированных ремонтно-строительных управления и другие службы, осуществляющие техническое обслуживание и ремонт тепловых сетей, центральных и индивидуальных пунктов, домовых и групповых котельных, а также систем отопления и горячего водоснабжения жилого фонда города. При жилищно-эксплуатационных конторах имеются опорные пункты теплосети.

Создание объединенных диспетчерских систем, как показал опыт их работы в Москве, Киеве и ряде городов УССР, при дистанционном управлении инженерным оборудованием зданий обеспечивает бесперебойную работу и управление оборудованием жилых и общественных зданий, повышает уровень обслуживания населения, снижает затраты

тепловой и электрической энергии, уменьшает численность обслуживающего персонала и т. д.

С целью упорядочения эксплуатации теплоэнергетического хозяйства Совет Министров УССР принял постановление от 12 сентября 1983 г. № 381 «О дополнительных мерах по повышению эффективности теплоэнергетического хозяйства городов и других населенных пунктов». Постановлением предусматривается создание при МЖКХ УССР на базе управления теплового хозяйства Министерства республиканского объединения по эксплуатации и ремонту систем теплоснабжения (Укртеплокоммунэнерго). Утверждена трехзвеньевая система управления теплоснабжением: МЖКХ УССР — республиканское объединение «Укртеплокоммунэнерго» — теплоснабжающее объединение, предприятие, организация. Постановлением предусматриваются также: осуществление мер по ликвидации и реконструкции действующих неэкономичных котельных в городах и других населенных пунктах с одновременным сокращением численности обслуживающего персонала и снижением расхода топлива; разработка схем теплоснабжения городов и других населенных пунктов; сооружение энергетических объектов, использующих вторичные и низкопотенциальные энергоресурсы, геотермальную и солнечную энергию и другие мероприятия.

В общественных зданиях и коммунальных предприятиях техническое обслуживание и ремонт санитарно-технических систем как правило, осуществляет служба эксплуатации, в которую входит инженер (техник) и слесари-сантехники. Ремонт этих систем может производиться также по договору специализированными организациями.

На промышленных предприятиях служба эксплуатации и ремонта санитарно-технических систем подчиняется главному энергетику (главному механику) предприятия. Структура этой службы может быть различной. На крупных предприятиях техническим обслуживанием и ремонтом систем руководит специальное бюро, которое составляет графики ремонта, контролирует качество эксплуатации, выполняет работы по реконструкции систем. Эксплуатацию и ремонт систем отопления осуществляет специальный цех или ремонтная мастерская. На некоторых предприятиях межремонтное обслуживание и ремонты систем теплопотребления выполняют цеховые ремонтные группы, в состав которых входят дежурные слесари.

На небольших промышленных предприятиях эксплуатация систем отопления возлагается на инженеров или техников, находящихся в подчинении главного механика предприятия и руководящих дежурными слесарями-сантехниками. Ремонт всех санитарно-технических систем, как правило, выполняется силами производственных цехов или ремонтно-механическим цехом предприятия. Большой объем ремонтных работ, например, при капитальном ремонте, может быть выполнен по договору специализированной ремонтно-строительной организацией.

Надежная и экономичная работа систем отопления и тепловых пунктов обеспечивается выполнением следующих мероприятий системы планово-предупредительных ремонтов (ППР): планированием профилактических и ремонтных работ с определением их трудоемкости для различного вида оборудования; установлением продолжительности

ремонтных циклов, межремонтных периодов и структуры ремонтных циклов с учетом специфики работы оборудования; организацией проведения планируемых работ, обеспечением их необходимыми материалами, запасными частями, технической документацией; разработкой основных правил по обслуживанию и ремонту оборудования с соблюдением требований техники безопасности; контролем за качеством производимых работ.

Планирование и оформление отчетной документации планово-предупредительных ремонтов (ППР) тепловых пунктов и систем теплопотребления осуществляют эксплуатирующие организации, руководствуясь действующими инструкциями, нормами, положениями. Планирование ППР должно предусматривать разработку перспективных и годовых планов-графиков ремонта и профилактического обслуживания основного оборудования, определение объема ремонтных работ, составление сметы на капитальный ремонт, подготовку ведомости дефектов для выполнения текущего ремонта и т. д.

Система ППР включает межремонтное обслуживание, периодические профилактические работы, плановые (текущие и капитальные) ремонты.

Межремонтное обслуживание заключается в наблюдении за состоянием оборудования, устранении мелких неисправностей, наладке тепловых пунктов и систем отопления, соблюдении в условиях эксплуатации действующих инструкций и правил техники безопасности.

Основными задачами обслуживания тепловых пунктов являются: соблюдение в системе отопления требуемых расхода и параметров теплоносителя; устранение утечек теплоносителя; обеспечение бесперебойной и эффективной работы всего оборудования. В зависимости от структуры эксплуатации тепловые пункты обслуживают слесари-обходчики теплосети или дежурный персонал потребителя.

Обслуживающий персонал должен: знать оборудование теплового пункта и устройство системы отопления, номер элеватора, диаметр сопла, режим работы теплосети и системы теплопотребления, величину статического давления в системе отопления; выполнять указания диспетчера тепловой сети; содержать помещение теплового пункта в чистоте, не допускать в него посторонних лиц; в аварийных случаях отключать узел ввода от тепловой сети и немедленно извещать об этом район теплосети; знать и выполнять требования техники безопасности. Включение и выключение тепловых пунктов и систем отопления, а также регулирование расхода сетевой воды осуществляет обычно персонал тепловой сети. Перед включением в эксплуатацию тепловой пункт должен быть отремонтирован, промыт и опрессован. Слесари-обходчики не менее одного раза в две недели, проверяют состояние помещений, оборудования, запорно-регулирующей арматуры, трубопроводов, контрольно-измерительных приборов и средств автоматики, наличие пломб на элеваторах, дроссельных диафрагмах и приборах, предназначенных для учета тепловой энергии. Затем в журнал теплового пункта заносят показания манометров, термометров, водомеров (тепломеров), записывают все обнаруженные неисправности и отметки об их устране-

нии, отмечают все случаи отключения и подключения вводов к тепловой сети. На каждый тепловой пункт по установленной форме необходимо составлять паспорт, один экземпляр которого должен находиться на тепловом пункте, а второй — в эксплуатационном районе тепловой сети.

Основными задачами технического обслуживания системы отопления являются: поддержание системы в исправном состоянии; систематический контроль за ее работой; устранение мелких неисправностей; обеспечение правильной ее эксплуатации.

Слесари-сантехники по техническому обслуживанию обязаны периодически осматривать систему отопления для выявления недостатков в ее работе и их устранения. Отопительные приборы, трубопроводы и запорно-регулирующую арматуру следует осматривать не менее двух раз за отопительный сезон с целью контроля качества обогрева помещений, проверки плотности соединений и состояния креплений отопительных приборов и трубопроводов. Трубопроводы, прокладываемые в технических подпольях, подвалах, чердаках и лестничных клетках подлежат ежемесячному осмотру с целью проверки качества тепловой изоляции, плотности запорно-регулирующей арматуры и соединений трубопроводов. Обход всей системы отопления осуществляют дважды в год: осенью — при проверке готовности системы к отопительному сезону и весной — для выявления неисправностей и уточнения объема работ по плановому ремонту, производимому в летнее время. Мелкие неисправности (уплотнение сальниковой набивки в арматуре, затягивание резьбовых и фланцевых соединений) устраняют немедленно. При небольших течах в трубах допускается установка временных хомутов. Пришедшую в негодность тепловую изоляцию удаляют, трубы очищают от ржавчины, покрывают антикоррозионным слоем, после чего накладывают новую тепловую изоляцию.

Обслуживающий персонал обязан устранять неисправности по заявкам потребителей (жильцов), выполнять текущий ремонт, участвовать в проведении плановых ремонтов системы отопления, ликвидации аварий.

Все выявленные во время обходов неисправности и меры по их устранению должны быть зафиксированы в специальном журнале. Неисправности, не влияющие на работу системы отопления и которые не могут быть устранены немедленно, записывают в ведомость дефектов для устранения их в межотопительный период.

При каждом обходе системы отопления необходимо из нее выпускать воздух через воздухосборники, воздушные трубы и воздушные краны у отопительных приборов.

Обслуживающий персонал должен знакомить потребителей (жильцов) с правилами эксплуатации систем отопления, способом регулирования теплоотдачи отопительных приборов, объяснять причины их неудовлетворительной работы из-за закрытия приборов мебелью, декоративными решетками с малым живым сечением для прохода воздуха и т. д. Так, до сведения потребителя необходимо довести, что при закрытом воздушном клапане тепловая мощность конвектора «Комфорт» уменьшается в 3,3 раза, а при снятых панелях кожуха — в

1,5 раза. Очистку конвекторов от пыли с помощью пылесоса или щетки необходимо производить в начале отопительного сезона и один — два раза во время работы системы отопления. После окончания отопительного сезона клапан необходимо закрыть, что предохранит нагревательный элемент конвектора от попадания пыли в межотопительный период.

После окончания отопительного сезона для предотвращения попадания воздуха в систему отопления до начала ремонта ее оставляют заполненной сетевой водой. В процессе подготовки к отопительному сезону система должна быть отремонтирована, промыта и подвергнута гидравлическому испытанию.

Профилактические работы, проводимые согласно графику ППР, включают периодические осмотры и профилактические испытания.

Осмотры как самостоятельные операции, входящие в состав ремонтного цикла, планируют для водонагревателей, насосов центральных и индивидуальных тепловых пунктов, т. е. для оборудования, которое характеризуется большой трудоемкостью ремонта. Во время осмотров проверяют состояние оборудования, производят мелкий ремонт, чистку, промывку, выявляют дефекты эксплуатации, уточняют состав и объем работы, подлежащий выполнению при очередном плановом ремонте. Периодичность осмотров устанавливает главный инженер предприятия, эксплуатирующего тепловые пункты и системы теплопотребления. Как правило, для большей части оборудования осмотры проводят в порядке межремонтного обслуживания.

Профилактические испытания как самостоятельные операции планируют и проводят раз в год в летнее время между двумя очередными плановыми ремонтами только для особо ответственного оборудования с целью выявления его эксплуатационной надежности, безопасности обслуживания и предупреждения возникновения аварии.

Текущий ремонт является основным видом профилактического ремонта, направленного на обеспечение длительной и безотказной работы системы отопления, предупреждение ее износа и устранения неисправностей, возникших в процессе эксплуатации. Во время его проведения оборудование теплового пункта и систему отопления отключают от тепловой сети и производят необходимые ремонтные операции. Текущий ремонт тепловых пунктов и систем отопления осуществляют в летний период.

Наиболее характерными работами по текущему ремонту являются: замена отдельных участков трубопроводов и пришедших в негодность отопительных приборов; частичная замена вышедших из строя запорно-регулирующей арматуры, фланцев и прокладок; смена сальниковой набивки в арматуре; восстановление тепловой изоляции трубопроводов и оборудования; чистка насосов, проверка их центровки с электродвигателями, чистка и смазка подшипников; чистка и ремонт воздухосборников, вантузов, конденсатоотводчиков, водонагревателей, грязевиков, средств автоматического регулирования и другого оборудования тепловых пунктов и систем отопления; снятие контрольно-измерительных приборов и сдача их на проверку; ремонт креплений трубо-

проводов и оборудования; промывка системы, ее гидравлическое испытание; окраска трубопроводов и оборудования.

Капитальный ремонт является наиболее сложным и полным по объему видом планового ремонта. При его проведении производится полная разборка оборудования тепловых пунктов, восстановление и замена изношенных деталей, узлов и участков трубопроводов системы отопления, испытание и наладка оборудования и сети трубопроводов. В объем капитального ремонта, кроме работ, выполняемых при текущем ремонте, входят также дополнительные работы, которые выявляются и фиксируются в ведомости дефектов при последнем в ремонтном цикле текущем ремонте: замена типа отопительных приборов; присоединение существующей системы отопления, снабжаемой теплом от местной котельной, к тепловой сети ТЭЦ или районной котельной; автоматизация и диспетчеризация системы теплопотребления; замена тепловой изоляции трубопроводов и оборудования; все строительные работы, связанные с капитальным ремонтом теплового пункта и системы отопления. При проведении капитальных ремонтов предусматривают мероприятия, направленные на улучшение технико-экономических показателей систем, повышение их эффективности в результате реконструкции и модернизации оборудования.

Сроки проведения и объемы работ по плановому ремонту систем теплопотребления эксплуатирующая организация согласовывает с потребителем. В городах сроки проведения текущих и капитальных ремонтов теплового хозяйства регламентируются специальными положениями, утверждаемыми исполнительными комитетами городских Советов народных депутатов, как это сделано в г. Киеве.

Численность персонала, занятого обслуживанием и ремонтом отопительных котельных, тепловых сетей и систем теплопотребления определяется на основании расчета трудозатрат, выраженных в условных единицах, в соответствии с системой ППР.

При проведении ремонтных работ необходимо строго соблюдать правила техники безопасности. Подлежащий ремонту тепловой пункт должен быть с помощью запорной арматуры отключен от тепловой сети. На запорной арматуре следует вывешивать плакаты «Не открывать — работают люди!», «Не включать — в ремонте!». Производить ремонтные работы при избыточном давлении в трубопроводах не допускается.

НЕИСПРАВНОСТИ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ И МЕРЫ ПО ИХ УСТРАНЕНИЮ

Отсутствие циркуляции теплоносителя в системе отопления или в отдельных ее частях может быть вызвано наличием в ней воздуха из-за недостаточного заполнения системы водой или при утечке теплоносителя, что возможно при независимой схеме присоединения сети или при теплоснабжении от местной котельной. Как правило, при этом в системах с верхней разводкой в первую очередь прекращается циркуляция теплоносителя в стояках, присоединенных к распределительной магистрали вблизи воздухосборника. При несвоевременном обнаружении этой неисправности может возникнуть опасность про-

мерзания не только узлов присоединения этих стояков к магистралям, но и самих магистральных трубопроводов. В двухтрубных системах с нижней разводкой и в горизонтальных системах при наличии воздуха в первую очередь не работают отопительные приборы верхнего этажа. Для возобновления циркуляции воздух необходимо выпустить через воздушные краны, установленные в этих приборах.

Уменьшение или даже прекращение циркуляции воды в отдельных частях системы отопления может быть вызвано их засорением при изготовлении, монтаже или ремонте, что наиболее часто наблюдается в запорно-регулирующей арматуре, в резьбовых соединениях труб при небрежной подмотке льняной пряди и особенно при неснятых заусенцах; при переходе с одного диаметра трубы на другой; в местах изгиба трубопроводов; в отопительных приборах; в корпусе центробежного насоса и т. д.

Определение и устранение засоров иногда бывает затруднительно. Обычно места засоров находятся на границе прогрева и недогрева трубопроводов. Если простукиванием ликвидировать засор в трубопроводах не удается, их интенсивно промывают. Тяжелые частицы, образующие засор, обычно оседают в определенном месте и легко удаляются после разборки труб. Однако устранение засоров, создаваемых легким мусором (например щепками или льняной прядью), затруднено, так как при спуске воды из засоренного участка легкие частицы, перемещаясь вместе с водой, могут образовать засор в новом месте.

Неплотности в трубопроводах, являющиеся часто встречающейся неисправностью систем отопления, могут возникать в резьбовых, фланцевых и сварных соединениях, а также при возникновении трещин в трубах, ниппелях радиаторов и т. д.

Течь в резьбовых соединениях наблюдается при недостаточном их уплотнении особенно в сгонах между муфтами и контргайками, при очень глубокой или сорванной резьбе, при наличии трещины в фасонной части. В зависимости от установленной причины неплотности, резьбовое соединение уплотняют или заменяют непригодную деталь.

Неплотности фланцевых соединений могут быть вызваны недостаточным затягиванием болтов, перекосом во фланцах или некачественной уплотнительной прокладкой. Если после дополнительного затягивания болтов течь не устраняется, прокладку меняют. Нельзя забивать клинья во фланцевые соединения, которые подтекают, или устанавливать косые прокладки между фланцами при их перекосе.

Причиной неплотности сварных соединений может быть низкое качество сварочных работ, устраняют этот недостаток дополнительной проваркой швов.

Неправильное гнутье труб может вызвать появление трещины. Если ширина трещины не превышает 5 мм, трубы заваривают сплошным швом, а при ее ширине 6—20 мм и длине до 200 мм к трубе приваривают накладку из листовой стали толщиной не менее 4 мм, при больших размерах щели производят замену участка трубопровода.

Причинами появления неплотностей также могут быть коррозия труб, отсутствие или недостаточная компенсация температурных удли-

нений трубопроводов, превышение допустимого давления теплоносителя, гидравлические удары и т. д.

Низкое качество заготовительных и монтажных работ, а также отступления от проекта могут повлиять на эффективность всей системы отопления или отдельных ее частей.

К числу дефектов монтажа относится неправильная установка запорно-регулирующей арматуры. В вентиле теплоноситель должен перемещаться через золотниковое отверстие в сторону клапана (золотника).

Проходные краны, устанавливаемые для отключения стояков, при высокой температуре теплоносителя «прикипают», если ими длительное время не пользуются. Во избежание этого пробки этих кранов периодически (2—3 раза в год) следует прокручивать.

Причиной отключения отдельных проточно-регулируемых стояков может явиться неисправность трехходовых кранов при отсутствии в них деталей, исключающих возможность полного перекрывания расходов воды в стояках.

Причиной неудовлетворительной работы отопительных приборов П-образного стояка, когда одни приборы недогреваются, а другие перегреваются, может явиться ошибочное присоединение подъемной части стояка к сборной магистрали, а опускной — к распределительной. Такие неисправности подлежат устранению, так как регулировка системы отопления при их наличии не может дать положительных результатов.

Непрогревы отдельных стояков могут наблюдаться в таких случаях: при неполностью открытой запорно-регулирующей арматуре в местах подключения стояков (ветвей) к распределительным или сборным магистралям; система отопления не отрегулирована, в результате чего часть стояков перегревается, а часть — недогревается; засорился участок трубопровода, в результате чего уменьшилась или полностью прекратилась циркуляция воды; образовалась воздушная пробка в верхней части П-образного стояка или в узле подключения стояка к сборной магистрали при верхней разводке; циркуляция воды прекратилась, если часть системы опорожнена ввиду недостаточного давления в обратной магистрали или при утечке воды в системе, присоединенной к теплосети по независимой схеме и т. д.

Недостаточный прогрев отдельных отопительных приборов может быть обусловлен следующими причинами: не полностью открыт регулирующий кран на ответвлении к отопительному прибору; наличие обратного уклона на ответвлениях к отопительному прибору, что затрудняет полное удаление из него воздуха; не полностью открыт воздушный клапан на конвекторе типа «Комфорт»; неправильно установлен отопительный прибор (не выдержаны требуемые зазоры между ним и ограждениями помещения — стеной, полом, подоконной доской); отопительный прибор закрыт декоративной решеткой с малым живым сечением для омывания воздухом; засорение отопительного прибора, ответвлений трубопроводов к нему и регулирующих кранов.

Эффективность системы отопления может быть снижена неудовлетворительной работой насосов, предназначенных для создания цирку-

ляции теплоносителя. Производительность $G_н$ и развиваемое насосом давление $\Delta p_н$ резко уменьшаются при неправильном направлении вращения его рабочего колеса. Вращение должно происходить в сторону разворота улиткообразного корпуса насоса. Для изменения направления вращения достаточно поменять местами любые две фазы на клеммах электродвигателя или электрического щита. Уменьшение частоты вращения насоса по сравнению с ее расчетной величиной также приводит к снижению величин $G_н$ и $\Delta p_н$. Следует помнить, что изменение расхода воды в системе отопления прямо пропорционально изменению частоты вращения насоса. При этом изменение гидравлического сопротивления системы и потребляемая электродвигателем мощность соответственно пропорциональны второй и третьей степени изменения частоты вращения. Увеличенный перепад температуры в системе отопления по сравнению с отопительным графиком, как правило, свидетельствует о недостаточной производительности насоса, а небольшой перепад может быть вызван завышенным расходом теплоносителя. В этих случаях соответствующим образом следует изменить частоту вращения насоса. Неудовлетворительная работа системы отопления может быть также вызвана неправильным подбором насоса при проектировании, несоответствием характеристики установленного насоса паспортным данным, подсосом воздуха через сальник или фланцы на всасывающем патрубке, неплотным закрытием задвижки на обводной линии насоса, засорением насоса и т. д. Перегрев электродвигателя насоса или выход его из строя может быть вызван недостаточной его мощностью или засорением насоса. Если устранить обнаруженные неисправности не удается, насос следует заменить.

В системах парового отопления чаще всего не прогреваются отопительные приборы, расположенные в самых удаленных от узла ввода стояках. Причиной непрогрева может быть: недостаточное давление и расход пара в системе отопления; поступление пара в конденсатопровод, особенно через отопительные приборы в ближайших к тепловому узлу стояках, что создает подпор конденсата для других стояков; наличие воздушных и водяных пробок в магистральных трубопроводах и ответвлениях к стоякам и отопительным приборам; засоры трубопроводов и т. д.

Воздушные или водяные пробки в системах парового отопления наблюдаются при несоблюдении уклонов трубопроводов, их переломе. Даже при правильных уклонах необходимо периодически выпускать воздух из системы отопления. После перерыва в работе системы выпуск воздуха необходимо осуществлять при пуске ее в действие.

Неудовлетворительная работа системы отопления или отдельных ее частей может быть вызвана несколькими причинами. Поэтому прежде, чем устранять обнаруженные неисправности, следует систему тщательно обследовать. Например, часто пытаются ликвидировать непрогрев некоторых помещений увеличением диаметров отдельных участков трубопроводов, увеличением поверхности отопительных приборов, что следует делать только после технического обоснования и выполненных расчетов.

ПРИЕМКА СИСТЕМ ВОДЯНОГО И ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ В ЭКСПЛУАТАЦИЮ

Приемке в эксплуатацию систем водяного отопления после окончания монтажа или ремонта предшествуют их наружный осмотр и пуск в действие.

При осмотре системы отопления проверяют состояние помещения теплового пункта и установленного в нем оборудования, соответствие узла ввода проекту, а именно: наличие и состояние контрольно-измерительных приборов, автоматических регуляторов и приборов учета; соответствие номера элеватора и диаметра установленного в нем сопла тепловой мощности системы отопления к фактическому располагаемому напору (разности давлений) на вводе теплосети в здание; наличие и соответствие расчету ограничительных диафрагм; состояние трубопроводов, арматуры и тепловой изоляции; наличие схем и инструкций для обслуживающего персонала теплового пункта; отсутствие прямых соединений оборудования теплового пункта с водопроводом и канализацией; соответствие помещения требованиям, предъявляемым к тепловым пунктам.

При проверке тепловых пунктов устанавливают также объем и качество выполненных монтажных или ремонтных работ.

При наружном осмотре системы отопления проверяют: соответствие ее проекту и требованиям СНиП III-28-75, правильность установки отопительных приборов и прокладки трубопроводов; наличие и исправность оборудования, запорно-регулирующей арматуры, предохранительных устройств, контрольно-измерительных приборов; соблюдение уклонов трубопроводов; наличие и правильность расположения устройств для спуска воды и выпуска воздуха; прочность крепления трубопроводов и отопительных приборов; наличие тепловой изоляции на трубопроводах, проходящих через неотапливаемые помещения; качество выполненных ремонтных или монтажных работ. При осмотре системы необходимо открыть всю установленную запорную и регулирующую арматуру на магистральных трубопроводах, стояках и ответвлениях к отопительным приборам, а также воздуховыпускные краны на воздухосборниках и радиаторах верхних этажей (в системах отопления с нижней разводкой); закрытыми должны быть только задвижки, отключающие от теплосети узел ввода.

Результаты наружного осмотра теплового пункта и системы отопления с перечнем обнаруженных неисправностей и сроком их устранения фиксируют в дефектной ведомости, прилагаемой к акту приемки системы в эксплуатацию.

Пуск в действие системы отопления предусматривает выполнение следующих основных мероприятий: подготовку системы к пуску; заполнение ее водой, гидравлическое испытание, промывку системы, подключение ее к тепловой сети, тепловое испытание и регулирование системы отопления.

Первоначальное наполнение системы отопления водой является весьма ответственной операцией, так как из-за возможного наличия в системе скрытых дефектов и несоблюдения мер предосторожности,

помещения могут быть залиты водой. Поэтому перед началом этой операции следует удостовериться в полном завершении монтажных или ремонтных работ.

Дренажный трубопровод от системы отопления соединяют с канализационной сетью с разрывом струи. Если канализация еще не функционирует, дренажный трубопровод необходимо вывести за пределы здания.

Перед началом заполнения системы отопления водой слесари должны быть проинструктированы и расставлены по закрепленным участкам. На каждый подъезд (секцию) здания обычно выделяют двух квалифицированных рабочих с необходимым слесарным инструментом. Слесарь, регулирующий подачу воды в систему отопления, должен находиться в тепловом пункте здания (узле ввода теплосети). Снаружи здания следует поставить сигнальщика для передачи через открытые окна информации от рабочих, осматривающих систему, слесарю, обеспечивающему подачу воды. Кроме того, дежурные слесари должны находиться у воздухосборников и в подвале здания для наблюдения за расположенными там трубопроводами и арматурой.

При положительных температурах наружного воздуха система отопления заполняется водопроводной водой через обратную магистраль, а при недостаточном давлении в водопроводе воду подкачивают ручным насосом. В однотрубных системах отопления с нижней разводкой воду подают одновременно и в сборную и распределительную магистрали. Для более полного удаления воздуха из системы отопления ее следует заполнять водой медленно. Воздушные краны на воздухосборниках и в радиаторах систем отопления с нижней разводкой закрывают при появлении струи воды в них, после чего прекращают подачу воды из водопровода. В системах отопления, имеющих расширительный бак, подачу воды прекращают сразу после появления воды из сигнальной (контрольной) трубы.

Системы отопления большой протяженности обычно заполняют по частям. Во время заполнения системы слесари должны внимательно следить за ее состоянием для своевременного выявления возможной течи. При обнаружении небольшой течи или другого мелкого дефекта обычно подачу воды не прекращают, а при возможности устраняют выявленную неисправность (затягивают резьбовые соединения, подтягивают болты на фланцах, уплотняют сальниковую набивку в арматуре) или отмечают места течи мелом вблизи протеканий для последующего их устранения. Подчеканивать места течи запрещается, так как эта мера устраняет течь лишь на короткое время. Если же течь большая и устранить ее можно только заваркой или заменой арматуры или участка трубы, заполнение системы отопления прекращают, выпускают из нее часть воды до уровня, расположенного ниже течи, устраняют неисправность, после чего продолжают заполнять систему водой.

В зданиях большой этажности по мере заполнения системы отопления водой увеличивается гидростатическое давление в ее нижней части. Поэтому после заполнения очередных трех этажей слесари должны осматривать систему, начиная снизу до уровня воды в ней.

В зимнее время предварительное заполнение системы водопроводной водой не производят во избежание возможности ее замерзания. При отрицательных температурах наружного воздуха вновь смонтированные или капитально отремонтированные системы отопления, как правило, заполняют горячей водой из тепловой сети и запускают их в действие без их гидравлического испытания и промывки.

Гидравлическое испытание (опрессовку) системы отопления проводят с целью определения плотности отопительных приборов, трубопроводов и их соединений.

Гидравлическое испытание системы производят после заполнения ее водой и полного удаления из нее воздуха.

Перед гидравлическим испытанием непосредственно системы отопления испытывают оборудование и трубопроводы теплового пункта (узла ввода тепловой сети), отключив его задвижками от системы отопления и наружных тепловых сетей.

Систему отопления при гидравлическом испытании с помощью задвижек отключают от тепловой сети. При наличии расширительного бака его отсоединяют от системы отопления, а на соединительном и циркуляционном трубопроводах в местах их присоединения к сборной магистрали устанавливают заглушки или временные вентили (краны). Открытыми должны быть все виды запорной и регулирующей арматуры системы отопления. Плотно прикрывают лишь воздуховыпускные устройства и устройства для спуска воды из системы отопления.

Испытательное давление создают при помощи гидравлического пресса, присоединяемого к обратному трубопроводу теплового пункта временной соединительной линией.

После наполнения системы отопления водой и удаления из нее воздуха, давление в ней доводят до рабочего и выдерживают его в течение времени, необходимого для тщательного осмотра всех сварных, резьбовых и фланцевых соединений, оборудования, арматуры и т. д., но не менее 10 мин. Если в течение этого времени каких-либо дефектов или утечки теплоносителя не обнаружено, давление доводится до испытательного, т. е. 1,25 рабочего, но не менее 0,2 МПа в самой низкой точке системы отопления и не ниже 1 МПа для элеваторных узлов. Величина испытательного давления для систем отопления, присоединенных к тепловой сети теплоэлектроцентрали, должна быть согласована с ТЭЦ, но не должна превышать допустимого предельного давления для установленных в системе отопительных приборов. Для подключенных к тепловой сети ТЭЦ систем отопления с чугунными отопительными приборами испытательное давление в нижней точке системы обычно принимают равным 1,25 рабочего, но не менее 0,75 МПа, а для панельных систем и систем со стальными конвекторами — 1 МПа.

Во время испытаний давления измеряют проверенными манометрами с ценой деления шкалы не менее 0,01 МПа.

Результаты гидравлических испытаний считаются удовлетворительными, если во время их проведения выдержаны такие условия:

в течение 10 мин не произошло падения давления в испытываемом узле ввода теплосети;

в течение 5 мин падение давления в системе отопления не превысило

0,02 МПа. Для панельных систем допускается падение давления в течение 15 мин не более 0,01 МПа;

в сварных швах труб, резьбовых, фланцевых и сварных соединениях трубопроводов, запорной и регулирующей арматуре и т. д. не обнаружены признаки разрыва, трещины, течи или запотевания.

Обнаруженные в процессе испытания дефекты устраняют, предварительно выпустив воду из системы отопления до соответствующего уровня, после чего ее повторно испытывают до получения требуемых результатов.

Приемка системы отопления с открытой прокладкой трубопроводов допускается в зимнее время без их гидравлического испытания, если система удовлетворительно проработала не менее месяца. Системы отопления со скрытой прокладкой трубопроводов могут приниматься в эксплуатацию без их гидравлического испытания в целом, но с обязательным испытанием каждого стояка в отдельности. Стояки испытывают поочередно, отключая их от работающей системы отопления, после прогрева здания и обеспечения положительных температур воздуха в отапливаемых помещениях.

Строительными нормами и правилами допускается вместо гидравлического производить пневматическое испытание систем отопления сжатым воздухом от передвижных компрессоров, что является целесообразным при необходимости испытания в зимнее время. Для обнаружения на слух дефектов в системе создают давление 0,15 МПа. Для выявления неплотностей можно также подозрительные места в системе отопления обмазывать мыльным раствором с незначительным добавлением к нему глицерина. После устранения неисправностей систему отопления испытывают пневматическим давлением, равным 0,1 МПа. Система считается выдержавшей испытание, если в течение 5 мин давление в ней снизилось не более чем на 0,01 МПа.

После гидравлического испытания систему отопления необходимо тщательно промыть для удаления из нее строительного мусора, грязи, песка, окалины и т. п.

Промывку систем отопления рекомендуется осуществлять гидропневматическим способом. При этом способе используется сжатый воздух давлением от 0,2 до 0,45 МПа, получаемый с помощью передвижного компрессора. В системах отопления, подключаемых к теплосети, шланг от компрессора присоединяют к воздушному крану грязевика на подающей линии узла ввода теплосети. На шланге устанавливают обратный клапан для предотвращения поступления в него воды после выключения компрессора. Подают воду в систему отопления через временный патрубок с вентилем и обратным клапаном на подающем трубопроводе узла ввода теплосети после элеватора. Для создания большой скорости движения воды, а, следовательно, улучшения эффективности промывки, загрязненную воду из системы отопления рекомендуется удалять в нижней точке обратной магистрали присоединением к ней временного патрубка большого сечения. Для создания во время промывки повышенных скоростей движения воды в трубопроводах можно предусмотреть также ее выпуск через несколько спускных труб на ответвлениях и стояках. С этой же целью в зданиях

большого объема систему отопления рекомендуется промывать по частям.

В системе отопления, присоединенной к тепловой сети по независимой схеме, временный штуцер для спуска воды вваривают в обратную магистраль между насосом и местом подключения расширительного бака. При промывке насосы и водонагреватели должны быть отключены задвижками от системы отопления. Подачу сжатого воздуха и водопроводной воды предусматривают в начале общей подающей магистрали за водонагревателем через временные штуцеры диаметром 20 мм.

Промывку гидропневматическим способом производят по-разному, непрерывно подавая в систему воду и воздух или делая это прерывисто. Загрязненную воду из системы отводят в канализацию. Промывку системы заканчивают, когда удаляемая вода становится прозрачной.

Если промывка не дает положительных результатов, отдельные узлы системы отопления разбирают.

При невозможности применения гидропневматического способа систему промывают только водопроводной водой, скорость движения которой должна превышать эксплуатационную не менее, чем в 3—5 раз.

Пуск в действие системы отопления производится установлением в ней циркуляции теплоносителя. Особой осторожности требует пуск в действие системы отопления при отрицательных температурах наружного воздуха во избежание возможного замораживания отдельных участков трубопроводов или отопительных приборов. В связи с этим перед пуском необходимо принять меры по утеплению здания: закрыть все световые проемы, пригнать и утеплить наружные двери; перекрыть вентиляционные шахты; закрыть монтажные и технологические проемы, места прохода трубопроводов тепловой сети и других трубопроводов через наружные стены.

Необходимо учитывать, что заполнение системы сетевой водой и установление в ней циркуляции происходит тем быстрее, чем меньшее количество стояков одновременно включаются в работу. Поэтому при отрицательных температурах наружного воздуха рекомендуется запускать систему отопления в действие по частям, что уменьшает возможность замораживания отдельных ее участков.

В зимнее время рекомендуется прогреть помещения временными обогревательными установками (воздухонагревателями) и терморадиационными сушильными установками.

При пуске системы в действие зимой необходимо четко определить последовательность включения отдельных ветвей, проинструктировать бригаду слесарей о порядке их действия, закрепить рабочих и сигнальщиков (связных) по местам их работы.

Бригада слесарей, осуществляющая пуск системы, должна быть обеспечена необходимыми средствами на случай необходимости размораживания отдельных элементов системы отопления.

Система отопления заполняется сетевой водой плавным открыванием первой со стороны тепловой сети задвижки на обратном трубопроводе теплового пункта (узла ввода). Эта задвижка должна быть открыта

так, чтобы давление в обратном трубопроводе теплового пункта не понижалось более чем на 0,03—0,05 МПа.

После заполнения системы отопления сетевой водой открывают задвижки на подающем трубопроводе теплового пункта для обеспечения циркуляции воды в системе.

На тепловых пунктах, оборудованных автоматическими регуляторами, до начала циркуляции в системе отопления необходимо открыть краны на импульсных линиях регуляторов и тем самым включить их в работу. После создания циркуляции эти регуляторы настраивают на поддержание расчетных параметров в системе отопления.

Системы отопления, присоединенные к тепловым сетям по независимой схеме (через водонагреватели) после их гидравлического испытания и промывки водопроводной водой, опорожняют и заполняют сетевой водой. Если давление в обратном трубопроводе тепловой сети меньше статического давления в системе отопления, подпитку осуществляют с помощью подпиточных насосов. Если в системе отопления имеются циркуляционные насосы, их следует опробовать в течение 4 ч до пуска системы в действие.

Тепловое испытание системы отопления выполняется с целью проверки необходимого прогрева всех отопительных приборов. Как правило, прогрев отопительных приборов и трубопроводов оценивают на ощупь.

При положительных температурах наружного воздуха тепловое испытание системы отопления проводят при температуре воды в подающих трубопроводах не ниже 60 °С. Однотрубные системы рекомендуется испытывать при начальной температуре горячей воды 65—70 °С, а двухтрубные — при 60—65 °С.

В холодное время года тепловое испытание проводят при обеспечении расчетного расхода теплоносителя в системе отопления и соответствии начальной температуры горячей воды требуемой величине по отопительному графику, но не менее 50 °С.

Длительность теплового испытания принимается равной 7 ч. Система водяного отопления считается выдержавшей тепловое испытание в зимний период года, если все отопительные приборы в необходимой степени прогреваются, температуры теплоносителя в распределительной и сборной магистралях соответствуют расчетным значениям по отопительному графику качественного регулирования, а внутренние температуры воздуха помещений соответствуют расчетным величинам.

Температуру воздуха внутри отапливаемых помещений измеряют на расстоянии 1 м от наружной стены на высоте 1,5 м от пола. Отклонение величины $t_в$ от расчетных значений не должно превышать для жилых зданий +2, —1 °С, а в производственных — ±2 °С. При несоблюдении указанных требований система отопления подлежит монтажному регулированию.

После пуска в действие систему отопления необходимо тщательно осмотреть, особенно в нижних этажах здания, где гидростатическое давление воды является наибольшим. После осмотра следует еще раз проверить отсутствие воздуха в системе путем повторного открывания воздуховыпускных устройств. Выпуск воздуха рекомендуется произ-

водить затем через каждые 2—3 часа до полного его удаления из системы отопления.

После пуска системы отопления работник района теплосети пломбирует фланцевые соединения трубопроводов в местах установки дроссельных шайб и сопел элеваторов.

Монтажное регулирование систем отопления необходимо при неправильном распределении теплоносителя в них, вызывающем перегрев одних отопительных приборов и недогрев других. Перед началом регулирования таких систем полностью открывают всю запорно-регулирующую арматуру на магистральных трубопроводах стояках (приборных ветвях) и на ответвлениях к отопительным приборам. Затем задвижкой на подающем трубопроводе теплового пункта устанавливают расчетный расход теплоносителя в системе отопления.

Как правило, при горизонтальной разрегулировке тупиковых вертикальных систем отопления, рассчитанных при $\Delta t_{ст} = \text{const}$, в наиболее невыгодном положении находятся отдаленные стояки ветви. Поэтому регулирование таких систем начинают с прикрытия вентилей (кранов) на первых стояках по ходу движения воды. При этом, чем ближе расположен стояк к тепловому пункту, тем больше прикрывают на нем арматуру. На последнем, наиболее удаленном стояке, вентили (краны) оставляют полностью открытыми. После этого проверяют температуру нижней части стояков охлажденной воды на высоте до 1 м от мест их присоединения к сборной магистрали. Затем, изменяя степень открытия арматуры на стояках, добиваются их равномерного прогрева. При этом прикрывают вентили (краны) на стояках с более высокой температурой теплоносителя и открывают их на отстающих, т. е. недостаточно прогревающихся стояках.

В однотрубных системах отопления с попутным движением воды стояки должны находиться в примерно равных условиях и горизонтальная разрегулировка таких систем возможна только как результат ошибки при проектировании или отступлениях от проекта в процессе монтажа. Поэтому такие системы, как правило, не нуждаются в регулировании. Если же обнаружится неравномерность прогрева отдельных стояков, ее устраняют изменением степени открытия запорно-регулирующей арматуры на стояках.

Добившись равномерного прогрева стояков, приступают к индивидуальному регулированию теплоотдачи отопительных приборов кранами, установленными на ответвлениях к ним. На перегревающихся отопительных приборах краны частично прикрывают, добиваясь требуемой теплоотдачи приборов по высоте стояка. Однако это возможно при обеспечении расчетного расхода теплоносителя в системе отопления и соблюдении отопительного графика качественного регулирования. Отступления от этих условий вызывают вертикальную разрегулировку однотрубных систем с верхней разводкой.

В двухтрубных системах, особенно с верхней разводкой, ввиду неравномерного естественного давления обычно происходит перегрев приборов верхних этажей по сравнению с нижними. Поэтому при устранении вертикальной разрегулировки таких систем краны на ответвлениях к приборам нижних этажей оставляют открытыми, а на верх-

них этажах их прикрывают, добиваясь равномерной температуры ответвлений охлажденной воды от каждого прибора по высоте стояка.

При регулировании горизонтальных систем отопления в первую очередь добиваются равномерности прогрева поэтажных ветвей. Регулирование производят с помощью запорно-регулирующей арматуры, установленной на каждой горизонтальной приборной ветви. После достижения равномерного прогрева ветвей обеспечивают равномерную теплоотдачу отопительных приборов с помощью кранов на ответвлениях к ним. Регулировку последовательно соединенных приборов следует выполнять по направлению движения теплоносителя.

Системы отопления рекомендуется регулировать с использованием термощупов — поверхностных термопар, соединенных с микроамперметрами.

При приемке системы отопления в эксплуатацию должна быть представлена следующая документация: комплект рабочих чертежей с надписями, сделанными лицами, ответственными за производство монтажных или ремонтных работ, о соответствии выполненных в натуре работ этим чертежам или о внесенных в них изменениях; акты освидетельствования скрытых работ (при наличии таких работ); акт гидравлического или пневматического испытания системы отопления; акт теплового испытания системы отопления.

В акте приемки системы отопления указывают результаты гидравлического (пневматического) и теплового испытания системы, приводят характеристику установленного в системе отопления оборудования, дают оценку качества выполненных монтажных или ремонтных работ, отмечают обнаруженные недоделки (дефекты) и устанавливают сроки их устранения.

В соответствии с правилами Госэнергонадзора в первый год эксплуатации системы отопления ее расчетную мощность следует увеличить на 12—30 %. С этой целью для соответствующего увеличения расхода воды в системе отопления на вводе теплосети в здание устанавливают временную дроссельную диафрагму.

Последовательность и содержание мероприятий по приемке и сдаче в эксплуатацию систем парового отопления в основном те же, что и для систем водяного отопления. Однако здесь есть и свои особенности, которые должны быть учтены при проведении вышеуказанных мероприятий.

В процессе эксплуатации систем парового отопления воздух из них удаляют через нижние точки. Поэтому перед заполнением этих систем водой для проведения гидравлического испытания в верхних точках рекомендуется установить временные воздушные краны, которые после испытания заменяют заглушками.

Систему заполняют водопроводной водой через общий конденсатопровод.

Системы парового отопления с рабочим давлением до 0,07 МПа испытывают гидравлическим давлением 0,25 МПа в нижней точке системы, а системы с рабочим давлением более 0,07 МПа — гидравлическим давлением, равным рабочему плюс 0,1 МПа, но не менее

0,3 МПа в верхней точке системы. Допускается вместо гидравлического производить пневматическое испытание на те же давления, что и для систем водяного отопления.

Система парового отопления считается выдержавшей испытание, если в течение 5 мин падение давления не превысило 0,02 МПа при гидравлическом испытании и 0,01 МПа при пневматическом, а в трубах, сварных швах, резьбовых и фланцевых соединениях, а также в корпусах запорно-регулирующей арматуры и т. д, не обнаружено признаков разрыва, течи или запотевания.

В зимний период паровая система отопления может быть сдана в эксплуатацию без гидравлического испытания, если она проработала удовлетворительно не менее месяца.

После гидравлического или пневматического испытания систему парового отопления необходимо проверить на плотность соединений путем пуска пара.

После испытания систему парового отопления следует промыть. Порядок и способы промывки те же, что и в системах водяного отопления.

Пуск в действие систем парового отопления производят после их гидравлического испытания и промывки. Перед пуском пара открывают воздушные краны и всю запорно-регулирующую арматуру на трубопроводах и ответвлениях к отопительным приборам. Ввиду того, что при запуске системы в действие пар быстро конденсируется и образуется большое количество конденсата, обводные линии у конденсатоотводчиков должны быть также открыты. В противном случае при пуске системы в зимнее время могут быть заморожены конденсатопроводы, так как конденсатоотводчики не обеспечивают проход повышенного количества конденсата.

При пуске в зимнее время необходимо выполнять те же меры по утеплению здания, что и при пуске систем водяного отопления.

При пуске пара следят за воздушными кранами: появление в них пара указывает на удаление воздуха из системы.

Вентили на обводных линиях конденсатоотводчиков закрывают после прогрева отапливаемых помещений и установившегося режима работы системы отопления.

При включении в действие системы отопления необходимо проверить работу редукционных клапанов, предохранительных устройств и конденсатоотводчиков. В редукционном клапане золотник и поршень должны легко перемещаться при вращении нижнего маховика. При ослабленной пружине золотник должен плотно прилегать к седловине. При кратковременном повышении давления выше расчетного (путем пропуска пара через обводную линию редукционного клапана) предохранительный клапан должен сработать. Работу конденсатоотводчика проверяют при отключенной обводной трубе. При нормальной работе конденсатоотводчика конденсат выходит из него периодически, а в промежутках не наблюдается просачивание пара или воды.

После теплового испытания систему парового отопления регулируют вентилями, обеспечивая полную конденсацию пара в отопительных приборах.

Отрегулированную систему парового отопления сдают в эксплуатацию с оформлением документации, аналогичной системам водяного отопления.

ПУТИ СНИЖЕНИЯ РАСХОДА ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ НА ОТОПЛЕНИЕ ЗДАНИЙ

Величина годовых эксплуатационных затрат на систему отопления достигает 60—80 % ее стоимости [4]. В связи с этим необходимо выявлять и реализовывать возможности снижения отдельных слагаемых этих затрат, основным из которых с учетом роста стоимости топлива является расход тепловой энергии.

Уменьшение расхода топлива на отопление возможно как в процессе проектирования здания, так и при его эксплуатации.

Вопросы снижения расхода теплоты необходимо учитывать непосредственно при разработке проектов отопления. Так, применение панельно-лучистых систем отопления с обогревающими элементами в наружных стенах здания увеличивает расчетные теплопотери по сравнению с обычными системами водяного отопления; при устройстве систем отопления с нижней разводкой непроизводительные потери теплоты в магистральных трубопроводах ниже, чем в системах с верхней разводкой при прокладке распределительных магистралей на чердаке. Существенный эффект по экономии тепловой энергии может быть достигнут при разработке систем отопления с пофасадным регулированием, позволяющим использовать солнечную радиацию и учитывать направление и скорость ветра по отдельным фасадам здания.

При эксплуатации зданий необходимо принимать меры по уменьшению непроизводительных потерь теплоты, которые могут быть вызваны некачественным утеплением зданий или недостатками в работе систем отопления. Избыточные теплопотери могут вызвать отсутствие или некачественное уплотнение световых проемов и других проемов здания, в результате чего увеличивается инфильтрация наружного воздуха в отапливаемые помещения. Большие щели в притворах окон и дверей, разбитое остекление, отсутствие пружины на входных дверях могут явиться причинами значительного переохлаждения лестничных клеток, а следовательно, и прилегающих к ним отапливаемых помещений.

В холодное время года в зданиях повышенной этажности часто наблюдается чрезмерно большой воздухообмен по сравнению с его расчетной величиной, что увеличивает инфильтрацию наружного воздуха и рост теплопотерь. Это происходит потому, что системы естественной вытяжной вентиляции рассчитывают на температуру наружного воздуха $t_н = 5\,°C$; с понижением величины $t_н$ увеличивается естественное давление, а следовательно, и количество удаляемого из отапливаемых помещений воздуха. Поэтому для предотвращения переохлаждения помещений необходимо в зимний период времени производить регулирование систем естественной вентиляции частичным прикрытием сечения вытяжных шахт.

Дополнительные потери теплоты могут происходить в панельных зданиях при некачественном изготовлении панелей, особенно при нарушении в них теплоизолирующего слоя. Коэффициент теплопередачи наружных ограждений растет при повышении влажности материала ограждающих конструкций. Отсыревание наружных стен может происходить при нарушении гидроизоляции в цоколе здания, попадании атмосферных осадков на стены. Слабым местом в этом отношении часто являются стыки панелей, если они недостаточно герметизированы. Отсыревание стен не только увеличивает теплопотери, но и ухудшает санитарно-гигиенические условия в помещениях.

Причиной излишних потерь теплоты могут являться отсутствие или неудовлетворительное состояние тепловой изоляции магистральных трубопроводов, проложенных в неотапливаемых помещениях.

Значительные непроизводительные потери теплоты могут быть в неотрегулированных системах отопления, при завышенном диаметре сопла элеватора по сравнению с его расчетной величиной. В системах отопления, присоединяемых к тепловым сетям ТЭЦ, существенный перерасход тепловой энергии часто наблюдается в переходные периоды (осенью и весной), когда минимальная температура сетевой воды, необходимая для теплообменников горячего водоснабжения, намного превышает требуемую температуру по графику качественного регулирования систем отопления. В переходный период уменьшение расхода теплоты можно достичь автоматическим регулированием систем отопления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Андреевский А. К. Отопление.— Минск : Вышейш. шк., 1982.— 364 с.
2. Белинкий Е. А. Рациональные системы водяного отопления.— Л. : Стройиздат. Ленингр. отд-ние, 1963.— 208 с.
3. Богословский В. Н. Строительная теплофизика.— М. : Высш. шк., 1982.— 415 с.
4. Богуславский Л. Д., Малина В. С. Санитарно-технические устройства зданий : Учеб. для техникумов.— 3-е изд., перераб. и доп.— М. : Высш. шк., 1980.— 263 с.
5. Богуславский Л. Д. Экономика теплогазоснабжения и вентиляции : Учеб. для вузов.— 2-е изд., перераб. и доп.— М. : Стройиздат, 1977.— 280 с.
6. Белоусов В. В. Пуск и наладка центральных систем отопления.— 3-е изд., испр. и доп.— М. : Стройиздат, 1966.— 296 с.
7. Березовський В. А. Експлуатація систем опалення.— 2-е вид., перероб. та доп.— К. : Будівельник, 1981.— 72 с.
8. Гусев В. М. Теплотехника, отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха.— Л. : Стройиздат. Ленингр. отд-ние, 1981.— 343 с.
9. Дроздов В. Ф. Отопление и вентиляция : Отопление : Учеб. для строит. вузов.— М. : Высш. шк., 1976.— 280 с.
10. Каменев П. Н., Сканави А. Н., Богословский В. Н. Отопление и вентиляция : Отопление, ч. I.— М. : Стройиздат, 1975.— 483 с.
11. Ливчак И. Ф. Применение регулятора «Электроника Р-1» для автоматического регулирования систем отопления.— Водоснабжение и сан. техника, 1983, № 3, с. 42.
12. Лобасев Б. Н. Расчет систем отопления.— К. : Будівельник, 1966.— 208 с.
13. Методические рекомендации по автоматизации систем отопления со ступенчатой регенерацией тепла / КиевЗНИИЭП.— К., 1983.— 21 с.
14. Методические рекомендации по проектированию автоматизированных систем отопления с применением регуляторов температуры типа РТК—2216 ДП (ТС) / ЦНИИЭП инж. оборуд.— М., 1983.— 33 с.
15. Новые отопительные приборы : Обзор / ВНИИ науч.-техн. информ. и экономики пром-сти строит. материалов.— М., 1978.— 63 с.
16. Рекомендации по теплогидравлическому расчету, монтажу и эксплуатации систем водяного отопления с настенными конвекторами с кожухом «Комфорт-20» / НИИ сантехники.— М., 1980.— с. 38.
17. Рекомендации по проектированию и монтажу горизонтальных однотрубных систем водяного отопления с редукционными вставками: А3-774 / Сантехпроект.— М., 1978.— 26 с.

18. Рекомендации по проектированию последовательно соединённых по теплоносителю систем отопления: АЗ-694 / Сантехпроект.— М., 1975.— 44 с.
19. Рожков Н. Т. Пуск и наладка санитарно-технических устройств : Учеб. пособие для инж.-пед. работников проф.-техн. образования и повышения квалификации рабочих на пр-ве.— М. : Высш. шк., 1974.— 176 с.
20. Сканави А. Н. Отопление.— М. : Стройиздат, 1979.— 255 с.
21. Сканави А. Н. Конструирование и расчет систем водяного и воздушного отопления зданий.— М. : Стройиздат, 1983.— 304 с.
22. Справочник проектировщика : Отопление, водопровод, канализация: Внутренние санитарно-технические устройства, ч. I.— М. : Стройиздат, 1975.— 429 с.
23. Справочник по теплоснабжению и вентиляции : Отопление и теплоснабжение, ч. I / Р. В. Щекин, С. М. Кореневский, Г. Е. Бем и др.— К. : Будівельник, 1976.— 416 с.
24. Справочник по отоплению и вентиляции жилых и гражданских зданий / Г. В. Русланов, М. Я. Розкин, Э. Л. Ямпольский.— К. : Будівельник, 1983.— 271 с.
25. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха : СНиП II-33-75*.— М., 1982.— 96 с.
26. Производственные задания промышленных предприятий : СНиП II-90-82.— М., 1982.— 13 с.
27. Строительная теплотехника : СНиП II 3-79.— М., 1982.— 39 с.
28. Строительная климатология и геофизика : СНиП 2.01.82.— М., 1983.— 136 с.
29. Инструкция о составе, порядке разработки, согласования и утверждения проектно-сметной документации на строительство предприятий, зданий и сооружений : СН 202-81*.— М., 1982.— 123 с.
30. Санитарно-техническое оборудование зданий и сооружений: СНиП III-28-75.—М., 1976.— 60 с.
31. Смыслов В. В. Гидравлика и аэродинамика : Учеб. для вузов / Пер. с укр., перераб. и доп — К. : Вища школа, 1979.— 336 с.
32. Чистович С. А. Автоматическое регулирование расхода тепла в системах теплоснабжения и отопления.— Л. : Стройиздат. Ленингр. отд-ние, 1975.— 160 с.
33. Туркин В. П. Отопление гражданских зданий.— Челябинск : Юж.-Урал. кн. изд-во, 1974.— 319 с.
34. Щекин Р. В., Березовский В. А., Потапов В. А. Расчет систем центрального отопления.— К. : Вища школа, 1975.— 216 с.
35. Инструкция по проектированию, монтажу и эксплуатации систем водяного отопления со ступенчатой регенерацией тепла (СРТ) : РСН 308-78 / КиевЗНИИЭП.— К., 1979.— 59 с.
36. Гинцбург Э. Я. Расчет отопительно-вентиляционных систем с помощью ЭВМ.— М. : Стройиздат. 1979 — 183 с.
37. Справочник по наладке и эксплуатации водяных тепловых сетей / В. И. Манюк, Я. И. Каплинский, Э. Б. Хиж и др.— 2-е изд., перераб. и доп.— М. : Стройиздат, 1982.— 215 с.

Системы отопления: Проектирование и эксплуатация / С40 А. Я. Ткачук, Е. С. Зайченко, В. А. Потапов, А. П. Цепелев; Под общ. ред. А. Я. Ткачука.— К. : Будівельник, 1985.— 136 с., ил.— Библиогр.: с. 136.

В книге изложена методика составления теплового баланса помещений зданий, рассмотрены системы водяного и парового отопления и их технико-экономическая оценка. Даны рекомендации по выбору систем, подбору отопительных приборов и гидравлическому расчету. Освещены вопросы эксплуатации отопительных систем. Для инженерно-технических работников проектных, эксплуатационных и строительных организаций.

С $\frac{3206000000-033}{M203(04)-85}$ 58.85

38.762.1

ОГЛАВЛЕНИЕ

Общие сведения о системах отоплени

Характеристика систем отопления
Условия температурного комфорта
Требования к отопительной технике
Определение мощности отопления

Системы водяного отопления с искус

Принципиальные схемы систем отоп
Определение естественного циркуляц
Вертикальные системы отопления
Горизонтальные однотрубные системы
Бифилярные системы отопления
Системы отопления с использованием

Гидравлический и тепловой расчеты с

Основные принципы и последовательн
Методы гидравлического расчета тру
Расчетное циркуляционное давление
Расчет систем отопления с постоянны
тур воды в стояках . . . . . .
Особенности расчета вертикальных од
Особенности расчета двухтрубных и горизонтальных однотрубных систем отопления 62
Особенности расчета систем отопления с попутным движением воды 64
Последовательность расчета однотрубной тупиковой системы отопления с переменным перепадом температур воды в стояках 64
Последовательность расчета однотрубной тупиковой системы отопления с постоянным перепадом температур воды в стояках 66
Особенности расчета систем отопления СРТ 68
Тепловой расчет отопительных приборов систем водяного отопления 70
Примеры расчета 81

Особенности конструирования и расчета систем парового отопления

Характеристика теплоносителя пара 93
96
102

104
105
109
111
111

117
122
126
135

136

Н.262.1
С 409

СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ

