

В. М. Копко. Н. К. Зайцева. Г. И. Базыленко

ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ

(курсовое проектирование)

Под общ. ред. В. М. Копко

Допущено Министерством высшего и среднего
специального образования БССР в качестве учебного
пособия для студентов вузов по специальности
1208 "Теплоснабжение и вентиляция"

Минск
"Вышэйшая школа"
1985

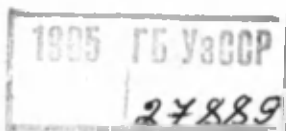
ББК 31.38я73

К65

УДК 697.34.001.63:378.244 (075.8)

VI
2793949,

Рецензенты: кафедра "Теплогоснабжения и вентиляция" Горьковского инженерно-строительного института; С.И. Луговский, доктор технических наук, профессор Новополоцкого политехнического института



В.М. Копко и др.

К65 Теплоснабжение (курсовое проектирование) : [Учеб. пособие для вузов по спец. "Теплоснабжение и вентиляция"] / В.М.Копко, Н.К.Зайцева, Г.И.Базыленко; Под общ. ред. В.М.Копко. — Мн.: Выш. шк., 1985. — 139 с., ил.

40 к.

Приводятся методические указания и примеры расчетов, необходимые для выполнения курсовой работы по горячему водоснабжению жилого дома и курсового проекта по теплоснабжению района города.

Для студентов вузов специальности 1208, а также ИТР, занимающихся проектированием систем теплоснабжения.

К 2303040000-025 37-85
М304 (06) - 85

ББК 31.38я73

© Издательство "Вышэйшая школа", 1985

ПРЕДИСЛОВИЕ

Курсовое проектирование, являясь важной составной частью учебного процесса, способствует усвоению студентами теоретических положений, формированию практических навыков в проектно-конструкторской работе. Решение конкретных практических задач при курсовом проектировании позволяет получить более полное представление о физической сущности теоретических положений, взаимосвязи отдельных элементов систем, числовых значений отдельных расчетных величин и их соотношении в зависимостях.

Курсовое проектирование по теплоснабжению дает возможность студенту освоить приемы и методы расчета теплопотребления на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, конструктивного решения систем горячего водоснабжения и теплоснабжения, гидравлического расчета трубопроводов систем горячего водоснабжения и тепловых сетей, теплового и механического расчета теплопроводов, подбора основного оборудования систем теплоснабжения, приобрести определенные навыки по использованию технической и справочно-нормативной литературы, а также ЕСКД.

Пособие состоит из четырех глав. В первой и третьей излагаются методические указания и рекомендации по проектированию систем теплоснабжения, а во второй и четвертой приводятся примеры расчета отдельных элементов систем. В приложении даны некоторые справочные материалы.

Пособие разработано в соответствии с типовой программой по теплоснабжению УМУТ-Т-12/589, утвержденной МВ и ССО СССР 22 июля 1983 г.

Главы 1 и 2, а также параграфы 3.10, 3.11, 4.7...4.9 написаны канд. техн. наук, доц. В.М. Копко; 3.1...3.5, 3.8, 4.1...4.5 — канд. техн. наук, доц. Г.И. Базыленко; 3.6, 3.7, 3.9, 3.12, 3.13, 4.6, 4.10 и 4.11 — канд. техн. наук, доц. Н.К. Зайцевой.

Книга является первым опытом написания учебного пособия. Поэтому авторы примут с благодарностью все советы и критические замечания, которые просят высылать по адресу: 220048, Минск, проспект Машерова, 11, издательство "Вышэйшая школа", редакция литературы по технике.

В.М. Копко

Глава 1. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ "ГОРЯЧЕЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ ЖИЛОГО ДОМА"

1.1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ, СОДЕРЖАНИЕ И ОБЪЕМ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

В курсовой работе разрабатывается система централизованного горячего водоснабжения жилого дома с насосной циркуляцией. Подготовка воды для системы осуществляется в центральном (ЦТП) или индивидуальном (ИТП) тепловом пункте с использованием теплоносителя из тепловых сетей.

В работе решаются следующие основные вопросы:

конструктивная разработка системы горячего водоснабжения в соответствии с заданием и исходными данными;

расстановка оборудования и арматуры;

определение расчетных расходов теплоты и горячей воды;

гидравлический расчет подающих и циркуляционных теплопроводов;

подбор оборудования теплового пункта.

В некоторых вариантах рассчитывается вместимость бака-аккумулятора на основе интегрального графика.

Исходными данными, выдаваемыми студенту в виде задания на курсовую работу, являются: план типового этажа и конструктивные особенности здания; этажность; система теплоснабжения; схема присоединения стояков; температура горячей воды на выходе из водоподогревательной установки или смесителя; температура горячей воды в наиболее удаленной водоразборной точке; температура холодной воды; давление на вводе водопровода и в тепловой сети.

Курсовая работа состоит из пояснительной записки (15...20 с.) и графической части (1 лист формата А4).

Записка включает: задание на курсовую работу; краткое описание объекта горячего водоснабжения и схемы снабжения горячей водой; определение расчетных расходов теплоты и воды; расчет часового и интегрального графиков расхода теплоты; гидравлический расчет подающих теплопроводов системы горячего водоснабжения; определение потерь теплоты теплопроводами; расчет циркуляционных расходов воды; гидравлический расчет циркуляционных теплопроводов; подбор оборудования системы горячего водоснабжения; список использованной литературы и оглавление. Кроме того, должны быть приведены суточный и интегральный графики расхода теплоты.

В графической части представляются: планы подвала и чердачного помещения при его наличии в масштабе 1:100 или 1:200 с нанесением разводящих и циркуляционных теплопроводов, стояков, оборудования теплового пункта, мест вводов водопровода и трубопроводов тепловой сети; план типового этажа одной секции здания в масштабе 1:50 или 1:100 с нанесением санитарно-технических приборов, теплопроводов, стояков и полотенецсушителей; аксонометрическая схема теплопроводов и теплового пункта с указанием диаметров труб, номеров расчетных участков, их длины, расходов воды и уклонов, с показом арматуры, оборудования.

1.2. ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА СИСТЕМЫ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ. КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ СИСТЕМЫ

Перед началом проектирования студенту следует ознакомиться с проектами горячего водоснабжения жилых зданий, имеющимися на кафедре или в проектных организациях. При этом необходимо обращать внимание как на решения системы в целом, так и отдельных узлов, на исполнение графической части проекта, условные обозначения и правила нанесения размеров.

В курсовом проекте необходимо обосновать выбор схемы внутридомовой системы горячего водоснабжения исходя из конструктивных особенностей здания, планировочных решений помещений кухни, ванной и санузла, их взаимного расположения.

В СНиП II-34-76 рекомендуется проектировать системы горячего водоснабжения с нижней разводкой магистралей. Однако при наличии чердачного помещения при соответствующем обосновании можно принять схему с верхней разводкой. При выборе схемы системы и конструктивного решения стояков следует руководствоваться рекомендациями, приведенными в [17, с. 90...95], [18, с. 55...62], обращая внимание на обеспечение гидравлической устойчивости системы и снижение ее металлоемкости. Наиболее распространенные схемы присоединения стояков приведены в прил. 1.

В зависимости от выбранной схемы подающий и циркуляционный магистральные теплопроводы прокладываются в подвале или на чердаке, крепятся на кронштейнах к несущим ограждающим конструкциям или с помощью подвесок к потолку или перекрытию. С целью удаления воздуха и спуска воды из системы горизонтальные теплопроводы прокладываются с уклоном не менее 0,002, при этом циркуляционный теплопровод располагают параллельно подающему.

Тепловой пункт рекомендуется размещать как можно ближе к середине здания, это положительно сказывается на уязвке отдельных ветвей системы при гидравлическом расчете теплопроводов и, в конечном итоге, на гидравлическом режиме системы в целом.

Стояки располагают в специальных нишах санитарно-технических блоков или в штрабах во внутренних капитальных стенах санузлов (в зависимости от конструктивных особенностей здания). Стояк может предназначаться как для одной квартиры, так и для двух смежных (сдвоенный). Горизонтальную разводку теплопроводов от стояков к водоразборным приборам осуществляют на высоте 200 мм от пола. При этом предусматривают уклон труб 0,002...0,005. Как правило, трубы прокладывают открытым способом. При повышенных требованиях к внутренней отделке помещений применяют скрытую прокладку. Участки труб в местах прохода через стены и перекрытия закрывают в металлические гильзы.

В целях уменьшения потерь теплоты предусматривается изоляция подающих и циркуляционных теплопроводов, а также стояков.

В квартирах в зависимости от планировки устанавливается следующая водоразборная арматура: в ванной комнате — смеситель для ванны и смеситель для умывальника или комбинированный с поворотным изливом; на кухне — смеситель для мойки или раковины. Тип смесителей можно принять по [2, 16 и 18]. В ваннных комнатах предусматриваются полотенцесушители.

Для выпуска воздуха из системы с верхней разводкой используют автоматические воздухоотводчики или воздухосборники [18, с. 68], из систем с нижней разводкой воздух удаляется через водоразборные приборы верхних этажей или через воздушные краны в верхней части подающих стояков.

Установку запорной арматуры в системах горячего водоснабжения следует предусматривать: на трубопроводах холодной и горячей воды у водоподогревателей; на ответвлениях трубопроводов к секционным узлам водоразборных стояков; у основания подающих и циркуляционных стояков в зданиях высотой 3 этажа и более; на ответвлениях водоразборных стояков от магистралей в системах с верхней разводкой; на ответвлениях от стояков в каждую квартиру.

Применяется запорная арматура общепромышленного назначения, рассчитанная на рабочее давление до 0,6 МПа; задвижки, краны пробковые проходные муфтовые и фланцевые, вентили запорные муфтовые и фланцевые [2, гл. 7]. Арматура диаметром до 50 мм должна быть бронзовая, латунная или из термостойких пластмасс с термостойкими уплотнительными прокладками.

Для спуска воды из системы в нижней части трубопроводов устанавливают сливные патрубки с запорной арматурой. Для спуска воды из стояков на случай ремонта у основания каждого из них желательно предусматривать тройники с пробкой (в зданиях до 5 этажей) или сливные патрубки с запорной арматурой. Спускные устройства на стояках могут отсутствовать, если спуск воды осуществляется через водоразборные приборы нижних этажей.

Для трубопроводов систем горячего водоснабжения лучше использовать оцинкованные трубы (ГОСТ 3262–75 (СТ СЭВ 107–74) и ГОСТ 8734–75 (СТ СЭВ 1483–78) [2], [16] и [18]. Допускается применять неоцинкованные стальные электросварные трубы диаметром более 150 мм (ГОСТ 10704–76) [2], [16].

Обратные клапаны устанавливают у водоподогревателя на циркуляционном теплопроводе и на трубопроводе, подающем холодную воду, а при непосредственном водоразборе из тепловых сетей — на трубопроводе от обратного теплопровода к смесителю. Тип обратного клапана можно принять по [2, табл. 79, рис. 34...37].

Для контроля параметров горячей воды предусматривают термометры и манометры. Манометры устанавливают на выходе из водоподогревателя или смесителя, до и после циркуляционного насоса. Термометры размещают до и после водоподогревателя или смесителя и на циркуляционном теплопроводе перед циркуляционным насосом.

Для учета расхода воды применяют счетчики расхода воды, которые устанавливают при закрытых системах теплоснабжения на трубопроводе холодной воды перед водоподогревателем, а при открытых — на трубопроводе горячей воды после смесителя.

1.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ РАСХОДОВ ВОДЫ И ТЕПЛОТЫ. ПОСТРОЕНИЕ ГРАФИКОВ РАСХОДА ТЕПЛОТЫ. РАСЧЕТ ВМЕСТИМОСТИ АККУМУЛЯТОРА ТЕПЛОТЫ

Расчет расходов воды и теплоты следует начинать с определения вероятности действия P водоразборных приборов. Для отдельного здания или груп-

пы зданий одинакового типа P определяется по [7, (2)]. Предварительно необходимо выяснить число потребителей U горячей воды исходя из принятой нормы жилой площади, приходящейся на 1 человека. Величина N , входящая в выражение [7, (2)], представляет собой сумму всех водоразборных приборов в здании или группе зданий.

Вероятность действия водоразборных приборов для жилых зданий при известном количестве и типах водоразборных приборов допускается принимать по [7, прил. 6]. Далее следует определять вероятность использования водоразборных приборов в системе горячего водоснабжения $P_{\text{ч}}$ [7, (5)]. При этом безразмерный коэффициент использования водоразборного прибора $K_{\text{и}}$ в час наибольшего водопотребления следует принимать для прибора с наибольшим расходом горячей воды g .

Расход горячей воды в час наибольшего водопотребления $G_{\text{ч}}$ ($\text{м}^3/\text{ч}$) при определении площади поверхности теплообмена водонагревателей, а также вместимости аккумуляторов теплоты следует определять по [7, (4)].

Средний расход горячей воды за сутки наибольшего водопотребления ($\text{м}^3/\text{сут}$) при расчете вместимости баков аккумуляторов

$$G_{\text{и}} = 0,001 g_{\text{и}} U,$$

а средний расход горячей воды за сутки в отопительный период ($\text{м}^3/\text{сут}$) при расчете потребления теплоты системой горячего водоснабжения

$$G_{\text{и.с}} = 0,001 g_{\text{и.с}} U,$$

где $g_{\text{и}}$ — норма расхода горячей воды за сутки наибольшего водопотребления, л; $g_{\text{и.с}}$ — средняя суточная норма расхода горячей воды в отопительный период, л (значения $g_{\text{и}}$ и $g_{\text{и.с}}$ принимаются по [7, прил. 5]); U — количество потребителей горячей воды в здании.

Максимальный часовой расход теплоты ($\text{кДж}/\text{ч}$) при расчете площади поверхности теплообмена водоподогревателей следует определять по формуле

$$Q_{\text{г.в}}^{\text{max}} = G_{\text{ч}} \rho c (t_{\text{г}}^{\text{ср}} - t_{\text{х}}) + \Delta Q_{\text{п}} + \Delta Q_{\text{ц}}, \quad (1.1)$$

среднечасовой расход теплоты ($\text{кДж}/\text{ч}$) при определении необходимого запаса теплоты в баках-аккумуляторах

$$Q_{\text{г.в}}^{\text{ср}} = G_{\text{и}} \rho c (t_{\text{г}}^{\text{ср}} - t_{\text{х}})/24 + \Delta Q_{\text{п}} + \Delta Q_{\text{ц}}, \quad (1.2)$$

а среднечасовой расход теплоты ($\text{кДж}/\text{ч}$) за отопительный период при расчете потребления теплоты системой горячего водоснабжения

$$Q_{\text{г.в}}^{\text{ср.о}} = G_{\text{и.с}} \rho c (t_{\text{г}}^{\text{ср}} - t_{\text{х}})/24 + \Delta Q_{\text{п}} + \Delta Q_{\text{ц}}, \quad (1.3)$$

где ρ — плотность воды, допускается принимать $\rho = 1000 \text{ кг}/\text{м}^3$; c — удельная теплоемкость воды, $c = 4,186 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$; $t_{\text{г}}^{\text{ср}}$ — средняя температура воды в водоразборных стояках системы горячего водоснабжения, $t_{\text{г}}^{\text{ср}} = 55 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{\text{х}}$ — температура холодной воды, принимается в соответствии с заданием на проек-

тирование, при отсутствии данных $t_x = 5 \text{ }^\circ\text{C}$; $\Delta Q_{\text{п}}$, $\Delta Q_{\text{ц}}$ — теплопотери подающими и циркуляционными теплопроводами, кДж/ч.

На данном этапе проектирования систем горячего водоснабжения диаметры и длина теплопроводов еще неизвестны, поэтому точное определение потерь теплоты в них невозможно. Согласно [17, с. 15...16], $\Delta Q_{\text{п}}$ и $\Delta Q_{\text{ц}}$ оцениваются ориентировочно, в долях (коэффициент $\beta_{\text{г}}$) от расхода теплоты на подогрев среднечасового расхода воды до нормативной температуры, т.е.

$$\Delta Q_{\text{п}} + \Delta Q_{\text{ц}} = \beta_{\text{г}} G_{\text{и.с}} \rho c (t_{\text{г}}^{\text{сп}} - t_x) / 24.$$

При этом формулы (1.1) ... (1.3) принимают вид:

$$Q_{\text{г.в}}^{\text{max}} = G_{\text{ч}} \rho c (t_{\text{г}}^{\text{сп}} - t_x) (1 + \beta_{\text{г}}); \quad (1.4)$$

$$Q_{\text{г.в}}^{\text{сп}} = G_{\text{и}} \rho c (t_{\text{г}}^{\text{сп}} - t_x) (1 + \beta_{\text{г}}) / 24; \quad (1.5)$$

$$Q_{\text{г.в}}^{\text{сп.о}} = G_{\text{и.с}} \rho c (t_{\text{г}}^{\text{сп}} - t_x) (1 + \beta_{\text{г}}) / 24. \quad (1.6)$$

Значение $\beta_{\text{г}}$ зависит от протяженности системы горячего водоснабжения и ее мощности. При изолированных водоразборных стояках $\beta_{\text{г}} = 0,05 \dots 0,2$, при неизолированных $\beta_{\text{г}} = 0,1 \dots 0,3$.

Для построения графика расхода теплоты по часам суток в координатах количество теплоты — часы суток при отсутствии конкретных данных о расходах теплоты в отдельные часы можно использовать безразмерный график [14, с. 273], [16, рис. 20.4]. Студентом может быть принят другой аналогичный график. Но при этом необходимо учитывать, что $Q_{\text{г.в}}^{\text{сп}}$, рассчитанный по выражению (1.5), соответствует 100 % расхода воды по безразмерному графику.

На основании графика расхода теплоты по часам суток строят интегральный график поданного и израсходованного количества теплоты. Каждая его ордината выражает суммарный расход теплоты от условного начала отсчета (например, от 0 часов) до рассматриваемого момента. Максимальная ордината равна суточному расходу теплоты. Максимальная разность сообщенного и израсходованного количества теплоты (кДж) на графике показывает запас теплоты в аккумуляторе. При построении интегрального графика необходимо применять методику, изложенную в [14, с. 277...278] или [16, с. 176...180]. Вместимость аккумулятора теплоты определяют исходя из заданных условий: постоянного объема аккумулятора и переменной температуры воды или переменного объема аккумулятора и постоянной температуры воды.

1.4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПОДАЮЩИХ ТЕПЛОПРОВОДОВ СИСТЕМЫ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Гидравлический расчет подающих теплопроводов начинают после конструктивного решения системы горячего водоснабжения и вычерчивания аксонометрической расчетной схемы теплопроводов, включая тепловой пункт. Хотя аксонометрическую схему допускается изображать в произвольном масштабе, необходимо соблюдать соразмерность длин участков и элементов

системы. Это, во-первых, позволяет избежать ошибок при определении длины расчетных участков и, во-вторых, обеспечивает соответствие графического изображения системы ее реальному виду.

Секундные расходы воды на расчетных участках необходимо определять по [7, (1)], учитывая при этом, что при наличии на участке водоразборных приборов с различными расходами воды значение расхода горячей воды g одним водоразборным прибором следует принимать для прибора с наибольшим расходом.

Расчет теплопроводов производят последовательно, в направлении от самого удаленного водоразборного прибора до водоподогревателя или смесителя, по этому же принципу нумеруют расчетные участки. Удельные потери давления на трение R (Па/м) определяют по таблицам для расчета трубопроводов холодной воды [14, табл. IV. 12], [16, табл. 47.1]. Диаметры теплопроводов выбирают по допустимым скоростям движения воды в трубах, которые в подающих теплопроводах не должны превышать 1,5 м/с, а в подводках к водоразборным приборам — 2,5 м/с. При закрытых системах теплоснабжения скорости движения воды следует принимать с учетом зарастания труб накипью и, вследствие этого, уменьшения внутренних диаметров [7, прил. 8]. Можно пользоваться таблицей корректирующих коэффициентов к скоростям движения воды [17, табл. 4.1.]. Для систем горячего водоснабжения, присоединяемым к открытым системам теплоснабжения, корректировку скоростей движения воды производить не нужно.

В курсовой работе необходимо рассчитать магистральные теплопроводы с увязкой потерь давления в двух ветках и двух стояках, согласовав их выбор с консультантом.

Потери давления на расчетных участках определяют по [7, (8)], при этом для закрытых систем теплоснабжения уменьшение внутренних диаметров теплопроводов за счет отложения накипи на стенках учитывают введением поправочных коэффициентов к удельным потерям давления на трение [17, табл. 4.1]. При приближенных расчетах вводят коэффициент 1,2 к суммарным потерям давления в подающих теплопроводах [16, с. 181], [18, с. 82]. В системах горячего водоснабжения с разбором воды непосредственно из тепловой сети накипеобразование не учитывается.

Потери давления в местных сопротивлениях теплопроводов учитываются коэффициентом K_M [7, (8)], значения которого следует принимать: 0,2 — для распределительных теплопроводов; 0,5 — для теплопроводов в пределах теплового пункта; 0,5 — для водоразборных стояков с полотенцесушителями; 0,1 — для водоразборных стояков без полотенцесушителей.

Увязку потерь давления в стояках производят путем изменения диаметров отдельных участков стояков и магистралей. Невязка потерь давления по ответвлениям и стоякам не должна превышать 10 %.

Для закрытых систем теплоснабжения требуемый напор $H_{тр}$ (м) в теплопроводе перед системой горячего водоснабжения

$$H_{тр} = \Delta H_{сч} + \Delta H_{п} + \Delta H_{вд} + H_{св} + H_{г}, \quad (1.7)$$

где $\Delta H_{сч}$, $\Delta H_{п}$, $\Delta H_{вд}$ — потери напора соответственно в счетчике расхода, в подающих теплопроводах системы горячего водоснабжения и в водоподогре-

вательной установке, м; $H_{\text{св}}$ — свободный напор у водоразборных приборов, м; $H_{\text{Г}}$ — геометрическая высота подъема воды, т.е. расстояние по вертикали от оси ввода водопровода до верхнего водоразборного прибора, м.

Для открытых систем теплоснабжения $H_{\text{тр}}$ в обратном теплопроводе теплосети в точке отбора воды находят по выражению (1.7), только $\Delta H_{\text{вд}}$ заменяют потерями напора в смесительном устройстве $\Delta H_{\text{см}}$. В этом случае $H_{\text{Г}}$ есть геометрическая высота подъема воды от оси трубопровода обратной воды до верхнего водоразборного прибора.

Соответствие напора в обратном теплопроводе ввода теплосети открытых систем теплоснабжения требуемому напору для условий нормальной работы системы горячего водоснабжения следует проверять при режиме максимального водоразбора из обратного теплопровода, когда напор в нем минимальный.

Подбор счетчика расхода воды и определение потерь напора в нем производят по методике, изложенной в [16, с. 231...232]. Потери напора в водоподогревательной установке зависят от типа подогревателя, количества секций и от скорости движения воды. Поскольку в курсовой работе подбор водоподогревательной установки не предусматривается, потери напора в подогревателе допускается определять по [7, (13)], принимая при этом ориентировочно скорость движения воды в трубах: 1...1,5 м/с, число секций $n_{\text{в}} = 3...6$ при длине секции 2 м и $n_{\text{в}} = 2...4$ при длине 4 м.

Подбор регулятора смешения при открытом разборе воды из тепловой сети в курсовой работе также не предусматривается. Потери напора в клапане смесителя $\Delta H_{\text{см}}$ в расчетах можно принимать равными 5 м [4, с. 181]. Свободный напор у водоразборных приборов $H_{\text{св}}$ из условия нормальной эксплуатации системы для раковины с водоразборным краном равен 3 м; для умывальника, мойки кухонной со смесителем — 2 м; для ванны со смесителем — 3 м (СНиП II-30—76 "Внутренний водопровод и канализация зданий").

1.5. РАСЧЕТ ПОТЕРЬ ТЕПЛОТЫ ПОДАЮЩИМИ ТЕПЛОПРОВОДАМИ

Потери теплоты подающими теплопроводами (магистральными и стояками) определяются по [17, (4,8)] или [18, (III. 18)] с учетом нормативных указаний [7]. Расчет производится исходя из средней температуры воды в системе $t_{\text{Г}}^{\text{ср}} = (t_{\text{н}} + t_{\text{к}})/2$, где $t_{\text{н}}$ — температура горячей воды на выходе из водоподогревателя, $t_{\text{к}}$ — то же у наиболее удаленного водоразборного прибора. Коэффициент теплопередачи неизолированного теплопровода рекомендуется $K = 11,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$, а КПД тепловой изоляции $\eta = 0,6...0,8$.

Температуру окружающей среды t_0 принимают в зависимости от местоположения участка теплопровода. При прокладке в бороздах, шахтах санитарно-технических кабин, коммуникационных шахтах, вертикальных каналах $t_0 = 23 \text{ }^\circ\text{С}$, в ваннных комнатах — $25 \text{ }^\circ\text{С}$, в кухнях и туалетных комнатах — $21 \text{ }^\circ\text{С}$ [17, с. 103]. При прокладке теплопровода в неотапливаемых подвалах $t_0 = 5 \text{ }^\circ\text{С}$, на чердаке — $t_0 = -10 \text{ }^\circ\text{С}$ [16, с. 183].

В системах горячего водоснабжения с полотенцесушителями на подающих стояках к сумме теплотерь каждого стояка прибавляют потери теплоты

(Вт) полотенцесушителями, равные 100л, где 100 Вт – усредненная теплоотдача одним полотенцесушителем, и – количество полотенцесушителей, присоединенных к стояку.

При определении циркуляционных расходов воды потери теплоты циркуляционными теплопроводами не учитываются. Однако при расчете систем горячего водоснабжения с полотенцесушителями на циркуляционных стояках целесообразно к сумме потерь теплоты подающими теплопроводами добавлять теплоотдачу полотенцесушителей. Это увеличит циркуляционный расход воды, обеспечит лучший прогрев полотенцесушителей и отопление ваннных комнат.

1.6. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЦИРКУЛЯЦИОННЫХ ТЕПЛОПРОВОДОВ

Требуемый циркуляционный расход воды в системе горячего водоснабжения $G_{ц}$ равен отношению суммарных теплопотерь $\Sigma Q_{п}$ всеми подающими теплопроводами к произведению теплоемкости и разности температур горячей воды Δt на выходе из водоподогревателя и у самой удаленной водоразборной точки. Распределение суммарного расхода воды $G_{ц}$, циркулирующей на головном участке подающего теплопровода, по отдельным веткам и стоякам системы, производится пропорционально потерям теплоты в них [17, с. 103...104] (см. пример 2.9). Циркуляционные расходы воды на магистральных участках теплопроводов состоят из циркуляционных расходов стояков, находящихся впереди по ходу движения воды.

Гидравлический расчет циркуляционных колец для режима циркуляции производится в 2 этапа:

- 1) расчет потерь давления в подающих теплопроводах при условии отсутствия водоразбора и пропуска только циркуляционных расходов воды;
- 2) расчет потерь давления в циркуляционных теплопроводах при пропуске циркуляционных расходов воды.

Производится он аналогично расчету подающих теплопроводов. Потери давления на расчетных участках определяются по [7, (8)] с использованием таблиц гидравлического расчета [16, табл. 46.9] или номограмм. Диаметры сборного циркуляционного теплопровода и наиболее удаленного стояка следует принимать исходя из допустимых скоростей движения воды [17, с. 104]. При этом диаметры циркуляционных теплопроводов должны быть на 1...2 калибра меньше диаметров соответствующих участков подающих теплопроводов.

Циркуляционные стояки рассчитывают на разность давлений в местах соединения их с подающими стояками и циркуляционной магистралью. Разность потерь давления в различных циркуляционных кольцах допускается не более 10 %. При невозможности увязки потерь давления путем изменения диаметров трубопроводов на участках циркуляционной сети следует предусматривать установку диафрагм у основания циркуляционных стояков. Диаметр (мм) отверстия диафрагмы

$$d = 11,3 \sqrt[4]{G^2 / H_{изб}}, \quad (1.8)$$

где G – расход воды в теплопроводе м³/ч; $H_{изб}$ – избыточный напор, который необходимо погасить диафрагмой, м.

Если при расчете диаметр отверстия диафрагмы получается менее 10 мм, допускается вместо нее устанавливать для погашения избыточного напора кран.

Для систем горячего водоснабжения с секционными водоразборно-циркуляционными узлами при одинаковых диаметрах стояков расчет циркуляции рекомендуется осуществлять следующим образом [17, с. 105]. Сначала определяют циркуляционный расход для наиболее удаленного секционного узла, принимая значение $Q_{\text{п}}$ равным потерям теплоты подающими теплопроводами всего узла, а перепад температуры Δt за счет остывания воды в водоразборно-циркуляционном узле на 2... 3 °С меньше, чем перепад температуры во всей системе. В этом случае циркуляционные расходы для остальных узлов системы будут всегда больше, чем для наиболее удаленного, так как разность давлений в точках присоединения секционных узлов к подающему и циркуляционному теплопроводам будет увеличиваться по мере приближения секционных узлов к циркуляционному насосу. В целях повышения гидравлической устойчивости системы целесообразно принимать потери давления в циркуляционных стояках узлов достаточно большими по сравнению с потерями давления в сборных циркуляционных теплопроводах. Рекомендуется, чтобы при циркуляционном расходе потери давления в водоразборно-циркуляционном узле были в пределах 0,02...0,04 МПа [7]. В системах горячего водоснабжения с непосредственным разбором воды из тепловой сети потери давления в циркуляционном кольце при циркуляционном расходе не должны превышать 0,02 МПа [7, с. 10].

1.7. ПОДБОР ОБОРУДОВАНИЯ ТЕПЛООВОГО ПУНКТА

Если напор на вводе водопровода $H_{\text{вод}}$ больше требуемого, вычисленного по формуле (1.7), насосы устанавливаются только для циркуляции.

Расчетный напор (м) циркуляционных насосов определяется по формуле

$$H_{\text{ц.н}} = \Delta H_{\text{п.ц}} \left(\frac{xG_{\text{р}} + G_{\text{ц}}}{G_{\text{ц}}} \right)^2 + \Delta H_{\text{ц}}, \quad (1.9)$$

где $\Delta H_{\text{п.ц}}$ — потери напора в подающем теплопроводе и водоподогревателе при циркуляционном расходе $G_{\text{ц}}$ (кг/ч), т.е. в режиме циркуляции, м; $\Delta H_{\text{ц}}$ — потери напора в циркуляционном теплопроводе, м; $xG_{\text{р}} + G_{\text{ц}}$ — расход воды в циркуляционной системе в режиме частичного водоразбора с циркулирующей, кг/ч; x — доля максимального водоразбора $G_{\text{р}}$ (кг/ч), принимаемая для систем горячего водоснабжения протяженностью до 60 м равной 0,15, для систем протяженностью 100...150 м — 0,2...0,3, для квартальных систем горячего водоснабжения — 0,5...0,7 [17, с. 110].

Если напор на вводе водопровода $H_{\text{вод}}$ меньше требуемого $H_{\text{тр}}$, циркуляционные насосы устанавливаются для циркуляции и подкачки (повысительно-циркуляционные). Подача насосов при этом представляет сумму расчетного и циркуляционного расходов горячей воды [7, с. 9...10], [18, с. 88]. Расчетный напор повысительно-циркуляционных насосов равен недостающему напору на вводе

$$H_{\text{нед}} = H'_{\text{тр}} - H_{\text{вод}},$$

$$\text{где } H'_{\text{тр}} = \Delta H' \left(\frac{G_{\text{р}} + G_{\text{ц}}}{G_{\text{р}}} \right)^2 + \Delta H_{\text{сч}} + H_{\Gamma} + H_{\text{св}} + \Delta H_{\text{ц}},$$

$\Delta H'$ — потери напора в подающих теплопроводах и водоподогревателе при расчетном расходе воды, м.

При разборе воды непосредственно из тепловой сети повысительные насосы устанавливаются, когда напор в обратном теплопроводе значительно меньше требуемого, вычисленного по выражению (1.7). Если напор на вводе водопровода (в закрытых системах) или в обратном теплопроводе теплосети (в открытых системах) незначительно меньше требуемого для системы горячего водоснабжения, применение повысительных насосов может быть нецелесообразным. В этом случае уменьшение требуемого напора может быть достигнуто путем увеличения диаметров подающих теплопроводов и стояков. В каждом конкретном случае решение должно быть обосновано.

В качестве циркуляционных или повысительных используют насосы типа К, КМ, ВК, ЦВЦ, ЦНШ. Их подбор можно производить по [16, прил. XXII]. Число насосов не должно быть менее двух, один из них является резервным.

Избыточный напор на вводе водопровода $H_{\text{изб}} = H_{\text{вод}} - H_{\text{тр}}$, равный 5 м и более, необходимо гасить диафрагмой, устанавливаемой после водомерного узла. Это делается в целях предотвращения повышения свободного напора в водоразборных приборах и, вследствие этого, перерасхода воды. Диаметр диафрагмы рассчитывается по формуле (1.8).

В системах горячего водоснабжения с открытым разбором воды из тепловых сетей предусматриваются дроссельные диафрагмы для зимнего и летнего режимов. Их диаметр также определяют по выражению (1.8).

Дросселируемый напор $H_{\text{изб}}$ в "зимней" диафрагме определяют по формуле (1.9), расход воды через диафрагму принимают равным расходу сетевой воды на отопление. Дросселируемый напор в "летней" диафрагме определяют как разность предполагаемого напора в тепловой сети на абонентском вводе $\Delta H_{\text{аб}}$ (м) и потерь напора в циркуляционной системе, определяемых по формуле (1.9). Расход воды через диафрагму равен циркуляционному расходу $G_{\text{ц}}$.

Вместимость аккумулятора теплоты подсчитывается по методике, изложенной в [16, с. 178...179] или [18, с. 64...67], на основании интегрального графика потребления теплоты. Подбор баков для аккумуляторов теплоты можно производить по [18, прил. 12].

2.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ РАСХОДОВ ВОДЫ И ТЕПЛОТЫ

Пример 2.1. Определить расчетные расходы воды и теплоты на горячее водоснабжение 36-квартирного 6-этажного жилого дома, состоящего из двух секций. Система горячего водоснабжения подключена к тепловым сетям города по закрытой схеме. Предполагается, что в каждой квартире установлена следующая водоразборная арматура: смеситель мойки на кухне, смесители ванны и умывальника. План типового этажа секции здания приведен на рис. 2.1.

Решение. Полагая, что в 3-комнатной квартире проживает 4 человека, а в 2-комнатной — 3, определяем общее число потребителей горячей воды $U = 4 \times 12 + 3 \times 24 = 120$.

Общее количество водоразборных приборов в здании $N = 3 \times 36 = 108$.

Вероятность действия водоразборных приборов системы горячего водоснабжения определяем исходя из нормы расхода горячей воды на 1 человека в час наибольшего водопотребления $g_{н.ч} = 10$ л/ч [7, прил. 5] и нормы расхода горячей воды для ванны $g = 0,2$ л/с [7, прил. 3] как для водоразборного прибора с наибольшим расходом воды:

$$P = \frac{g_{н.ч} U}{3600 g N} = \frac{10 \cdot 120}{3600 \cdot 0,2 \cdot 108} = 0,016.$$

Принимая коэффициент использования водоразборного прибора в час наибольшего водопотребления $K_{и} = 0,28$ [7, прил. 7], определяем вероятность использования водоразборных приборов в системе горячего водоснабжения:

$$P_{ч} = P/K_{и} = 0,016/0,28 = 0,057.$$

По значению $P_{ч} N = 0,057 \cdot 108 = 6,15$ находим безразмерный коэффициент $a_{ч} = 2,94$ (прил. 2) и часовой расход горячей воды в час наибольшего водопотребления:

$$G_{ч} = 18 g K_{и} a_{ч} = 18 \cdot 0,2 \cdot 0,28 \cdot 2,94 = 2,96 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Средний расход горячей воды за сутки наибольшего водопотребления рассчитываем как произведение количества ее потребителей на норму расхода горячей воды одним потребителем в сутки наибольшего водопотребления ($g_{н} = 120$ л/сут), принимаемую по [7, прил. 5]:

$$G_{н} = 0,001 U g_{н} = 0,001 \cdot 120 \cdot 120 = 14,4 \text{ м}^3/\text{сут}.$$

Средний расход горячей воды за сутки в отопительный период рассчитываем по аналогичной формуле, приняв в ней норму расхода горячей воды одним потребителем в сутки отопительного периода $g_{н.с} = 105$ л/сут [7, прил. 5]:

$$G_{н.с} = 0,001 U g_{н.с} = 0,001 \cdot 120 \cdot 105 = 12,6 \text{ м}^3/\text{сут}.$$

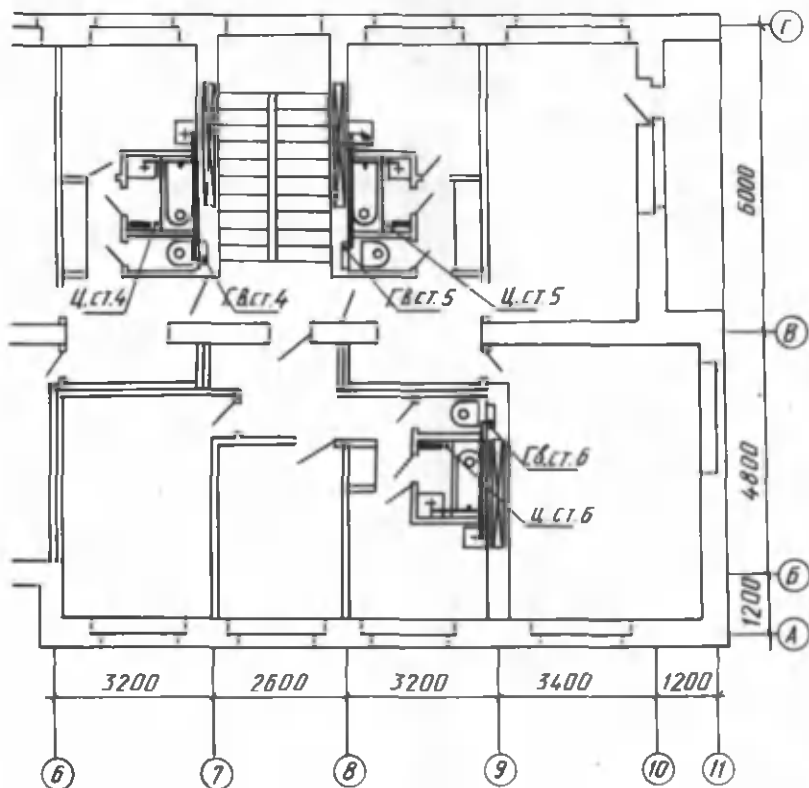


Рис. 2.1. План типового этажа секции жилого дома

Для установления секундного расхода горячей воды в системе горячего водоснабжения при водоразборе находим предварительно по (прил. 2.) безразмерный коэффициент $a = 1,32$, соответствующий произведению $PV = 0,016 \cdot 108 = 1,73$. Норму расхода горячей воды принимаем для ванны $g = 0,2$ л/с как для прибора с наибольшим расходом воды:

$$G = 5g a = 5 \cdot 0,2 \cdot 1,32 = 1,32 \text{ л/с.}$$

Расходы теплоты в системе горячего водоснабжения определяем по формулам (1.4) ... (1.6), принимая $\beta_T = 0,1$ [17, с. 16].

Максимальный часовой расход теплоты

$$Q_{Г.В}^{\max} = 2,96 \cdot 1000 \cdot 4,186 (55 - 5) \cdot 1,1 = 681\,480 \text{ кДж/ч (190 кВт).}$$

Среднечасовой расход теплоты:

за сутки наибольшего водопотребления

$$Q_{Г.В}^{\text{ср}} = \frac{14,4 \cdot 1000 \cdot 4,186 (55 - 5) \cdot 1,1}{24} = 138\,600 \text{ кДж/ч (38,5 кВт)}$$

и за отопительный период

$$Q_{Г.В}^{ср.0} = \frac{12,6 \cdot 1000 \cdot 4,186 (55 - 5) \cdot 1,1}{24} = 120\,870 \text{ кДж/ч (33,6 кВт)}.$$

2.2. ПОСТРОЕНИЕ ГРАФИКОВ РАСХОДА ТЕПЛОТЫ

Пример 2.2. На основании безразмерного графика расхода горячей воды (рис. 2.2) построить график расхода теплоты по часам суток. Среднечасовой расход теплоты $Q_{Г.В}^{ср} = 138\,600 \text{ кДж/ч}$.

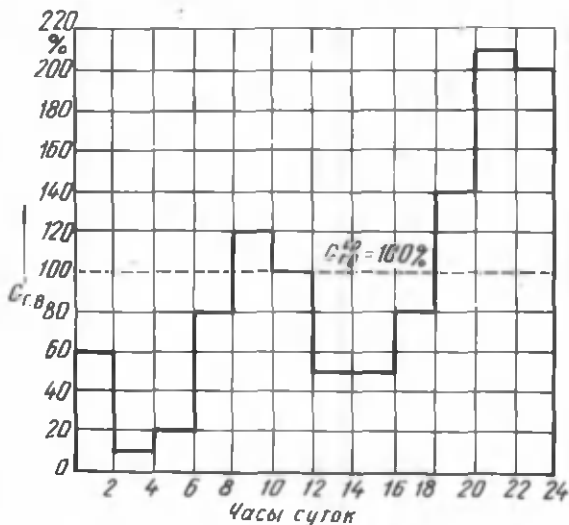


Рис. 2.2. График расхода горячей воды по часам суток

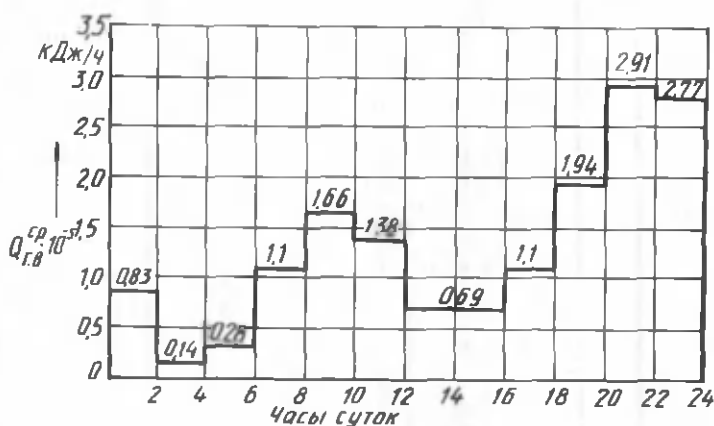


Рис. 2.3. График расхода теплоты по часам суток

Решение. На основании графика определяем расход теплоты по часам суток. Например, с 0 до 2 ч расход теплоты составляет 60 % среднечасового расхода, т.е. $138\,600 \cdot 0,6 = 0,83 \cdot 10^5$ кДж/ч.

На рис. 2.3 приведен график расхода теплоты по часам суток.

Пример 2.3. Используя данные графика расхода теплоты по часам суток, построить интегральный график потребления и подачи теплоты.

Решение. От 0 до 2 ч потребление теплоты системой горячего водоснабжения составляет $0,83 \cdot 10^5 \cdot 2 = 1,66 \cdot 10^5$ кДж, с 0 до 4 ч — $1,66 \cdot 10^5 + 0,14 \cdot 10^5 \cdot 2 = 1,94 \cdot 10^5$ кДж, с 0 до 6 ч — $1,94 \cdot 10^5 + 0,28 \cdot 10^5 \cdot 2 = 2,5 \cdot 10^5$ кДж и так до 24 ч. На рис. 2.4 в координатах количество теплоты — часы суток откладываем суммарное потребление теплоты от 0 часов до определенного момента времени (2, 4...22, 24 ч). Точки соединяем ломаной линией. Получим интегральную линию потребления теплоты. Интегральная линия подачи теплоты в течение суток представлена на рис. 2.4 прямой линией.

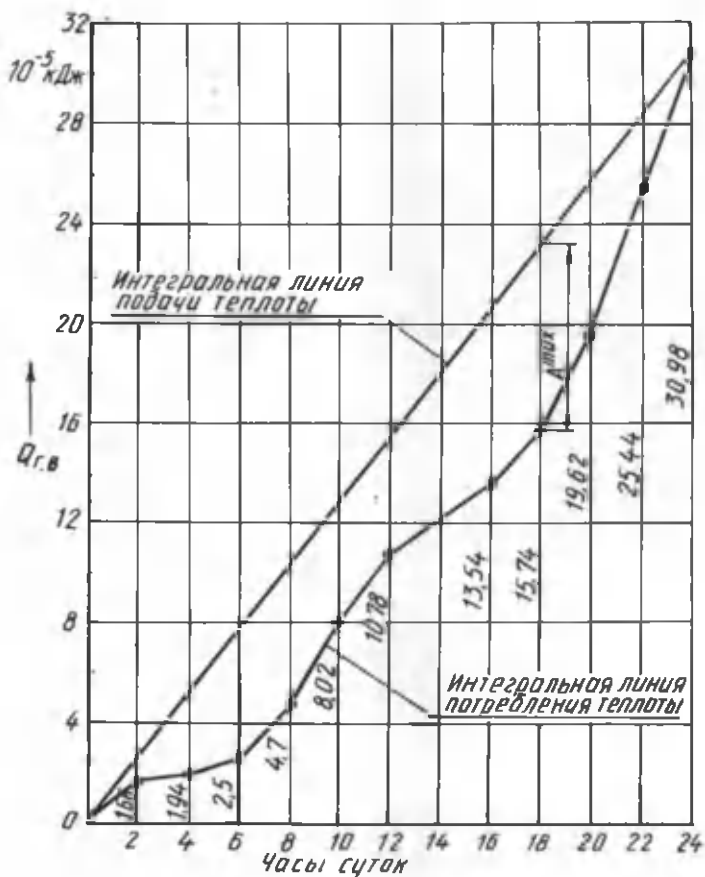


Рис. 2.4. Интегральный график потребления и подачи теплоты

1988 ГЭ УЗССР
27889

2.3. ПОДБОР БАКОВ-АККУМУЛЯТОРОВ

Пример 2.4. По интегральному графику потребления и подачи теплоты (см. рис. 2.4) определить необходимую вместимость открытых баков-аккумуляторов с верхним расположением в системе горячего водоснабжения. Температура воды постоянна. Подобрать баки для аккумулятора.

Решение. На интегральном графике находим максимальную разность подачи и потребления теплоты A^{\max} , которая в 18 ч составляет $23,2 \cdot 10^5 - 15,74 \cdot 10^5 = 7,46 \cdot 10^5$ кДж.

При температуре горячей воды $t_r = 60$ °С, холодной $t_x = 5$ °С объем аккумулятора теплоты

$$V_{\text{ак}} = \frac{A^{\max}}{(t_r - t_x) c \rho} = \frac{7,46 \cdot 10^5}{(60 - 5) \cdot 4,186 \cdot 1000} = 3,24 \text{ м}^3.$$

Принимаем два прямоугольных бака МВН-719 вместимостью каждый $2,5 \text{ м}^3$, длиной 1,9 м, шириной 1 м, высотой 1,5 и массой 449 кг [18, прил. 12].

Пример 2.5. По интегральному графику (см. рис. 2.4) определить необходимую вместимость и подобрать баки аккумулятора теплоты с нижним расположением в системе горячего водоснабжения. Объем аккумулятора постоянный. Максимальная температура горячей воды в аккумуляторе $t_r^{\max} = 75$ °С, минимальная $t_r^{\min} = 40$ °С.

Решение. Требуемый объем аккумулятора теплоты

$$V_{\text{ак}} = \frac{A^{\max}}{(t_r^{\max} - t_r^{\min}) c \rho} = \frac{7,46 \cdot 10^5}{(75 - 40) \cdot 1000 \cdot 4,186} = 5,1 \text{ м}^3.$$

Из графика видно, что при максимальном запасе теплоты, т.е. в 18 ч, температура воды в аккумуляторе составляет 75 °С. Полный запас теплоты в аккумуляторе

$$A_{\text{т}} = V_{\text{ак}} \rho (t_r^{\max} - t_x) c = 5,1 \cdot 1000 (75 - 5) \cdot 4,186 = 14,9 \cdot 10^5 \text{ кДж.}$$

В 0 ч полезный запас теплоты в аккумуляторе равен нулю. Температура воды в это время минимальная, 40 °С. Отсюда следует, что постоянный запас теплоты в аккумуляторе

$$A^{\min} = V_{\text{ак}} \rho (t_r^{\min} - t_x) c = 5,1 \cdot 1000 (40 - 5) \cdot 4,186 = 7,47 \cdot 10^5 \text{ кДж.}$$

Количество полезной теплоты в аккумуляторе, накопленной с 0 до 18 ч,

$$A = A_{\text{т}} - A^{\min} = 14,9 \cdot 10^5 - 7,47 \cdot 10^5 = 7,43 \cdot 10^5 \text{ кДж,}$$

которое и требуется по расчету.

Принимаем 2 бака вместимостью по 3 м^3 , с наружным диаметром 1216 мм (диаметром патрубков для входа и выхода воды — 65 мм), длиной 2700 мм, высотой 1668 мм и массой 1277 кг [18, прил. 12].

2.4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПОДАЮЩИХ ТЕПЛОПРОВОДОВ СИСТЕМЫ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Пример 2.6. На основании данных примера 2.1 произвести гидравлический расчет магистральных подающих теплопроводов и стояков закрытой системы горячего водоснабжения с нижней разводкой. Расчетную длину участков магистралей принимать по плану подвала (рис. 2.5), подводок к водоразборным приборам — по плану типового этажа (см. рис. 2.1). Высота этажа — 3 м. Схема системы приведена на рис. 2.6.

Решение. Гидравлический расчет теплопроводов производим методом удельных потерь давления по длине. Потери давления на участке теплопровода определяем по формуле

$$\Delta p = Rl(1 + K_m),$$

где R — удельные потери давления на трение при расчетном расходе воды на участке, Па/м; l — длина расчетного участка, м; K_m — коэффициент, учитывающий соотношение потерь давления в местных сопротивлениях и на трение по длине.

По СНиП II-34-76 принимаем K_m . Выбираем два расчетных направления: первое — от верхних водоразборных приборов стояка b до водоподогревателя в тепловом пункте и второе — от верхних водоразборных приборов стояка l до водоподогревателя. Соответственным образом нумеруем расчетные участки.

Для гидравлического расчета используем таблицу [16, табл. 47.1]. Результаты записываем в ведомость (табл. 2.1). Вначале заполняем графы 1...3, затем по произведению суммарного количества водоразборных приборов N , находящихся за расчетным участком по ходу движения воды, и вероятности их действия P в системе горячего водоснабжения, взятой из таблицы (прил. 2), находим безразмерный коэффициент a . Расчетные секундные расходы воды на участке определяем по формуле $G = 5ga$, принимая $g = 0,2$ л/с.

Ориентируясь на допустимые скорости движения воды в трубах, по [16, табл. 47.1] определяем диаметры теплопроводов на участках D_v , а также удельные потери давления на трение по длине R_t . Данные записываем в графы 7, 8 и 11 табл. 2.1. При отсутствии в таблице необходимых значений расходов они, а также значения скоростей и потерь давления определяются интерполяцией. Далее по [17, табл. 4.1] устанавливаем корректирующие коэффициенты K_w и K_R и заносим их в графы 9 и 12. Фактические значения скоростей w на участках теплопровода и удельные потери давления на трение R получаем, умножая табличные значения w_t и R_t на корректирующие коэффициенты K_w и K_R . Полученные данные заносим в графы 10 и 13. Принимая соответствующие значения коэффициента K_m , рассчитываем потери давления Δp на каждом расчетном участке (графа 15). В графе 16 суммируем нарастающим итогом потери давления от начального до конечного расчетного участка.

Произведя расчет для первого направления, определяем располагаемое давление для стояка l и участка $l2$, которое будет равно потерям давления на участках $6.1...6.7, 8$ и 9 , т.е. $\Delta p_p = 131$ кПа. Потери давления на участках

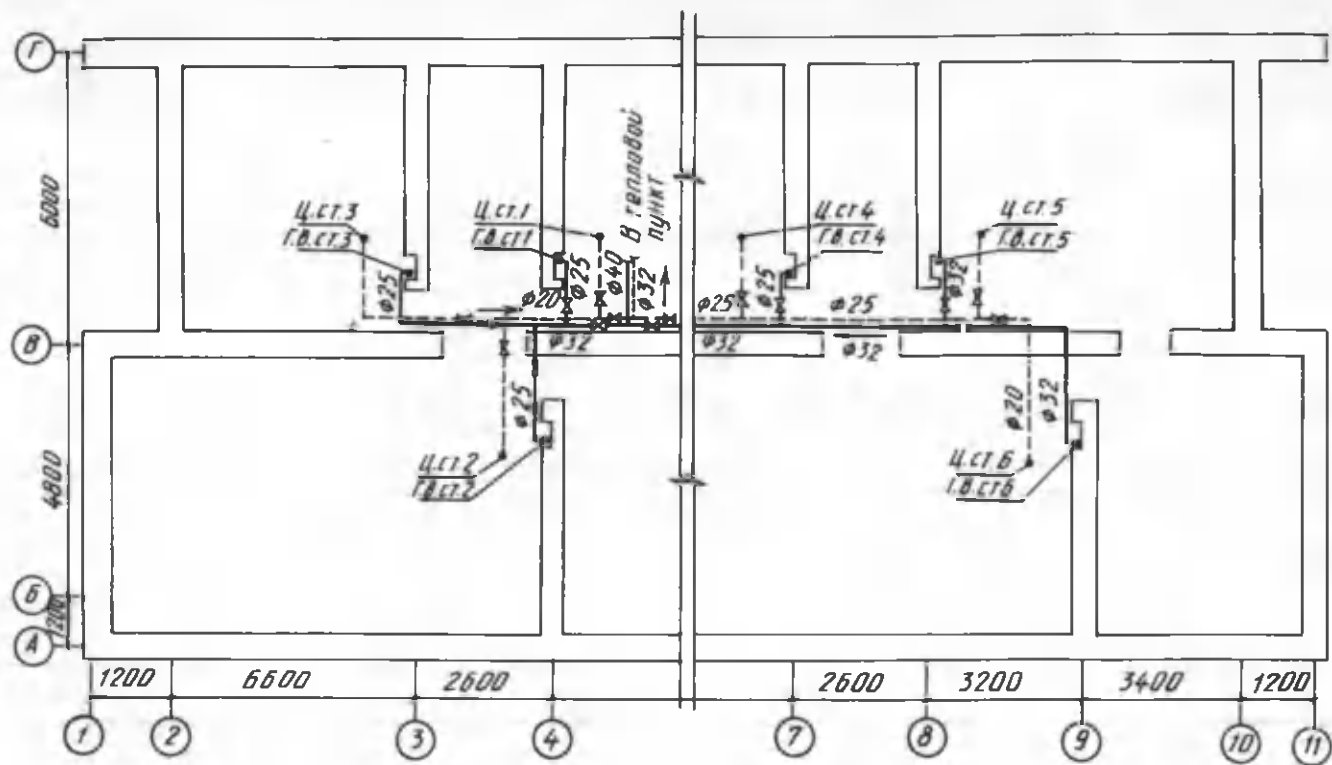


Рис. 2.5. План подвала

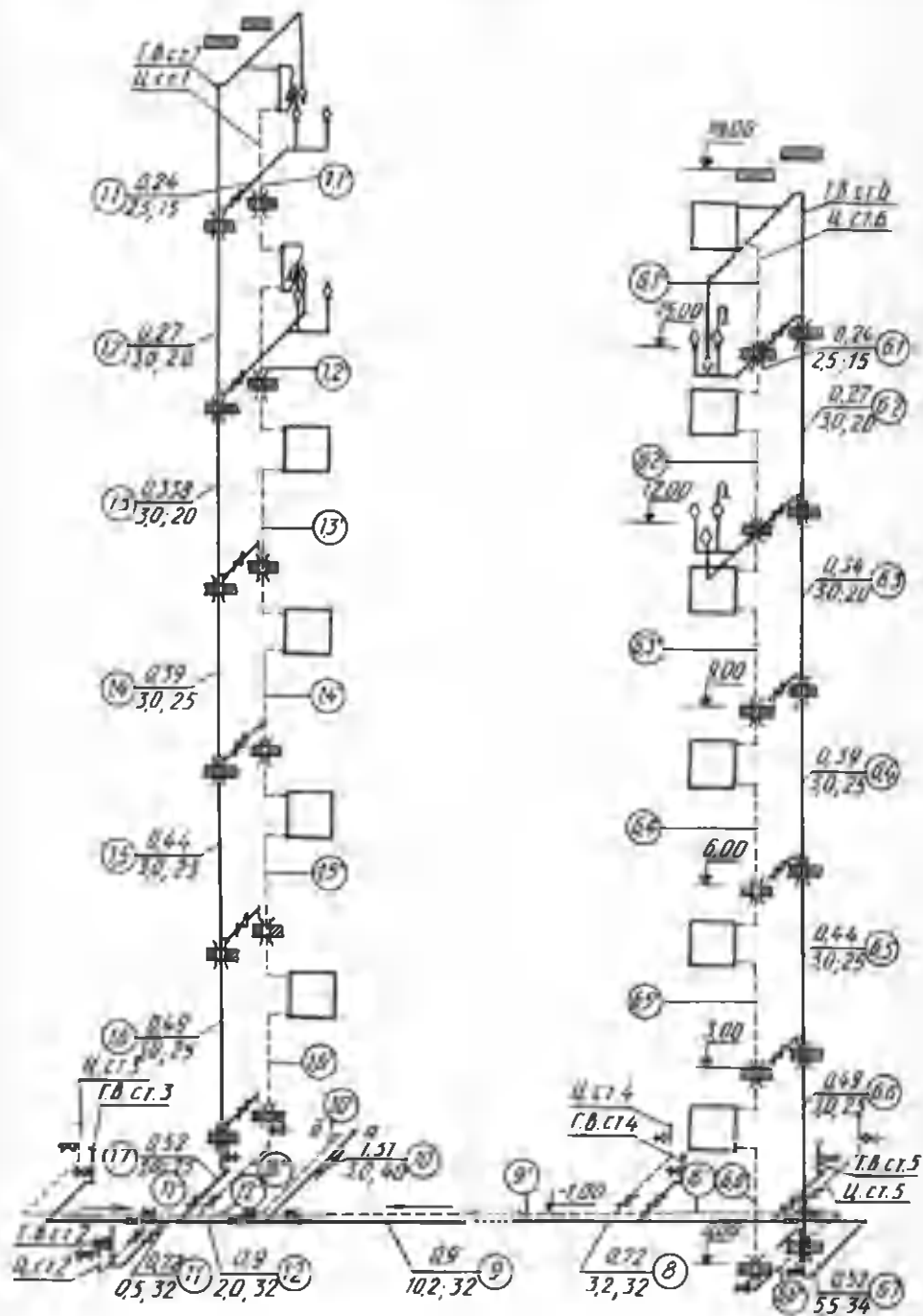


Рис. 2.6. Аксонометрическая схема теплопроводов системы горячего водоснабжения

Табл. 2.1. Гидравлический расчет подающих теплопроводов закрытой системы горячего водоснабжения

Номер участка	l , м	N	NP	a	G , л/с	D_{y1} , мм	w_T , м/с	K_w	w , м/с	R_T , Па/м	K_R	R , Па/м	K_M	Δp , Па	$\Sigma \Delta p$, кПа
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Стояк б и участки магистрали 8...10															
6.1	2,5	2	0,032	0,24	0,24	15	1,41	1,68	2,37	5200	3,87	20120	0,1	55300	55
6.2	3	3	0,048	0,27	0,27	20	0,84	1,48	1,24	1280	2,77	3550	0,1	11720	67
6.3	3	6	0,096	0,34	0,34	20	1,06	1,48	1,56	1960	2,77	5430	0,1	17920	85
6.4	3	9	0,144	0,39	0,39	25	0,71	1,38	0,98	700	2,34	1640	0,1	5410	90
6.5	3	12	0,192	0,44	0,44	25	0,8	1,38	1,1	870	2,34	2040	0,1	6730	97
6.6	3	15	0,24	0,49	0,49	25	0,9	1,38	1,24	1070	2,34	2500	0,1	8250	105
6.7	5,5	18	0,288	0,52	0,52	32	0,54	1,28	0,69	290	1,93	560	0,2	3700	109
8	3,2	36	0,576	0,72	0,72	32	0,75	1,28	0,96	510	1,93	980	0,2	3760	113
9	10,2	54	0,864	0,9	0,9	32	0,94	1,28	1,2	770	1,93	1490	0,2	18230	131
10	3	108	1,73	1,31	1,31	40	1,03	1,26	1,3	770	1,79	1380	0,5	6210	137

Стояк 1, участки 1.1...1.7, 12 $\Delta p_p = 131$ кПа

1.1	2,5	2	0,032	0,24	0,24	15	0,41	1,68	2,37	5200	3,87	20120	0,1	55330	55
1.2	3	3	0,048	0,27	0,27	20	0,84	1,48	1,24	1280	2,77	3550	0,1	11720	67
1.3	3	6	0,096	0,338	0,338	20	1,06	1,48	1,56	1960	2,77	5430	0,1	17920	85
1.4	3	9	0,144	0,39	0,39	25	0,71	1,38	0,98	700	2,34	1640	0,1	5410	90
1.5	3	12	0,192	0,44	0,44	25	0,8	1,38	1,1	870	2,34	2040	0,1	6730	97
1.6	3	15	0,24	0,485	0,49	25	0,9	1,38	1,24	1070	2,34	2500	0,1	8250	105
1.7	3	18	0,288	0,52	0,52	25	0,97	1,38	1,34	1150	2,34	2700	0,2	9720	115
12	2	54	0,864	0,9	0,9	32	0,94	1,28	1,2	770	1,93	1490	0,2	3570	119

Стояк 5, $\Delta p_p = 109$ кПа

Принимая диаметры участков 5.1...5.6 стояка такими же, как у соответствующих участков стояка б, имеем

$$\Delta p_{5.1...5.6} = \Delta p_{6.1...6.6} = 105 \text{ кПа}$$

105

5.7	3	18	0,288	0,52	0,52	32	0,54	1,28	0,69	290	1,93	560	0,2	2 020	107
-----	---	----	-------	------	------	----	------	------	------	-----	------	-----	-----	-------	-----

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
---	---	---	---	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----	----	----

$$\Delta p_{нев} = \frac{109 - 107}{109} 100 = 1,8 \%$$

Стойак 4, $\Delta p_p = 113$ кПа

Задавшись диаметрами участков 4.1...4.7 стойака в соответствии с участками стойака 1, получаем:

$$\Delta p_{4.1...4.7} = \Delta p_{1.1...1.7} = 115 \text{ кПа}; \quad 115$$

$$\Delta p_{нев} = \frac{115 - 113}{115} 100 = 1,7 \%$$

Стойак 2, участки 11 и 12, $\Delta p_p = 131$ кПа

Диаметры участков 2.1...2.7 стойака соответствуют участкам стойака 1; в результате

$$\Delta p_{2.1...2.7} = \Delta p_{1.1...1.7} = 115 \text{ кПа} \quad 115$$

11	0,5	36	0,576	0,72	0,72	32	0,75	1,28	0,96	510	1,93	980	0,2	590	116
12	2,0	54	0,864	0,9	0,9	32	0,94	1,28	1,2	770	1,93	1490	0,2	3570	120

$$\Delta p_{нев} = \frac{131 - 120}{131} 100 = 8,4 \%$$

Стойак 3, участки 11 и 12, $\Delta p_p = 131$ кПа

Принимая диаметры участков 3.1...3.6 стойака аналогичными соответствующим участкам стойака 1, имеем

$$\Delta p_{3.1...3.6} = \Delta p_{1.1...1.6} = 105 \text{ кПа} \quad 105$$

3.7	4	18	0,288	0,52	0,52	25	0,97	1,38	1,34	1150	2,34	2700	0,2	12960	118
11														590	118
12														3570	122

$$\Delta p_{нев} = \frac{131 - 122}{131} 100 = 6,8 \%$$

1.1...1.7 и 12 составляют 119 кПа. Невязка потерь давления по двум расчетным направлениям через дальний и ближний водоразборные стояки

$$\Delta p_{\text{нев}} = \frac{131 - 119}{131} \cdot 100 = 9\%,$$

что вполне допустимо. Значит, выполненный расчет не нуждается в корректировке.

Аналогично проводится гидравлический расчет и увязка потерь давления для других стояков и участков.

Таким образом, определены диаметры теплопроводов и потери давления на всех участках стояков и магистралей. Суммарные потери давления в подающих теплопроводах системы равны потерям давления на наиболее длинном расчетном направлении, в данном случае через стояк б, т.е. $\Delta p_{\text{п}} = 137$ кПа ($\Delta H_{\text{п}} = 13,7$ м).

Пример 2.7. Произвести гидравлический расчет магистральных подающих теплопроводов и двух стояков открытой системы горячего водоснабжения. Все исходные данные принять из примера 2.6. Схема системы приведена на рис. 2.6.

Решение. Расчет теплопроводов производится аналогично предыдущему примеру. Но так как при открытой схеме в систему горячего водоснабжения поступает вода из тепловой сети, прошедшая соответствующую обработку, образование накипи в теплопроводах не происходит. Коэффициенты K_w и K_R не учитываются, данные записываются в табл. 2.2.

В результате расчета устанавливаем, что потери давления на участках б.1...б.7, 8 и 9 составляют 58,7 кПа. Это располагаемое давление для стояка 1 (участки 1.1...1.7 и 12). Суммарные потери давления в подающих теплопроводах системы равны сумме потерь давления по участкам наиболее длинного расчетного направления, в нашем случае через стояк б, т.е. $\Delta p_{\text{п}} = 65,7$ кПа ($\Delta H_{\text{п}} = 6,57$ м).

2.5. РАСЧЕТ ПОТЕРЬ ТЕПЛОТЫ

Пример 2.8. Определить потери теплоты подающими теплопроводами системы горячего водоснабжения (см. рис. 2.6), если температура воды на выходе из подогревателя $t_{\text{н}} = 60$ °С, у наиболее удаленного водоразборного прибора $t_{\text{к}} = 55$ °С. Коэффициент теплопередачи неизолированного теплопровода $K = 11,6$ Вт/(м²·°С), а КПД тепловой изоляции $\eta = 0,6$. Диаметры расчетных участков теплопровода и их длину принять из примера 2.6.

Решение. Расчеты, связанные с решением поставленной задачи, производим по методике, изложенной в [17].

Потери теплоты (Вт) на каждом расчетном участке

$$\Delta Q = \pi d_{\text{н}} l K (t_{\text{г}}^{\text{ср}} - t_0) (1 - \eta).$$

Средняя температура горячей воды в системе

$$t_{\text{г}}^{\text{ср}} = (t_{\text{н}} + t_{\text{к}}) / 2 = (60 + 55) / 2 = 57,5 \text{ °С}.$$

Наружные диаметры труб на участках принимаем по [16, прил., табл. 1.3]. Учитывая место прокладки теплопроводов, расчетную температуру окру-

Табл. 2.2. Гидравлический расчет подающих теплопроводов открытой системы горячего водоснабжения

Номер участка	l , м	N	NP	a	G , л/с	D_y , мм	w , м/с	R , Па/м	K_M	Δp , Па	$\Sigma \Delta p$, кПа
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Стояк 6 и участки магистрали 8...10											
6.1	2,5	2	0,032	0,24	0,24	15	1,41	5200	0,1	14300	14,3
6.2	3	3	0,048	0,27	0,27	20	0,84	1280	0,1	4220	18,5
6.3	3	6	0,096	0,34	0,34	20	1,06	1960	0,1	6470	25
6.4	3	9	0,144	0,39	0,39	20	1,22	2530	0,1	8350	33,3
6.5	3	12	0,192	0,44	0,44	25	0,8	870	0,1	2870	36,2
6.6	3	15	0,24	0,49	0,49	25	0,9	1070	0,1	3530	39,7
6.7	5,5	18	0,288	0,52	0,52	25	0,97	1150	0,2	7590	47,3
8	3,2	36	0,576	0,72	0,72	32	0,75	510	0,2	1960	49,3
9	10,2	54	0,864	0,9	0,9	32	0,94	770	0,2	9430	58,7
10	3	108	1,73	1,31	1,31	32	1,36	1550	0,5	6980	65,7
Стояк 1, участки 1.1...1.7 и 12, $\Delta p = 58,7$ кПа											
1.1	2,5	2	0,032	0,24	0,24	15	1,41	5200	0,1	14300	14,3
1.2	3	3	0,27	0,27	0,27	20	0,84	1280	0,1	4220	18,5
1.3	3	6	0,096	0,34	0,34	20	1,06	1960	0,1	6470	25
1.4	3	9	0,144	0,39	0,39	20	1,22	2530	0,1	8350	33,3
1.5	3	12	0,192	0,44	0,44	20	1,37	3220	0,1	10630	44
1.6	3	15	0,24	0,49	0,49	25	0,9	1070	0,1	3530	47,5
1.7	3	18	0,288	0,52	0,52	25	0,97	1150	0,2	4140	51,6
12	2	54	0,864	0,9	0,9	32	0,94	770	0,2	1850	53,5
Невязка $\Delta p_{нев} = \frac{58,7 - 53,5}{58,7} 100 = 8,9 \%$											

Табл. 2.3. Расчет потерь теплоты подающими теплопроводами

Номер участка	$l, \text{ м}$	$d_{\text{н}}, \text{ м}$	$t_{\text{о}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$(t_{\text{Г}}^{\text{ср}} - t_{\text{о}}), \text{ }^{\circ}\text{C}$	$1 - \eta$	Потери теплоты, Вт		$\Sigma \Delta Q, \text{ Вт}$	Примечание
						q на длине 1 м	ΔQ на участке		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Стояк 6 (участки 6.1...6.7)									
6.1	2,5	0,0213	25	32,5	—	25,2	63		Участок 6.1 не изолирован Суммарные теплопотери стояка 6 и полотенцесушителей $473 + 6 \cdot 100 = 1073 \text{ Вт}$
6.2	3	0,0268	23	34,5	0,4	13,5	40,4	103,4	
6.3	3	0,0268	23	34,5	0,4	13,5	40,4	143,8	
6.4	3	0,0335	23	34,5	0,4	16,8	50,5	194,3	
6.5	3	0,0335	23	34,5	0,4	16,8	50,5	244,8	
6.6	3	0,0335	23	34,5	0,4	16,8	50,5	295,3	
6.7	5,5	0,0423	5	52,5	0,4	32,4	177,9	473,2	
Участки 8...12									
8	3,2	0,0423	5	52,5	0,4	32,4	103,5		26
9	10,2	0,0423	5	52,5	0,4	32,4	330		
10	3	0,0480	20	37,5	0,4	26,2	78,6		
11	0,5	0,0423	5	52,5	0,4	32,4	16,2		
12	2	0,0423	5	52,5	0,4	32,4	64,7		
Стояк 1 (участки 1.1...1.7)									
1.1...1.6								295,3	С учетом полотенцесушителей $372 + 6 \cdot 100 = 972 \text{ Вт}$
1.7	3	0,0335	5	52,5	0,4	25,6	76,9	372,2	
Стояк 2 (участки 2.1...2.7)									
2.1...2.7		$\Delta Q_{2.1...2.7} = \Delta Q_{1.1...1.7} = 372,2 \text{ Вт}$						372,2	С учетом полотенцесушителей $372 + 6 \cdot 100 = 972 \text{ Вт}$
Стояк 3 (участки 3.1...3.7)									
3.1...3.6		$\Delta Q_{3.1...3.6} = \Delta Q_{1.1...1.6} = 295,3$						295,3	С учетом полотенцесушителей $398 + 6 \cdot 100 = 998 \text{ Вт}$
3.7	4	0,0335	5	52,5	0,4	25,6	102,5	397,8	

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
---	---	---	---	---	---	---	---	---	----

Стойка 4 (участки 4.1...4.7)

4.1...4.7

$$\Delta Q_{4.1...4.7} = \Delta Q_{1.1...1.7} = 372,2 \text{ Вт}$$

372,2

С учетом полотенцесушителей
372 + 6·100 = 972 Вт

Стойка 5 (участки 5.1...5.7)

5.1...5.6

$$\Delta Q_{5.1...5.6} = \Delta Q_{6.1...6.6} = 295,3 \text{ Вт}$$

295,3

С учетом полотенцесушителей

5.7

3

0,0423

5

52,5

0,4

32,4

97,1

392,4

392 + 6·100 = 992 Вт

Суммарные потери теплоты подающими теплопроводами с учетом полотенцесушителей $\Sigma Q_{\Pi} = 6573 \text{ Вт} = 6,57 \text{ кВт}$

жающей среды, принимаем: для участков 1 всех стояков $t_0 = 25^\circ\text{C}$, для участков 2...6 – 23°C , для участков 7 всех стояков, а также 8, 9 и 11 – 5°C . Для участка 10 $t_0 = 20^\circ\text{C}$ (как для помещения теплового пункта).

Для неизолированного расчетного участка 6.1

$$\Delta Q = 3,14 \cdot 0,0213 \cdot 2,5 \cdot 11,6 (57,5 - 25) = 63 \text{ Вт.}$$

Расчет потерь теплоты всеми теплопроводами системы приведен в табл. 2.3.

Вначале рассчитываем потери теплоты стояком 6, суммарное значение которых на участках 6.1...6.7 составляет 473,2 Вт. Так как обогрев ванных комнат осуществляется полотенцесушителями, к теплопотерям стояка добавляем потери теплоты полотенцесушителями в размере 100и (Вт). Суммарные теплопотери стояка 6 и полотенцесушителей $\Delta Q_{6.1...6.7} = 473 + 6 \cdot 100 = 1073 \text{ Вт}$. Далее определяем потери теплоты по участкам распределительной магистрали (участки 8...12). Так как диаметры и длины участков 1.1...1.6 равны диаметрам и длинам участков 6.1...6.6 и стояки находятся в одинаковых условиях теплообмена, то и теплопотери их будут равны, т.е.

$$\Delta Q_{1.1...1.6} = \Delta Q_{6.1...6.6} = 295,3 \text{ Вт.}$$

Аналогичным образом приравниваем потери теплоты соответствующими участками других стояков (см. табл. 2.3).

2.6. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЦИРКУЛЯЦИОННЫХ ТЕПЛОПРОВОДОВ

Пример 2.9. Определить циркуляционный расход воды в системе горячего водоснабжения и распределить его по участкам и стоякам системы. Данные для расчета принять из примера 2.8.

Р е ш е н и е. Схему системы горячего водоснабжения (см. рис. 2.6) представим в упрощенном виде, проставив по расчетным участкам и стоякам потери теплоты (рис. 2.7).

Расчетный циркуляционный расход воды (кг/ч), компенсирующий теплопотери,

$$G_{ц} = \frac{\Sigma Q_n \cdot 3600}{\Delta t c} = \frac{0,86 \Sigma Q_n}{\Delta t},$$

где ΣQ_n – суммарные потери теплоты, равные 6573 Вт; Δt – перепад температуры воды в подающих теплопроводах системы, $\Delta t = t_n - t_k = 60 - 55 = 5^\circ\text{C}$, $c = 4186 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$.

$$G_{ц} = \frac{0,86 \cdot 6573}{5} = 1130 \text{ кг/ч.}$$

По методике, изложенной в [14, с. 288], [17, с. 103, 104], циркуляционный расход воды на участке 10 ($G_{10} = 1130 \text{ кг/ч}$) распределяем по участкам магистрали и стоякам пропорционально потерям теплоты в них: на участке 9

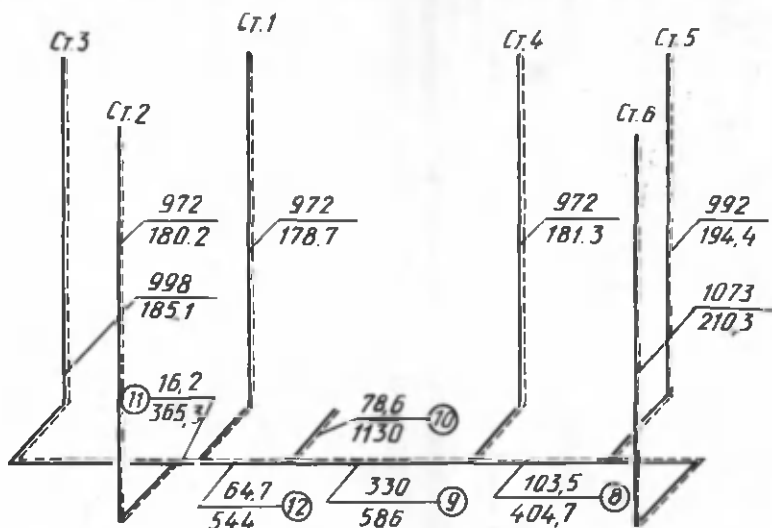


Рис. 2.7. Схема системы горячего водоснабжения (в числителе приведены потери теплоты (Вт), в знаменателе – циркуляционные расходы (кг/ч))

$$\begin{aligned}
 G_9 &= G_{10} \frac{Q_{ст4} + Q_{ст5} + Q_{ст6} + Q_8 + Q_9}{Q_{ст1} + Q_{ст2} + Q_{ст3} + Q_{ст4} + Q_{ст5} + Q_{ст6} + Q_8 + Q_{11} + Q_{12}} = \\
 &= 1130 \frac{972 + 992 + 1073 + 103,5 + 330}{972 + 972 + 998 + 972 + 992 + 1073 + 103,5 + 330 + 16,2 + 64,7} = \\
 &= 586 \text{ кг/ч};
 \end{aligned}$$

на участке 12

$$G_{12} = G_{10} - G_9 = 1130 - 586 = 544 \text{ кг/ч};$$

в стояке 4

$$\begin{aligned}
 G_{ст4} &= G_9 \frac{Q_{ст4}}{Q_{ст4} + Q_{ст5} + Q_{ст6} + Q_8} = \\
 &= 586 \frac{972}{972 + 992 + 1073 + 104} = 181,3 \text{ кг/ч};
 \end{aligned}$$

на участке 8

$$G_8 = G_9 - G_{ст4} = 586 - 181,3 = 404,7 \text{ кг/ч};$$

в стояке 5

$$G_{ст5} = G_8 \frac{Q_{ст5}}{Q_{ст5} + Q_{ст6}} = 404,7 \frac{992}{992 + 1073} = 194,4 \text{ кг/ч};$$

в стояке б

$$G_{ст6} = G_8 - G_5 = 404,7 - 194,4 = 210,3 \text{ кг/ч;}$$

в стояке 1

$$G_{ст1} = G_{12} \frac{Q_{ст1}}{Q_{ст1} + Q_{ст2} + Q_{ст3} + Q_{11}} =$$
$$= 544 \frac{972}{972 + 972 + 998 + 16,2} = 178,7 \text{ кг/ч;}$$

на участке 11

$$G_{11} = G_{12} - G_{ст1} = 544 - 178,8 = 365,3 \text{ кг/ч;}$$

в стояке 2

$$G_{ст2} = G_{11} \frac{Q_{ст2}}{Q_{ст2} + Q_{ст3}} = 365,3 \frac{972}{972 + 998} = 180,2 \text{ кг/ч;}$$

в стояке 3

$$G_{ст3} = G_{11} - G_{ст2} = 365,3 - 180,2 = 185,1 \text{ кг/ч.}$$

Вычисленные значения циркуляционных расходов воды в стояках и на участках проставляем на схеме (рис. 2.7). При полученном распределении циркуляционных расходов воды по стоякам и участкам температура горячей воды во всех стояках будет одинаковой: $t_k = t_n - \Delta t$.

Пример 2.10. Произвести гидравлический расчет циркуляционных теплопроводов системы горячего водоснабжения, изображенной на рис. 2.6. Расчетную длину участков принимать по планам подвала (см. рис. 2.5) и типового этажа (см. рис. 2.1), высота этажа — 3 м. Распределение циркуляционных расходов воды показано на рис. 2.7.

Р е ш е н и е. Гидравлический расчет проводим аналогично расчету подающих теплопроводов. Начинаем его с определения потерь давления на участках подающих теплопроводов циркуляционного кольца через наиболее удаленный стояк б. Диаметры участков подающих теплопроводов известны из гидравлического расчета и принимаются из табл. 2.1. По $G_{ц}$ на участке [16, табл. 46.9] принимаем скорость движения воды и удельные потери давления по длине. Далее устанавливаем их действительные значения, умножая табличные данные на соответствующие коэффициенты K_w и K_R . Результаты расчета заносим в соответствующие графы табл. 2.4.

Вторая часть гидравлического расчета циркуляционного кольца через стояк б заключается в определении диаметров циркуляционных теплопроводов и потерь давления в них. Нумерацию расчетных участков осуществляем, как и на подающих теплопроводах, добавляя к номерам соответствующих участков циркуляционных теплопроводов штрихи. Расчетную длину этаже-стояка принимаем равной высоте этажа за вычетом высоты полотенцесушителя и длины двух подводок к нему (рис. 2.8): $l_{р.э} = 3 - 0,54 + 2 \cdot 0,25 = 2,96 \text{ м} \approx 3 \text{ м.}$

Табл. 2.4. Гидравлический расчет циркуляционных теплопроводов

Номер участка	$l, \text{м}$	$G_{\text{ц}}, \text{кг/ч}$	$D_y, \text{мм}$	$w_{\text{т}}, \text{м/с}$	K_w	$w, \text{м/с}$	$R_{\text{т}}, \text{Па/м}$	K_R	$R, \text{Па/м}$	K_M	$\Delta p, \text{Па}$	$\Sigma \Delta p, \text{кПа}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Циркуляционное кольцо через стояк 6												
10	3	1130	40	0,24	1,26	0,3	38	1,79	68	0,5	306	0,31
9	10,2	586	32	0,163	1,28	0,21	24	1,93	46	0,2	563	0,87
8	3,2	404,7	32	0,113	1,28	0,14	12	1,93	23	0,2	88	0,96
6.7	5,5	210,3	32	0,068	1,28	0,08	4,5	1,93	9	0,2	59	1,02
6.4...6.6	9	210,3	25	0,103	1,38	0,14	15,5	2,34	36	0,1	356	1,37
6.2...6.3	6	210,3	20	0,16	1,48	0,24	45	2,77	125	0,1	825	2,2
6.1	2,5	210,3	15	0,31	1,68	0,52	250	3,87	968	0,1	2662	4,86
6.1'...6.3'	9	210,3	15	0,31	1,68	0,52	250	3,87	968	0,5	13068	13,1
6.4'...6.6''	13	210,3	20	0,16	1,48	0,24	45	2,77	125	0,5	2438	15,5
8'	3,2	404,7	25	0,2	1,38	0,28	54	2,34	126	0,2	484	16
9'	10,2	586	25	0,285	1,38	0,39	105	2,34	246	0,2	3011	19
10'	3	1130	32	0,31	1,28	0,39	85	1,93	164	0,5	738	19,7

Циркуляционное кольцо через стояк 3, $\Delta p_{\text{р}}^{\text{ст } 3} = 23,55 \text{ кПа}$

12	2	544	32	0,15	1,28	0,19	21	1,93	40,5	0,2	97	0,097
11	0,5	365,3	32	0,1	1,28	0,13	10	1,93	19,3	0,2	12	0,11
3.4...3.7	13	185,1	25	0,09	1,38	0,12	12	2,34	28	0,1	400	0,51
3.2...3.3	6	185,1	20	0,144	1,48	0,21	36	2,77	100	0,1	660	1,17
3.1	2,5	185,1	15	0,273	1,68	0,46	200	3,87	774	0,1	2128	3,29
3.1'...3.6'	18	185,1	15	0,273	1,68	0,46	200	3,87	774	0,5	20900	24,19
3.6''	4,5	185,1	20	0,144	1,48	0,21	36	2,77	100	0,2	540	24,73
11'	1,7	365,3	20	0,28	1,48	0,41	130	2,77	360	0,2	734	25,47
12'	0,5	544	25	0,27	1,38	0,37	95	2,34	222	0,2	133	25,6

$$\text{Невязка } \Delta p_{\text{нев}} = \frac{25,6 - 23,55}{25,6} \cdot 100 = 8 \%$$

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
---	---	---	---	---	---	---	---	---	----	----	----	----

Циркуляционное кольцо через стояк 2, $\Delta p_{p}^{ст2} = 23,55$ кПа

12											97	0,097
11											12	0,11
2.4...2.7	12	180,2	25	0,09	1,38	0,12	12	2,34	28	0,1	370	0,48
2.2...2.3	6	180,2	20	0,139	1,48	0,2	34	2,77	94	0,1	620	1,09
2.1	2,5	180,2	15	0,266	1,68	0,45	190	3,87	735	0,1	2021	3,12
2.1'...2.6'	18	180,2	15	0,266	1,68	0,45	190	3,87	735	0,5	19845	22,96
2.6''	2,5	180,2	15	0,266	1,68	0,45	190	3,87	735	0,2	2205	25,17
11'											734	25,9
12'											133	26,03

$$\text{Невязка } \Delta p_{нев} = \frac{26,03 - 23,55}{26,03} 100 = 9,5 \%$$

Циркуляционное кольцо через стояк 1, $\Delta p_{p}^{ст1} = 23,55$ кПа

12											97	
1.4...1.7	12	178,7	25	0,086	1,38	0,11	11	2,34	25,7	0,1	339	0,44
1.2...1.3	6	178,7	20	0,137	1,48	0,2	33,5	2,77	93	0,1	614	1,05
1.1	2,5	178,7	15	0,26	1,68	0,44	190	3,87	735	0,1	2021	3,07
1.1'...1.6'	18	178,7	15	0,26	1,68	0,44	190	3,87	735	0,5	19845	22,916
1.6''	12,5	178,7	15	0,26	1,68	0,44	190	3,87	735	0,2	2205	25,12
12'											133	25,25

$$\text{Невязка } \Delta p_{нев} = \frac{25,25 - 23,55}{25,25} 100 = 6,7 \%$$

Циркуляционное кольцо через стояк 4, $\Delta p_{p}^{ст4} = 19,98$ кПа

4.4...4.7	12	181,3	25	0,09	1,38	0,12	12	2,34	28	0,1	370	0,37
4.2...4.3	6	181,3	20	0,139	1,48	0,2	34	2,77	94	0,1	620	0,99
4.1	2,5	181,3	15	0,266	1,68	0,45	190	3,87	735	0,1	2021	3,01
4.1'...4.5'	15	181,3	15	0,266	1,68	0,45	190	3,87	735	0,5	16538	19,55
4.6'...4.6''	5,5	181,3	20	0,139	1,48	0,2	34	2,77	94	0,2	620	20,17

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
---	---	---	---	---	---	---	---	---	----	----	----	----

$$\text{Невязка } \Delta p_{\text{нев}} = \frac{20,17 - 19,98}{20,17} 100 = 0,9 \%$$

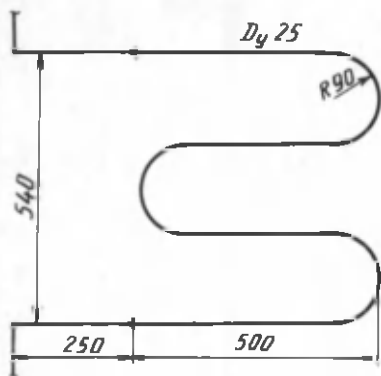
Циркуляционное кольцо через стояк 5, $\Delta p_{\text{п}}^{\text{ст}5} = 19,41$ кПа

5.7	3	194,4	32	0,065	1,28	0,08	4	1,93	7,7	0,1	25	0,025
5.4...5.6	9	194,4	25	0,094	1,38	0,13	13	2,34	30	0,1	297	0,37
5.2...5.3	6	194,4	20	0,148	1,48	0,22	38	2,77	105	0,1	693	1,01
5.1	2,5	194,4	15	0,288	1,68	0,48	220	3,87	851	0,1	2340	3,35
5.1'...5.4'	12	194,4	15	0,288	1,68	0,48	220	3,87	851	0,5	15317	18,67
5.5'...5.6''	8,5	194,4	20	0,148	1,48	0,22	38	2,77	105	0,2	1071	19,74

$$\text{Невязка } \Delta p_{\text{нев}} = \frac{19,74 - 19,41}{19,74} 100 = 1,7 \%$$

П р и м е ч а н и е. Потери давления в подающих теплопроводах кольца при циркуляционном расходе воды $\Delta p_{\text{п.ц}} = 4,9$ кПа ($\Delta H_{\text{п.ц}} = 0,49$ м), а в циркуляционных теплопроводах $\Delta p_{\text{ц}} = 19,7$ кПа ($\Delta H_{\text{ц}} = 1,97$ м).

Рис. 2.8. Схема присоединения полотенцесушителя к циркуляционному стояку



Таким образом, расчетная длина циркуляционного стояка b составляет $6 \cdot 3 + 4 = 22$ м (4 — длина горизонтального участка б.б. стояка, проложенного в подвале).

Из расчета циркуляционного кольца через наиболее удаленный стояк b следует, что сумма потерь давления в подающих теплопроводах кольца при циркуляционном расходе воды $\Delta p_{п.ц} = 4,9$ кПа ($\Delta H_{п.ц} = 0,49$ м), а потери давления в циркуляционных теплопроводах составляют $\Delta p_{ц} = 19,7$ кПа ($\Delta H_{ц} = 1,97$ м).

Далее производим расчет циркуляционных колец других стояков. Для этого определим располагаемые давления. Потери давления в циркуляционном кольце складываются из потерь давления в подающих теплопроводах при циркуляционном расходе и потерь давления в циркуляционных теплопроводах. Исходя из равенства потерь давления на параллельных участках, располагаемые давления для циркуляционных колец стояков 2 и 3 с участками 11, 12, 11' и 12', а также стояка 1 с участками 12 и 12' равны сумме потерь давления на участках 6.1...6.7, 8, 9, 6.1'...6.6'', 8' и 9', т.е. $\Delta p_p^{ст1} = \Delta p_p^{ст2} = \Delta p_p^{ст3} = 23,55$ кПа. Располагаемое давление для циркуляционного стояка 4 равно сумме потерь давления на участках 6.1...6.7, 8, 6.1'...6.6'' и 8', т.е. $\Delta p_p^{ст4} = 19,98$ кПа. Располагаемое давление для циркуляционного кольца стояка 5 равно сумме потерь давления на участках 6.1...6.7, 6.1'...6.6'', т.е. $\Delta p_p^{ст5} = 19,41$ кПа.

После расчета каждого циркуляционного кольца определяем невязку, которая равна разности между располагаемым давлением и суммой потерь давления в кольце, деленной на располагаемое давление.

2.7. ПОДБОР ОБОРУДОВАНИЯ

Пример 2.11. Для системы горячего водоснабжения, рассматриваемой в примере 2.6, подобрать основное оборудование теплового пункта для двух случаев: 1) напор на вводе водопровода $H_{вод} = 50$ м; 2) напор на вводе водопровода $H_{вод} = 35$ м.

Р е ш е н и е. Принимаем водоподогреватель типа 03 по ОСТ 34-588-68, количество секций $n_n = 4$ при длине секции 2 м [11, прил. 19]. Скорость движения воды в трубках водоподогревателя $w = 1$ м/с.

Для выбранного водоподогревателя потери напора нагреваемой воды определяем по формуле [7, (13)]

$$\Delta H_{\text{вд}} = 40,4 \cdot 1^2 \cdot 4 = 6,4 \text{ м.}$$

На вводе водопровода перед водоподогревателем устанавливаем счетчик расхода воды. При расходе воды $G = 1,31$ л/с и диаметре трубопровода $D_y = 40$ мм (по данным примера 2.6) принимаем счетчик крыльчатый калибром 40 мм [16, с. 231...232]. Характеристика сопротивления счетчика расхода $s = 0,32$ м/(л/с)². Потери напора в счетчике $\Delta H_{\text{сч}} = s G^2 = 0,32 \cdot 1,31^2 = 0,55$ м.

Принимая потери напора в подающих теплопроводах системы горячего водоснабжения $\Delta H_{\text{п}} = 13,7$ м (пример 2.6), располагаемый свободный напор для смесителя ванны $H_{\text{св}} = 3$ м и геометрическую высоту подъема воды $H_{\text{г}} = 18,6$ м (см. рис. 2.6), определяем требуемый напор в точке присоединения системы горячего водоснабжения к водопроводу:

$$H_{\text{тр}} = \Delta H_{\text{сч}} + \Delta H_{\text{п}} + \Delta H_{\text{вд}} + H_{\text{св}} + H_{\text{г}} = 0,55 + 13,7 + 6,4 + 3 + 18,6 = 42,25 \text{ м.}$$

Избыточный напор на вводе водопровода (1-й случай)

$$H_{\text{изб}} = H_{\text{вод}} - H_{\text{тр}} = 50 - 42,25 = 7,75 \text{ м.}$$

Для его гашения устанавливаем диафрагму, диаметр которой при расходе воды $G = 1,31$ л/с $= 3,6$ м³/ч

$$d = 11,3 \sqrt{\frac{G^2}{H_{\text{изб}}}} = 11,3 \sqrt{\frac{3,6^2}{7,75}} = 14,6 \text{ мм.}$$

При потерях напора в подающих теплопроводах и водоподогревателе $\Delta H_{\text{п.ц}} = 0,49 + 0,31 = 0,8$ м, циркуляционном расходе воды $G_{\text{ц}} = 1130$ кг/ч, потерях напора в циркуляционных теплопроводах $\Delta H_{\text{ц}} = 1,97$ м (пример 2.10), расчетном расходе воды $G_{\text{р}} = 1,31$ л/с $= 4716$ кг/ч и $x = 0,15$ расчетный напор циркуляционных насосов

$$H_{\text{ц.н}} = \Delta H_{\text{п.ц}} \left(\frac{x G_{\text{р}} + G_{\text{ц}}}{G_{\text{ц}}} \right)^2 + \Delta H_{\text{ц}} = 0,8 \left(\frac{0,15 \cdot 4716 + 1130}{1130} \right)^2 + 1,97 = 4,1 \text{ м.}$$

Выбираем насос типа ЦНШ-40 с подачей 7000 кг/ч, полным напором 6 м, частотой вращения вала 1360 об/мин, укомплектованный электродвигателем АО2-12-4 мощностью 0,8 кВт. Устанавливаем 2 насоса – рабочий и резервный.

По условию задачи для второго случая требуется установка повысительно-циркуляционных насосов. Требуемый напор на вводе водопровода

$$H'_{\text{уп}} = \Delta H' \left(\frac{G_D + G_{\text{ц}}}{G_P} \right)^2 + \Delta H_{\text{сч}} + H_{\Gamma} + H_{\text{св}} + \Delta H_{\text{ц}} =$$

$$= (13,7 + 6,4) \left(\frac{4716 + 1130}{4716} \right)^2 + 0,55 + 18,6 + 3,0 + 1,97 = 55 \text{ м.}$$

Недостающий напор на вводе водопровода

$$H_{\text{нст}} = H_{\text{тр}} - H_{\text{вод}} = 55 - 35 = 20 \text{ м,}$$

что является расчетным напором повысительно-циркуляционных насосов $H_{\text{ц.н}}$. При $H_{\text{ц.н}} = 20$ м и подаче $G = G_D + G_{\text{ц}} = 4716 + 1130 = 5846 \text{ кг/ч} \approx 5,85 \text{ м}^3/\text{ч}$ выбираем насос типа ЦНШ-40 с подачей $21 \text{ м}^3/\text{ч}$, полным напором 20 м, частотой вращения вала 2880 об/мин, укомплектованный электродвигателем АО2-32-2 мощностью 4 кВт. Устанавливаем 2 насоса — рабочий и резервный. Компоновка оборудования теплового пункта приведена на рис. 2.9.

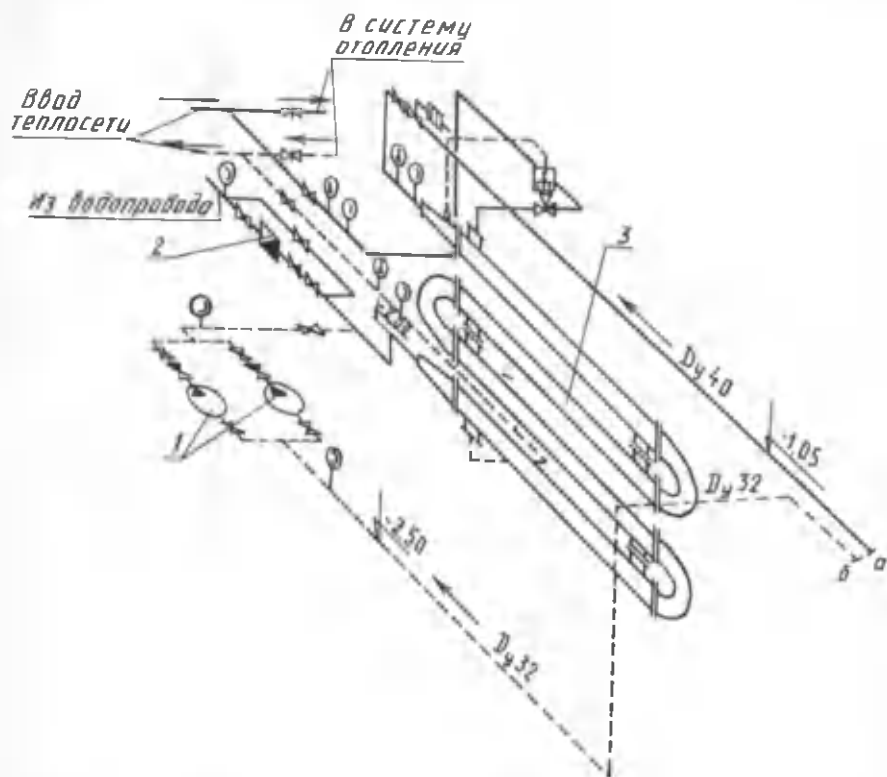


Рис. 2.9. Аксонометрическая схема теплопроводов и оборудования теплового пункта: 1 — циркуляционные насосы ЦНШ-40 ($G = 7000 \text{ кг/ч}$, $H = 6 \text{ м}$, электродвигатель АО2-12.4, $N = 0,8 \text{ кВт}$, $n = 1360 \text{ об/мин}$); 2 — водомер 25 мм; 3 — водоподогреватель типа 03 по ОСТ 34-588-68 ($l = 2 \text{ м}$, $n = 4$)

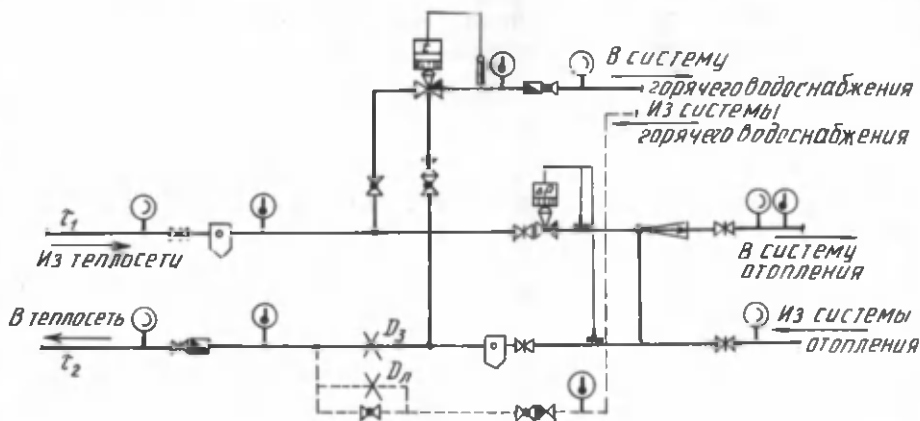


Рис. 2.10. Схема теплового пункта открытой системы теплоснабжения

Пример 2.12. Подобрать основное оборудование теплового пункта для открытой системы горячего водоснабжения, рассматриваемой в примере 2.7, если напор в подающем теплопроводе ввода теплосети $H_{\Pi} = 50$ м, в обратном $H_o = 35$ м, тепловая нагрузка на отопление $Q_o = 1\,300\,000$ кДж/ч, расчетная температура сетевой воды $\tau_1 = 150$ °С, $\tau_2 = 70$ °С. Потери напора в подающих и циркуляционных теплопроводах при циркуляционном расходе $G_{\Pi} = 1200$ кг/ч: $\Delta H_{\Pi} = 0,6$ м, $\Delta H_{\Pi} = 2,2$ м. Схема компоновки оборудования теплового пункта изображена на рис. 2.10.

Решение. В качестве смесителя выбираем регулятор температуры смешанной воды типа ОРГРЭС – регулирующий клапан смешения РКС в блоке с жидкостным термореле ТРЖ [18, с. 72...73]. Из [18, табл. 1 прил. 14] по расходу $G_p = 1,31$ л/с (см. пример 2.7) принимаем клапан смешения РКС диаметром 40 мм с площадью проходного сечения золотника 700 мм².

При потере напора в клапане смесителя $\Delta H_{\text{см}} = 5$ м определяем гарантированную (устойчивую) разность напора в ограничителе:

$$\Delta H_{\text{огр}} = H_{\Pi} - H_o - \Delta H_{\text{см}} = 50 - 35 - 5 = 10 \text{ м.}$$

По [4, табл. III. 58] находим: число отверстий $n = 11$, диаметр $d_o = 6$ мм.

Счетчик расхода воды (крыльчатый калибром 40 мм) в тепловом пункте устанавливается на подающем теплопроводе системы горячего водоснабжения после смесителя. Потери напора в нем составляют $\Delta H_{\text{сч}} = 0,55$ м (см. пример 2.11).

Приняв потери напора в подающих теплопроводах системы горячего водоснабжения $\Delta H_{\Pi} = 6,57$ м (см. пример 2.7), располагаемый свободный напор для смесителя ванны $H_{\text{св}} = 3$ м и геометрическую высоту подачи воды $H_{\Gamma} = 18$ м, находим требуемый напор в обратном теплопроводе ввода теплосети:

$$H_{\text{тр}} = \Delta H_{\text{сч}} + \Delta H_{\Pi} + \Delta H_{\text{см}} + H_{\text{св}} + H_{\Gamma} = 0,55 + 6,57 + 5 + 3 + 18 = 33,12 \text{ м,}$$

что на 1,88 м меньше гарантируемого напора в обратной линии теплосети.

Произведем подбор зимней и летней диафрагм. Расход сетевой воды на отопление

$$G_o = \frac{Q_o}{c (\tau_1 - \tau_2)} = \frac{1\,300\,000}{4,186 \cdot (150 - 70)} = 3880 \text{ кг/ч} \approx 3,88 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Дросселируемый напор в зимней диафрагме равен потерям напора в циркуляционной системе:

$$\begin{aligned} \Delta H_d &= \Delta H_{ц.с} = \Delta H_{п.ц} \left(\frac{0,15 G_p + G_{ц}}{G_{ц}} \right)^2 + \Delta H_{ц} = \\ &= 0,6 \left(\frac{0,15 \cdot 4716 + 1200}{1200} \right)^2 + 2,2 = 3,7 \text{ м.} \end{aligned}$$

Требуемый диаметр зимней диафрагмы

$$d_3 = 11,3 \sqrt[4]{\frac{G_o^2}{\Delta H_d}} = 11,3 \sqrt[4]{\frac{3,88^2}{3,7}} = 22,8 \text{ мм.}$$

При потерях напора в циркуляционной системе $\Delta H_{ц.с} = 3,7$ м дросселируемый напор в летней диафрагме

$$\Delta H_d = H_n - H_o - \Delta H_{ц} = 50 - 35 - 3,7 = 11,3 \text{ м.}$$

Требуемый диаметр летней диафрагмы

$$d_n = 11,3 \sqrt[4]{\frac{G_{ц}^2}{\Delta H_d}} = 11,3 \sqrt[4]{\frac{1,2^2}{11,3}} = 6,8 \text{ мм.}$$

К установке принимаем диафрагму диаметром 10 мм. Остаток избыточного давления необходимо гасить краном на циркуляционном теплопроводе возле диафрагмы.

Глава 3. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА "ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ РАЙОНА ГОРОДА"

3.1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ, СОДЕРЖАНИЕ И ОБЪЕМ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Курсовой проект по теплоснабжению выполняется в соответствии с заданием, составленным и подписанным руководителем. К заданию прилагается генплан района города с горизонталями рельефа местности и указанием этажности застройки кварталов. Кроме того, дополнительно может быть дан перечень промышленных, коммунально-бытовых или других объектов и их местоположение на генплане.

В проекте предусматривается двухтрубная водяная система теплоснабжения, источником теплоты является ТЭЦ.

В задании приводятся следующие исходные данные: город; система теплоснабжения (открытая, закрытая); расчетные температуры теплоносителя по отопительному графику; вид подземной прокладки тепловых сетей (канальная, бесканальная); конструкция тепловой изоляции; характеристика грунта (сухой, маловлажный, влажный); регулятор расхода воды или теплоты на отопление.

Для заданного города из СНиП II-A.6-72 [9] следует принять следующие климатологические данные, которые являются исходными для курсового проекта: расчетную температуру наружного воздуха для проектирования отопления (средняя наиболее холодной пятидневки) $t_{н.о}$, °С; расчетную температуру наружного воздуха для проектирования вентиляции (средняя наиболее холодного периода) $t_{н.в}$, °С; среднюю температуру наружного воздуха за отопительный период $t_{ср.о}$, °С; продолжительность отопительного периода n_o , ч; продолжительность стояния температур наружного воздуха с интервалом 5 °С в течение отопительного периода n , ч; среднегодовую температуру грунта на глубине вероятной прокладки теплопроводов t_g , °С.

Климатологические данные можно найти также в литературе [11, прил. 1], [13, табл. 1.3], [14, с. 17...20] и [15, табл. 1.3].

Курсовой проект состоит из расчетно-пояснительной записки объемом 40...50 страниц и графической части, включающей два листа формата А4 (842x597 мм).

Расчетно-пояснительная записка должна содержать следующие разделы: исходные данные; описание системы теплоснабжения; определение тепловых нагрузок района города; регулирование отпуска теплоты; определение расчетных расходов теплоносителя в тепловых сетях; разработка монтажной схемы и выбор строительных конструкций тепловых сетей; гидравлический расчет водяных тепловых сетей; разработка графиков давлений и выбор схем присоединения абонентов к тепловым сетям; построение продольного профиля тепловых сетей; подбор основного оборудования теплоподготовительной установки источника теплоты; механический расчет теплопроводов; тепловой расчет изоляционной конструкции; определение падения температуры тепло-

носителя по длине теплопровода; подбор оборудования теплового пункта, схемы автоматики; экономия тепловой энергии и охрана окружающей среды.

Все расчеты в записке должны сопровождаться соответствующими пояснениями, ссылками на источники и производиться в единицах СИ, согласно СН 528—80.

В конце расчетно-пояснительной записки приводятся список использованной литературы и оглавление.

В записке должен быть представлен следующий графический материал: график часовых расходов теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение в зависимости от температуры наружного воздуха; график годового расхода теплоты по продолжительности стояния наружных температур; график центрального регулирования отпуска теплоты; график температур обратной воды после теплопотребляющих установок (наносится на график температур воды в тепловой сети); график средневзвешенной температуры сетевой воды в обратной магистрали (наносится на график температур воды в тепловой сети); расчетная схема тепловой сети; схемы присоединения потребителей к тепловой сети; принципиальная схема теплоподготовительной установки ТЭЦ; конструкция тепловой изоляции и прокладки тепловой сети; схема водоподогревательной установки в ЦТП.

На чертежах приводятся: генплан района города с нанесением трассы тепловых сетей, камер, неподвижных опор и расстояний между ними (М 1: 5000); монтажная схема теплопроводов, на которой показывают узлы ответвлений трубопроводов, компенсаторы, неподвижные опоры, задвижки, дренажные узлы, диаметры теплопроводов (масштаб произвольный); пьезометрический график основной магистрали тепловой сети (М 1:500 по вертикали, М 1:5000 по горизонтали); продольный профиль основной магистрали тепловой сети (М 1:100 по вертикали, М 1:5000 по горизонтали); план и разрез тепловой камеры (М 1:20), подвижные и неподвижные опоры.

При оформлении чертежей и схем, а также при написании пояснительной записки студенты должны руководствоваться требованиями ГОСТов, ЕСКД и инструкции о составе и оформлении рабочих чертежей [1].

3.2. ОПИСАНИЕ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

После ознакомления с исходными данными и определения климатологических параметров следует приступать к описанию заданной системы теплоснабжения. При этом необходимо охарактеризовать основные ее элементы — источник тепловой энергии, тепловую сеть, потребителей теплоты; выбрать теплоноситель исходя из требований, предъявляемых к ним, и соотношения отопительно-бытовых и технологических нагрузок.

При описании системы теплоснабжения необходимо отметить ее положительные качества и недостатки, при этом следует обратить внимание на различие в стабильности гидравлических режимов систем и схем присоединения установок горячего водоснабжения к открытым и закрытым тепловым сетям, а также привести принципиальную схему приготовления воды для горячего водоснабжения.

Наиболее распространенной схемой присоединения местных систем отопления к тепловой сети является зависимая с элеваторным смешением. Необ-

ходимо охарактеризовать ее особенности, достоинства и недостатки, наличие гидравлической связи между тепловыми сетями и местными отопительными системами и соответственно необходимое давление воды в обратной магистрали теплосети (оно не должно превышать допустимого из условия механической прочности отопительных приборов); начертить принципиальную схему присоединения местной системы отопления к тепловым сетям. Описание закрытых и открытых систем теплоснабжения можно найти в литературе [11, с.57...77], [17, с. 27...48], [18, с. 24...41].

3.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК РАЙОНА ГОРОДА. ПОСТРОЕНИЕ ГРАФИКОВ РАСХОДА ТЕПЛОТЫ

Расчетные расходы теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение определяют для каждого квартала района города по укрупненным показателям, согласно [10, п. 2.4.], в зависимости от жилой площади и численности населения.

Жилая площадь квартала F (m^2) представляет произведение плотности жилого фонда $f_{ж.ф}$ ($m^2/га$) и площади квартала $F_{кв}$ (га). Плотность жилого фонда на 1 га территории следует принимать по [8, табл. 8] в зависимости от этажности застройки квартала.

Количество жителей в квартале m есть частное от деления жилой площади квартала на норму жилой площади на одного человека f , равную 9 или $12 m^2$.

Определяя расчетный расход теплоты для района города, необходимо учитывать, что при транспорте теплоносителя происходят потери теплоты в окружающую среду, которые, согласно нормам, составляют 5 % тепловой нагрузки. Поэтому расчетные расходы теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение определяют с коэффициентом 1,05 (см. пример 4.1).

Среднечасовые расходы теплоты за отопительный период на отопление и вентиляцию находят по [10, п.2.5]. Определение расхода теплоты на отопление и вентиляцию при наружных температурах, отличных от расчетной, ведется по формулам [10, (8) и (9)] с заменой $t_{ср.о}$ температурой наружного воздуха t_n .

После определения расчетного теплопотребления приступают к построению графиков часовых расходов теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение района города. По оси абсцисс откладывают температуру наружного воздуха от $+8^\circ C$ до $t_{н.о}$, по оси ординат — часовые расходы теплоты.

Поскольку расход теплоты на отопление прямо пропорционален разности температур $t_n - t_n$ и $Q_o = f(t_n)$, график часового расхода теплоты на отопление в зависимости от температуры наружного воздуха будет представлять прямую линию. Его можно построить по двум точкам: при $t_n = t_{н.о}$ $Q_o = Q_o^p$, а при $t_n = +8^\circ C$ расход теплоты на отопление определяют по формуле [18, (1.7)].

Расход теплоты на вентиляцию при диапазоне температур $+8^\circ C \dots t_{н.в}$ также зависит только от t_n . Следовательно, график $Q_v = f(t_n)$ может быть построен аналогично графику расхода теплоты на отопление: при $t_n = t_{н.в}$ $Q_v =$

$= Q_B^P$, а при $t_H = +8$ °С расход теплоты на вентиляцию определяют по формуле [18, (1.7)]. При дальнейшем понижении температуры наружного воздуха от $t_{H,B}$ до $t_{H,O}$ в целях экономии топлива расход теплоты на вентиляцию сохраняется постоянным за счет рециркуляции воздуха.

Тепловая нагрузка на горячее водоснабжение, являющаяся круглогодичной, в течение отопительного периода условно принимается постоянной, не зависящей от температуры наружного воздуха. Поэтому график часового расхода теплоты на горячее водоснабжение представляет собой прямую, параллельную оси абсцисс.

Суммарный график часовых расходов теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение строится сложением соответствующих ординат при $t_H = +8$ °С, $t_{H,B}$ и $t_{H,O}$ (см. пример 4.2).

Для определения загрузки, режима работы и экономичности использования теплофикационного оборудования, подсчета выработки тепловой энергии пользуются годовым графиком расхода теплоты по продолжительности стояния температур наружного воздуха. Он строится на основании графика часовых расходов теплоты и состоит из двух частей: правой – графика зависимости часовых расходов теплоты от температуры наружного воздуха и левой – годового графика расхода теплоты. На последнем по оси ординат откладывается расход теплоты, по оси абсцисс – число часов стояния температур наружного воздуха, которое за отопительный период для заданного города определяют по [11, с. 327], [13, с. 5] и [15, с. 9...11].

В летний период имеет место нагрузка на горячее водоснабжение, которую следует определять по формуле [10, (10)]. Площадь, ограниченная осями координат и кривой расхода теплоты, представляет собой годовой расход теплоты районом города (см. пример 4.3).

Методика построения годового графика расхода теплоты приводится в [14, с. 48], [17, с. 23], [18, с. 22].

3.4. РЕГУЛИРОВАНИЕ ОТПУСКА ТЕПЛОТЫ

3.4.1. Регулирование отпуска теплоты по отопительной нагрузке

В закрытых и открытых системах теплоснабжения при отношении $Q_{Г,В}^{ср} / Q_0 < 0,15$, согласно [10, п. 6.2], может применяться центральное качественное регулирование отпуска теплоты по отопительной нагрузке. При этом в закрытых системах водоподогреватели для горячего водоснабжения должны присоединяться по двухступенчатой смешанной или параллельной схемам в зависимости от отношения расходов теплоты $Q_{Г,В}^{max} / Q_0$ и типа регуляторов. При выборе схемы присоединения водоподогревателей следует руководствоваться прил. 3.

Построение графика центрального качественного регулирования отпуска теплоты по отопительной нагрузке основано на определении зависимости температуры сетевой воды в подающей и обратной магистралях от температуры наружного воздуха: $\tau_{1,0} = f(t_H)$, $\tau_{2,0} = f(t_H)$.

Для зависимых схем присоединения отопительных установок к тепловым сетям температуру воды в подающей и обратной магистралях в течение отопительного периода, т.е. в диапазоне температур наружного воздуха $+8^{\circ}\text{C} \dots t_{\text{н.о}}$, рассчитывают по выражениям [11, (4.38) и (4.39)] или [18, (IV. 27) и (IV. 28)]. По полученным значениям $\tau_{1,0}$ и $\tau_{2,0}$ строят отопительный график температур воды в тепловой сети (см. пример 4.4).

При независимых схемах присоединения отопительных установок к тепловым сетям температуру сетевой воды в подающей и обратной магистралях определяют по формулам [11, (4.43) и (4.44)] или [18, (IV.34) и (IV.35)].

Так как по тепловым сетям одновременно подается теплота на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, для удовлетворения тепловой нагрузки горячего водоснабжения необходимо внести коррективы в отопительный график. Температура нагреваемой воды на выходе из водоподогревателя горячего водоснабжения должна быть $60 \dots 65^{\circ}\text{C}$, поэтому минимальная температура сетевой воды в подающей магистрали принимается равной 70°C для закрытых и 60°C для открытых систем теплоснабжения. Для этого отопительный график срезается на уровне 70 или 60°C , полученный график температур воды в тепловой сети называется отопительно-бытовым.

Точка излома графика делит его на две части с различными режимами регулирования: в диапазоне температур наружного воздуха от температуры в точке излома $t_{\text{н.и}}$ до $t_{\text{н.о}}$ осуществляется центральное качественное регулирование отпуска теплоты, в диапазоне $+8^{\circ}\text{C} \dots t_{\text{н.и}}$ — местное регулирование.

Расчет и построение графиков регулирования отопительной нагрузки можно найти в [11, с. 100], [18, с. 105]. Расход сетевой воды через любую местную отопительную систему в течение всего отопительного периода поддерживается с помощью регулятора расхода (РР) постоянным, равным расчетному. В диапазоне температур наружного воздуха $+8^{\circ}\text{C} \dots t_{\text{н.и}}$, когда $\tau_{1,0} = \text{const}$ и у абонентов осуществляется местное регулирование пропусками, число одновременно включенных систем отопления с повышением $t_{\text{н}}$ уменьшается. Суммарный расход сетевой воды на отопление при этом диапазоне температур наружного воздуха определяют по выражению

$$G_{\text{о}} = G_{\text{о}}^{\text{р}} \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н.и}}}$$

где $G_{\text{о}}^{\text{р}}$ — расчетный расход сетевой воды на отопление.

Регулирование отпуска теплоты на вентиляцию можно осуществить изменением расхода сетевой воды или нагреваемого воздуха. Если заданием не определен способ регулирования отпуска теплоты на вентиляцию, применяют способ регулирования изменением расхода сетевой воды. В этом случае задачей расчета регулирования является определение температуры воды после калориферов $\tau_{2,в}$ и расхода сетевой воды на вентиляцию $G_{\text{в}}$ при различных температурах наружного воздуха.

На основании графиков расхода теплоты на вентиляцию $Q_{\text{в}} = f(t_{\text{н}})$ и температуры воды в подающей магистрали $\tau_{1,0} = f(t_{\text{н}})$ весь отопительный период можно разбить на три диапазона.

I диапазон — от $t_{н} = +8^{\circ}\text{C}$ до $t_{н.и}$, когда температура сетевой воды в подающей магистрали $\tau_{1,о} = \text{const}$, а расход теплоты на вентиляцию $Q_{в} = \text{var} = f(t_{н})$. В этом диапазоне температур наружного воздуха дополнительно к центральному регулированию осуществляют местное путем изменения расхода сетевой воды через калорифер, т.е. $G_{в} = \text{var}$.

Температуру воды после калориферов $\tau_{2,в}$ определяют из уравнения

$$\frac{(\tau_{1,о} + \tau_{2,в}) - (t_{н} + t_{в})}{(\tau_{1,о}'' + \tau_{2,в}'') - (t_{н.и} + t_{в})} \left(\frac{\tau_{1,о}'' - \tau_{2,в}''}{\tau_{1,о} - \tau_{2,в}} \right)^{0,15} = \left(\frac{t_{в} - t_{н}}{t_{в} - t_{н.и}} \right)^{0,85}, \quad (3.1)$$

где $\tau_{1,о}$ — температура сетевой воды в подающей магистрали при $t_{н} = t_{н.и} = t_{н}''$; $\tau_{2,в}$ — температура воды после калориферов при $t_{н} = t_{н.и} = t_{н}''$.

Решается данное уравнение методом последовательных приближений или графоаналитическим способом.

II диапазон — от $t_{н.и}$ до $t_{н.в}$, когда с понижением $t_{н}$ температура сетевой воды в подающей магистрали и расход теплоты на вентиляцию увеличиваются, т.е. $\tau_{1,о} = f(t_{н})$ и $Q_{в} = f(t_{н})$. Центральное качественное регулирование отпуска теплоты сохраняется, т.е. $G_{в} = \text{const}$.

Температуру воды после калориферов

$$\tau_{2,в} = \tau_{1,о} - (\tau_{1,о}''' - \tau_{2,в}''') \frac{t_{в} - t_{н}}{t_{в} - t_{н.в}}, \quad (3.2)$$

где $\tau_{1,о}'''$ — температура сетевой воды в подающей магистрали при $t_{н} = t_{н.в} = t_{н}'''$; $\tau_{2,в}'''$ — температура воды на выходе из калориферов при $t_{н} = t_{н.в} = t_{н}'''$, равная $\tau_{2,о}'''$.

III диапазон — от $t_{н.в}$ до $t_{н.о}$, когда температура сетевой воды в подающей магистрали $\tau_{1,о} = \text{var} = f(t_{н})$, а расход теплоты на вентиляцию $Q_{в} = \text{const}$. При этом диапазоне, так же как и при первом, необходимо применять дополнительное местное количественное регулирование, т.е. $G_{в} = \text{var}$.

Температуру воды после калориферов $\tau_{2,в}$ определяют из уравнения

$$\frac{(\tau_{1,о} + \tau_{2,в}) - (t_{н} + t_{в})}{(\tau_{1,о}''' + \tau_{2,в}''') - (t_{н.в} + t_{в})} \left(\frac{\tau_{1,о}''' - \tau_{2,в}'''}{\tau_{1,о} - \tau_{2,в}} \right)^{0,15} = 1. \quad (3.3)$$

Решается оно, как и (3.1), методом последовательных приближений или графоаналитическим способом.

По значениям $\tau_{2,в}$ строят график температуры воды после калориферов, который наносится на график температур воды в тепловой сети.

После нахождения $\tau_{2,в} = f(t_{н})$ приступают к определению расхода сетевой воды на вентиляцию при различных температурах наружного воздуха [18, (IV. 45)] и построению графика расхода (см. пример 4.8).

Графики температур, расходов теплоты и сетевой воды при регулировании вентиляционной нагрузки приведены в [18, с. 104] и [11, с. 103].

Местное регулирование тепловой нагрузки на горячее водоснабжение производят изменением расхода сетевой воды через водоподогреватель. При этом отопительный период разбивается на два диапазона. I диапазон – от $t_{н} = +8^{\circ}\text{C}$ до $t_{н,и}$, когда при $\tau_{1,о} = \text{const}$ и $Q_{г,в} = \text{const}$ в системе поддерживается центральное регулирование с постоянным расходом воды через теплообменник $G_{г,в} = \text{const}$. II диапазон – от $t_{н,и}$ до $t_{н,о}$, когда с повышением температуры сетевой воды в подающей магистрали осуществляется местное количественное регулирование путем уменьшения расхода сетевой воды через теплообменник.

Задача расчета регулирования – в определении температуры сетевой воды после водоподогревателя $\tau_{2,г}$ и расхода ее на горячее водоснабжение $G_{г,в}$ при различных температурах наружного воздуха.

Максимальный расход сетевой воды на горячее водоснабжение наблюдается в I диапазоне температур наружного воздуха при минимальной температуре воды в подающей магистрали. Если у потребителей отсутствуют аккумуляторы горячей воды, расчетный расход сетевой воды на горячее водоснабжение определяется по максимальной тепловой нагрузке (см. примеры 4.9 и 4.10).

Расчет и построение графиков регулирования отпуска теплоты на горячее водоснабжение при параллельной и двухступенчатой смешанной схемах следует выполнять, используя методику, изложенную в [18, с. 109...113].

Определив расходы сетевой и температуры обратной воды после теплопотребляющих установок, находят средневзвешенную температуру сетевой воды в обратной магистрали при различных температурах наружного воздуха:

$$\tau_{2,ср} = \frac{G_o \tau_{2,о} + G_v \tau_{2,в} + G_{г,в} \tau_{2,г}}{G_o + G_v + G_{г,в}} \quad (3.4)$$

По полученным значениям $\tau_{2,ср}$ строят соответствующий график, который наносят на график температур воды в теплосети (см. пример 4.10).

Суммарный график расхода сетевой воды строится сложением соответствующих ординат графиков расходов воды по отдельным видам теплопотребления при соответствующих температурах наружного воздуха [18, с. 123...124].

При открытой системе теплоснабжения установки горячего водоснабжения и отопления следует присоединять по принципу несвязанного регулирования. В связи с непосредственным водоразбором на горячее водоснабжение отопительно-бытовой температурный график имеет срезку на 60°C (см. пример 4.6).

Регулирование отпуска теплоты на отопление и вентиляцию аналогично регулированию в закрытых системах теплоснабжения.

После построения отопительно-бытового температурного графика и определения расхода сетевой воды на горячее водоснабжение [18, (IV.79)] необходимо определить водоразбор из подающего $G_{г}^п$ и обратного $G_{г}^об$ теплопрово-

дов при различных температурах наружного воздуха и построить зависимости $G_{\Gamma}^{\text{п}} = f(t_{\text{н}})$ и $G_{\Gamma}^{\text{об}} = f(t_{\text{н}})$ [18, с. 117...118]. Водоразбор на горячее водоснабжение только из подающего теплопровода осуществляется в диапазоне температур наружного воздуха $+8^{\circ}\text{C} \dots t_{\text{н.и}}$, когда $\tau_{1,0} = \text{const} = 60^{\circ}\text{C}$. С повышением температуры сетевой воды в подающей магистрали к водоразбору из подающего теплопровода добавляется водоразбор из обратной линии, который увеличивается с повышением $\tau_{2,0}$. При $\tau_{2,0} = 60^{\circ}\text{C}$ водоразбор из подающего теплопровода прекращается и на горячее водоснабжение забирается вода только из обратного теплопровода. При дальнейшем увеличении $\tau_{2,0}$ расход воды на горячее водоснабжение снижается. Его значение определяется по формуле

$$G_{\Gamma, \text{в}}^{\text{р}} = G_{\Gamma, \text{в}}^{\text{п}} \frac{t_{\Gamma} - t_{\text{х}}}{\tau_{2,0} - t_{\text{х}}},$$

где $G_{\Gamma, \text{в}}^{\text{р}}$ — расчетный расход сетевой воды на горячее водоснабжение.

Расчет и построение графиков расхода сетевой воды из подающего и обратного теплопроводов на горячее водоснабжение приведены в примере 4.11.

После определения расхода сетевой воды по отдельным видам теплопотребления приступают к построению графика средневзвешенной температуры воды в обратной магистрали $\tau_{2}^{\text{ср}}$ и графика суммарного расхода сетевой воды в тепловой сети [18, с. 124...125].

3.4.2. Регулирование отпуска теплоты по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения

Центральное качественное регулирование отпуска теплоты по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения принимается, если $Q_{\Gamma, \text{в}}^{\text{ср}} / Q_0^{\text{р}} > 0,15$.

При этом в закрытых системах водонагреватели горячего водоснабжения могут присоединяться по параллельной или двухступенчатой схемам. Выбор схемы зависит от отношения $Q_{\Gamma, \text{в}}^{\text{max}} / Q_0^{\text{р}}$ и вида регуляторов расхода воды или теплоты на отопление (прил. 3).

Центральное регулирование отпуска теплоты рассчитывается по типичной для данного района относительной нагрузке горячего водоснабжения $\rho_{\Gamma} = Q_{\Gamma, \text{в}}^{\text{ср}} / Q_0^{\text{р}}$, где $Q_{\Gamma, \text{в}}^{\text{ср}}$ — средненедельный расход теплоты на горячее водоснабжение.

При регулировании по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения на типовых абонентских вводах поддерживается постоянный расход сетевой воды, равный расчетному на отопление $G_0^{\text{р}}$. Необходимая нагрузка горячего водоснабжения и поступление в систему отопления расчетного суточного количества теплоты обеспечивается за счет увеличения температуры сетевой воды в подающей магистрали по сравнению с отопительным графиком. Поэтому при регулировании по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения в тепловой сети поддерживается температурный режим по повы-

шенному температурному графику. Он строится на основе отопительно-бытового графика.

Применение данного метода регулирования позволяет рассчитывать магистральные теплопроводы по суммарному расходу сетевой воды на отопление и вентиляцию, не учитывая расход воды на горячее водоснабжение.

Расчет повышенного температурного графика при закрытой системе теплоснабжения заключается в определении перепада температур сетевой воды в первой и второй ступенях подогревателя горячего водоснабжения при различных температурах наружного воздуха и балансовой тепловой нагрузке горячего водоснабжения

$$Q_{г.в}^{\phi} = \chi Q_{г.в}^{ср},$$

где χ – балансовый коэффициент, учитывающий неравномерность расхода теплоты на горячее водоснабжение в течение суток, как правило, $\chi = 1,2$.

Определив перепады температур сетевой воды в первой и второй ступенях водоподогревателя, находят температуру воды в подающей τ_1 и обратной τ_2 магистральных тепловой сети. После этого приступают к построению повышенного температурного графика: $\tau_1 = f(t_n)$, $\tau_2 = f(t_n)$ [11, с. 112...113], [18, с. 113...116] (см. пример 4.5).

Для качественного теплоснабжения разнородных потребителей центральное регулирование отпуска теплоты дополняется местным количественным.

Методика расчета и построения графиков регулирования для системы вентиляции аналогична принятой при регулировании по отопительной нагрузке. При этом в формулах (3.1) ... (3.3) значения τ_1 следует брать по повышенному температурному графику.

После определения температуры воды на выходе из калориферов $\tau_{2,в}$ и построения графиков расхода воды на отопление и вентиляцию находят средневзвешенную температуру сетевой воды в обратной магистрали.

Построение графика суммарного расхода сетевой воды осуществляется сложением расходов воды на отопление и вентиляцию при соответствующих температурах наружного воздуха.

В открытых системах теплоснабжения регулирование по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения может осуществляться качественным или качественно-количественным методом при свободном располагаемом или постоянном напоре на коллекторах ТЭЦ. Если заданием не определен метод регулирования, в курсовом проекте принимается центральное качественное регулирование отпуска теплоты.

В открытых системах теплоснабжения при центральном качественном регулировании отпуска теплоты по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения потребители присоединяются по принципу связанного регулирования, когда регулятор расхода устанавливается в начале абонентского ввода, перед узлом отбора воды на горячее водоснабжение. В этом случае расход сетевой воды на весь абонентский ввод поддерживается постоянным, равным расчетному на отопление: $G_{гв} = G_0^p$. При этом строительные конструкции зданий служат аккумуляторами теплоты, выравнивающими неравномерность суточного графика тепловой нагрузки горячего водоснабжения.

В тепловой сети при данном методе регулирования поддерживается температурный режим по скорректированному (повышенному) температурному графику, который строится на основе отопительно-бытового.

Расчет скорректированного температурного графика заключается в определении температуры воды в подающей и обратной магистралях в диапазоне температур наружного воздуха от $+8^{\circ}\text{C}$ до t_n^* , при которой $\tau_{2,0} = 60^{\circ}\text{C}$, и по балансовой нагрузке горячего водоснабжения. При $\tau_{2,0} \geq 60^{\circ}\text{C}$ водоразбор на горячее водоснабжение осуществляется только из обратной линии тепловой сети, в местную отопительную систему поступает расчетный расход сетевой воды $G_o = G_o^p$. Это позволяет производить регулирование отпуска теплоты при интервале температур наружного воздуха $t_n^* \dots t_{n,0}$ по отопительно-бытовому температурному графику.

При температурах наружного воздуха от $+8^{\circ}\text{C}$ до t_n^* , когда водоразбор на горячее водоснабжение осуществляется как из подающей, так и из обратной линий теплосети, поступление воды в систему отопления меньше расчетного расхода. Относительный расход сетевой воды на отопление \bar{G}_o в этом диапазоне температур наружного воздуха определяют по [18, (IV.86)] .

Установив \bar{G}_o , приступают к нахождению температур воды в подающей и обратной магистралях (скорректированный температурный график) [18, (IV.87) и (IV.88)] (см. пример 4.7).

Расчет и построение графиков регулирования вентиляционной нагрузки выполняется, как и в закрытых системах теплоснабжения. Построение графика суммарного расхода сетевой воды для магистральных теплопроводов осуществляется по ранее приведенной методике.

3.5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ РАСХОДОВ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ В ТЕПЛОВЫХ СЕТЯХ

3.5.1. Закрытые системы теплоснабжения

Для закрытых систем теплоснабжения при центральном качественном регулировании отпуска теплоты по отопительной нагрузке расчетный расход теплоносителя в магистралях и распределительных тепловых сетях в зимний период, согласно СНиП II-36-73,

$$G_p = G_o + G_b + G_{г.в}^{cp} ,$$

где G_o , G_b — расчетные расходы сетевой воды соответственно на отопление и вентиляцию, определяют по формулам [10, (15) и (16)]; $G_{г.в}^{cp}$ — среднечасовой расход сетевой воды на горячее водоснабжение, зависит от схемы присоединения водоподогревателей к тепловой сети.

При параллельной схеме $G_{г.в}^{cp}$ рассчитывают по формуле [10, (19)] , при двухступенчатой смешанной

$$G_{г.в}^{cp} = \frac{G_{г.в}^{cp}}{c (\tau_{1,0}'' - \tau_{2,0}'')} \left(\frac{55 - t_n}{55 - t_{х,3}} + 0,2 \right) ,$$

где $\tau_{1,0}''$, $\tau_{2,0}''$ — температура сетевой воды соответственно в подающей и обратной магистралях при $t_{н.и}$, °С; $t_{п}$ — температура водопроводной воды после подогревателя первой ступени при $t_{н.и}$, °С; $t_{х.з}$ — температура водопроводной воды, принимается в зимний период равной 5 °С; последним слагаемым учитываются потери теплоты теплопроводами при изолированных стояках (20% от $Q_{г.в}^{cp}$).

В распределительных сетях группы жилых зданий, а также в сетях к отдельным зданиям с числом жителей до 6000 человек при отсутствии баков-аккумуляторов у потребителей расчетный расход сетевой воды при параллельной и двухступенчатой смешанной схемах присоединения водоподогревателей

$$G_p = G_o + G_v + G_{г.в}^{max} \quad (3.5)$$

где $G_{г.в}^{max}$ — максимальный часовой расход сетевой воды на горячее водоснабжение, при параллельной схеме определяется по формуле [10, (20)], при двухступенчатой смешанной

$$G_{г.в}^{max} = \frac{0,55 Q_{г.в}^{max}}{c (\tau_{1,0}'' - \tau_{2,0}'')}$$

При центральном качественном регулировании по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения расчетный расход сетевой воды в магистральных и распределительных тепловых сетях определяется по формуле

$$G_p = G_o + G_v \quad (3.6)$$

При расчете расхода сетевой воды на вентиляцию G_v температуру воды в подающей магистрали нужно брать по повышенному температурному графику, температуру воды после калориферов $\tau_{2,в}$ принимают равной $\tau_{2,0}$ по отопительно-бытовому температурному графику при $t_{н.в}$.

В распределительных сетях группы жилых зданий, а также в сетях к отдельным зданиям с числом жителей до 6000 человек при наличии баков-аккумуляторов и присоединении водоподогревателей по параллельной или двухступенчатой смешанной схемам суммарный расчетный расход воды определяется по формуле (3.5), но $G_{г.в}^{max}$ заменяют $G_{г.в}^{cp}$; при присоединении водоподогревателей по двухступенчатой последовательной или двухступенчатой смешанной с ограничением максимального расхода воды на вводе — по формуле (3.6) с проверкой по выражению

$$G_p = G_{г.в}^{cp} + \frac{Q_o'' + Q_v''}{c (\tau_1'' - \tau_{2,0}'')} \quad (3.7)$$

где Q_o'' , Q_v'' — часовой расход теплоты соответственно на отопление и вентиляцию, определяемый при $t_{н.и}$.

За расчетный расход сетевой воды принимают больший из полученных по (3.6) и (3.7).

Для летнего периода расчетный расход сетевой воды в закрытых системах теплоснабжения находят по формуле [10, (27)]. В этом случае $G_{г.в}^{\max}$ при любой схеме присоединения водоподогревателей определяют, как для параллельной схемы [10, (20)].

3.5.2. Открытые системы теплоснабжения

При центральном качественном регулировании отпуска теплоты по отопительной нагрузке расчетный расход теплоносителя в магистральных и распределительных сетях для зимнего периода определяют, согласно СНиП II-36-73:

$$G_p = G_o + G_b + 0,6 G_{г.в}^{ср}$$

$G_{г.в}^{ср}$ находят по [10, (17)]. Расходы сетевой воды в подающем и обратном теплопроводах принимают равными, т.е. $G_p^п = G^{об} = G_p$.

Если регулирование отпуска теплоты ведется по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения, расчетный расход теплоносителя находят по выражению (3.6).

В распределительных сетях группы жилых зданий, а также в сетях к отдельным зданиям с числом жителей до 6000 человек при отсутствии баков-аккумуляторов расчетный расход сетевой воды вычисляют по формуле (3.5), при этом $G_{г.в}^{\max}$ определяют по [10, (18)].

В летний период расчетный расход теплоносителя:
для подающего теплопровода

$$G_p^п = \beta G_{г.в}^{\max}$$

$G_{г.в}^{\max}$ находят по формуле [10, (18)] при $t_{х.л} = 15^\circ\text{C}$;

для обратного теплопровода

$$G_p^{об} = 0,1 G_p^п$$

3.6. ВЫБОР КОНСТРУКЦИЙ ТЕПЛОВОЙ СЕТИ И РАЗРАБОТКА МОНТАЖНОЙ СХЕМЫ

Проектирование тепловых сетей начинается с выбора трассы и вида их прокладки. В городах и других населенных пунктах трасса должна предусматриваться в отведенных для инженерных сетей технических полосах, параллельно красным линиям улиц, дорогам и проездам, вне проезжей части и полосы зеленых насаждений, а внутри микрорайонов и кварталов — вне проезжей части дорог. При выборе трассы теплопроводов необходимо учитывать экономику и надежность тепловых сетей. Наиболее экономичной является тупиковая схема.

С целью повышения надежности работы теплосетей целесообразно устраивать резервные блокировочные переключки, которые рассчитываются на про-

пуск аварийного расхода воды, принимаемого равным 70...75 % расчетного. При диаметре магистралей до 500 мм перемычки можно не устраивать.

При выборе трассы тепловых сетей необходимо выдерживать нормативные расстояния от их строительных конструкций до зданий, сооружений и инженерных коммуникаций [10, п. 8.13, 8.17, табл. 5, 6, 7]. Следует избегать прокладки тепловых сетей вблизи трамвайных путей, электрифицированных железных дорог и отсаивающих кабелей постоянного тока, а также пересечения с ними во избежание необходимости устройства защиты от блуждающих токов. Пересечения тепловыми сетями естественных препятствий и инженерных коммуникаций должны выполняться под углом 90° , а в исключительных случаях — не менее 45° . Особенно строго должны выдерживаться нормативы при пересечении с газопроводами и электрическими сетями. Подробные указания по выбору трассы на территории населенных пунктов и промышленных предприятий приведены в [10, п. 8.1...8.30], [15, с. 246...248]. Допускается пересечение распределительными теплопроводами диаметром до 300 мм жилых и общественных зданий при условии прокладки труб в технических подпольях или коридорах. При этом уменьшаются затраты на земляные работы и устройство каналов и камер.

При выборе трассы предусматривается один ввод тепловых сетей в каждый квартал. В отдельных случаях в крупные кварталы допускается устраивать по два ввода. Подключать рядом расположенные кварталы целесообразно из одной тепловой камеры.

В курсовом проекте необходимо применять унифицированные типовые конструкции сборных железобетонных каналов, размеры которых зависят от диаметров теплопроводов (прил. 4).

Выбор труб и арматуры при проектировании осуществляют по рабочему давлению и температуре теплоносителя. Для тепловых сетей рекомендуется применять электросварные стальные прямошовные трубы (ГОСТ 10706-76) и со спиральным швом (ГОСТ 8696-74, ГОСТ 20295-74). Соединяются трубы с помощью сварки. Основным видом запорной арматуры являются стальные задвижки с ручным приводом при диаметре до 500 мм и электрическим при диаметре более 500 мм.

Монтажная схема разрабатывается после выбора трассы, способа прокладки тепловых сетей и предварительного гидравлического расчета, по которому определяют диаметры теплопроводов.

Монтажная схема вычерчивается в две линии, причем подающий теплопровод располагается с правой стороны по ходу движения теплоносителя от источника теплоты. В местах ответвлений к кварталам или зданиям предусматривают тепловые камеры.

Составление монтажной схемы заключается в расстановке на трассе тепловых сетей неподвижных опор, компенсаторов и запорно-регулирующей арматуры. На участках между узловыми камерами, т.е. камерами в узлах ответвлений, размещают неподвижные опоры, расстояние между которыми зависит от диаметра теплопровода, типа компенсатора и способа прокладки тепловых сетей (прил. 5). В каждой узловой камере устанавливают неподвижную опору. На участке между двумя неподвижными опорами предусматривают компенсатор [10, п. 9.26...9.28]. Повороты трассы теплосети под углом $90...120^\circ$ ис-

пользуют для самокомпенсации температурных удлинений, а в местах поворотов под углом более 120° устанавливают неподвижные опоры.

При бесканальной прокладке теплопроводов участки теплосети в местах поворотов прокладывают в каналах, тип и размеры которых принимают по (прил. 4). Длину каналов по обе стороны от места поворота можно определить по номограмме и таблице [3, табл. 36, рис. 60]. В каналах необходимо прокладывать также участки теплопроводов, примыкающие к П-образным компенсаторам, сами компенсаторы, а также устраивать входы и выходы теплопроводов в камеры. Эти участки каналов следует принимать длиной 1,5...2 м.

Тип неподвижных опор, их конструкцию и размеры подбирают по [5, с. 67...68] или [15, с. 36...42].

Камеры тепловых сетей могут выполняться из сборных бетонных и железобетонных элементов, монолитными или из кирпича. Их габаритные размеры определяют из условия удобства и безопасности обслуживания и обеспечения нормативных расстояний между строительными конструкциями и оборудованием [10, табл. 1.9].

В курсовом проекте необходимо выполнить рабочие чертежи оборудования одной из тепловых камер. Разработку строительных конструкций разрабатывается не производить. Могут быть выбраны унифицированные сборные железобетонные камеры по типовому проекту серии 903-4-11 или использованы типовые [5, табл. 2-31]. Неподвижную опору располагают на теплопроводах большего диаметра. Для спуска в камеру и выхода из нее предусматривают не менее двух люков, металлические лестницы или скобы. При площади камеры по внутреннему обмеру более 6 м^2 устанавливается четыре люка. Дно устраивается с уклоном 0,002 к прямку для сбора и удаления воды. На всех ответвлениях теплопроводов в камере устанавливают отключающую арматуру. Переход на другой диаметр труб осуществляют в пределах камеры. Минимальная высота камеры в свету принимается 2 м.

С целью уменьшения высоты камер и заглубления тепловых сетей задвижки могут устанавливаться под углом 45° или горизонтально. В местах установки секционирующих задвижек со стороны источника теплоты устраивается перемычка между подающим и обратным теплопроводами диаметром, равным 0,3 диаметра теплопровода. На перемычке устанавливаются две задвижки, а между ними — спускной контрольный вентиль $D_y 25$.

Допускается увеличивать расстояние между секционирующими задвижками до 1500 м на трубопроводах $D_y = 350...500$ мм при условии заполнения секционированного участка водой или спуска ее в течение 4 ч, а для трубопроводов $D_y \geq 600$ мм — до 3000 м при условии заполнения участка водой или спуска воды в течение 5 ч.

При установке задвижек большого диаметра с электроприводом независимо от способа прокладки тепловых сетей вместо тепловых камер могут устраиваться надземные павильоны.

В камерах на ответвлениях к отдельным зданиям при диаметре ответвлений до 50 мм и длине до 30 м запорную арматуру допускается не устанавливать. При этом должна предусматриваться запорная арматура, обеспечивающая отключение группы зданий с суммарной тепловой нагрузкой до 0,6 кВт.

Тепловая камера должна быть изображена в плане и в двух разрезах. В случаях, когда конструкция и расположение оборудования в камере ясны из плана и одного разреза, второй разрез можно не выполнять.

3.7. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВОДЯНЫХ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

В задачу гидравлического расчета входит определение диаметров теплопроводов, давления в различных точках сети и потерь давления на участках. Последние устанавливают методом удельных потерь давления на трение и приведенных длин [17, с. 183...194], [18, с. 157...164]. Согласно [10, п. 7.10], удельные потери давления на трение должны определяться на основании технико-экономических расчетов. В курсовом проекте, когда располагаемый перепад давления в тепловой сети не задан, удельные потери на трение в магистральных теплопроводах следует принимать в пределах 30...80 Па/м, для ответвлений – по располагаемому давлению, но не более 300 Па/м. Если известно располагаемое давление в тепловых сетях, расчет выполняют в два этапа (предварительный расчет и окончательный).

При предварительном расчете потери давления в местных сопротивлениях определяют, задаваясь долей от потерь давления по длине a , которая может быть принята по [10, прил. 2] или найдена по формуле проф. Б. Л. Шифрина

$$a = 0,019 \sqrt{G},$$

где G – расход сетевой воды на головном участке теплопровода, кг/с.

При окончательном расчете, когда известны диаметры теплопроводов и все местные сопротивления, падение давления в местных сопротивлениях находят по сумме коэффициентов местных сопротивлений или по суммарной эквивалентной длине местных сопротивлений [15, (9.3)...(9.6)], [17, (7.12)... (7.13)], [18, (VI.6)...(VI.7)].

Гидравлический расчет закрытой системы теплоснабжения выполняется для подающего теплопровода, принимая диаметр обратного теплопровода и падение давления в нем такими же, как и в подающем.

Гидравлический расчет открытой системы теплоснабжения для зимнего периода выполняют для двух режимов: 1) при отсутствии водоразбора на горячее водоснабжение, когда расчетные расходы теплоносителя, а следовательно, и потери давления в подающем и обратном теплопроводах будут равными (расчет производят только для подающего теплопровода); 2) при максимальном водоразборе на горячее водоснабжение из обратного теплопровода (расчет выполняют для подающего и обратного теплопроводов).

Предварительный и окончательный расчеты можно совместить. При этом расчет производят в следующей последовательности:

выбирают на трассе тепловых сетей расчетную магистраль, как правило, наиболее протяженную и загруженную, соединяющую источник теплоты с дальними потребителями;

разбивают тепловую сеть на расчетные участки, определяют согласно параграфу 3.5 расчетные расходы теплоносителя G_p и измеряют по генплану длину участков;

задавшись удельными потерями давления на трение (30...80 Па/м), исходя

из расходов теплоносителя на участках, по таблицам или номограммам, составленным для труб с коэффициентом эквивалентной шероховатости $K_s = 0,5$ мм, находят диаметр теплопровода, действительные удельные потери давления на трение R_n и скорость движения теплоносителя, которая должна быть не более 3,5 м/с [10, п. 7.10];

если задан располагаемый перепад давления по всей сети Δp_c (Па), определяют средние удельные потери давления (Па/м)

$$R_n^{cp} = \frac{\Delta p_c}{(1 + a) \sum_{i=1}^n l_i}$$

где $\sum_{i=1}^n l_i$ — суммарная протяженность расчетной магистрали, м.

Затем по R_n^{cp} принимают диаметры теплопроводов, находят действительные удельные потери давления и скорость теплоносителя;

определив диаметры расчетных участков тепловой сети, разрабатывают монтажную схему теплопроводов, размещая по трассе запорную арматуру, неподвижные опоры, компенсаторы (см. параграф 3.6);

по монтажной схеме устанавливают местные сопротивления на расчетных участках и по [15, табл. 9.12 и 9.13] или [18, прил. 17] находят эквивалентную длину l_3 местных сопротивлений;

приведенную длину $l_{пр}$ расчетного участка вычисляют как сумму $l_{пр} = l_{ф} + l_3$;

потери давления на расчетных участках тепловой сети определяют как $\Delta p = R_n l_{пр}$;

вычисляют суммарные потери давления в подающем теплопроводе расчетной магистрали;

ответвления и другие магистрали рассчитывают по располагаемому перепаду давления в точке присоединения ответвлений к расчетной магистрали. При этом невязка между потерями давления в ответвлениях и располагаемым давлением не должна превышать 10%. Когда невозможно уравнивать потери давления в рассчитываемых магистралях за счет изменения диаметров теплопроводов, избыточное давление гасится на абонентских вводах диафрагмами.

Гидравлический расчет теплопроводов для летнего периода сводится к определению потерь давления на расчетных участках сети при известных диаметрах теплопроводов по летним расчетным расходам теплоносителя. При этом для закрытых систем теплоснабжения ввиду одинакового расхода сетевой воды в подающем и обратном теплопроводах гидравлический расчет выполняют только для подающей линии теплосети. Для открытых систем при различных расходах теплоносителя в подающей и обратной магистралях тепловой сети гидравлический расчет производят отдельно для каждого теплопровода.

3.8. ПОСТРОЕНИЕ ГРАФИКОВ ДАВЛЕНИЙ И ВЫБОР СХЕМ ПРИСОЕДИНЕНИЯ АБОНЕНТОВ К ТЕПЛОВЫМ СЕТЯМ

После выполнения гидравлического расчета водяных тепловых сетей приступают к построению графика давлений для расчетной магистрали и характерных ответвлений. Напор (в метрах), отсчитанный от оси прокладки теплопровода, называется пьезометрическим, а график давлений – пьезометрическим графиком (графиком напоров).

Пьезометрический график позволяет: определить напор и располагаемый напор в любой точке сети; учесть взаимное влияние рельефа местности, высоты присоединенных потребителей и потерь напора в сети при разработке гидравлического режима; выбрать схемы присоединения потребителей; подобрать сетевые и подпиточные насосы, авторегуляторы.

Пьезометрический график строится для статического и динамического режимов системы теплоснабжения. При его построении за начало координат принимают отметку оси сетевых насосов, условно считая, что она совпадает с отметкой земли на выходе теплопровода из ТЭЦ. По оси ординат откладывают значения напоров в подающей и обратной магистралях тепловой сети, отметки рельефа местности и высоты присоединенных потребителей; по оси абсцисс строят профиль местности и откладывают длину расчетных участков теплопровода. Ввиду небольшого заглубления теплопроводов (около 1,5 м) ось теплотрассы условно принимают совпадающей с поверхностью земли.

После построения профиля местности и нанесения высот присоединенных потребителей начинают разработку графика напоров при гидростатическом режиме, когда циркуляция теплоносителя в тепловой сети отсутствует и напор в системе поддерживается подпиточными насосами. При таком режиме график напоров представляет собой прямую, параллельную оси абсцисс. Построение линии статического напора ведут из условия заполнения водой отопительных установок всех потребителей и создания в их верхних точках избыточного напора 3...5 м. Максимальный статический напор в тепловой сети при присоединении отопительных установок по зависимым схемам не должен превышать 60 м из условия механической прочности чугунных отопительных приборов.

При выполнении проекта следует стремиться к установлению одинакового статического напора для всей системы теплоснабжения. Когда невозможно достигнуть этого условия, систему теплоснабжения разделяют на несколько статических зон или присоединяют потребители по независимой схеме.

После построения линии статического напора приступают к разработке графиков напоров при гидродинамическом режиме, когда циркуляция теплоносителя в тепловой сети осуществляется сетевыми насосами. Построение пьезометрического графика при данном режиме начинают с нанесения линий максимальных и минимальных пьезометрических напоров для подающей и обратной магистралей тепловой сети. Максимальный напор в подающем теплопроводе не должен превышать 160 м по условию прочности стальных трубопроводов и арматуры. Минимальный напор должен обеспечивать невоскипание теплоносителя при его циркуляции в сети. Условия невоскипания определяют в зависимости от расчетной температуры воды.

Для обратного теплопровода максимальный пьезометрический напор при зависимых схемах присоединения потребителей не должен превышать 60 м из

условия механической прочности чугунных отопительных приборов, при независимых схемах — 100 м из условия прочности водоподогревателей. Минимальный пьезометрический напор для обратной магистрали должен обеспечивать избыточный напор в сети для защиты системы от подсоса воздуха и предупреждения кавитации насосов. Минимальный напор принимают равным 5 м.

Определив максимальный и минимальный напоры для подающей и обратной магистрали тепловой сети, их наносят на график, при этом линии предельных значений напоров следуют эквидистантно профилю поверхности земли по длине трассы. Линии действительных гидродинамических пьезометрических напоров подающей и обратной магистралей не должны выходить за линии предельных значений напоров.

Методика построения пьезометрического графика при статическом и динамическом режимах приводится в [11, с. 149...155], [14, с. 359...362], [17, с. 206...215], [18, с. 175...179].

При построении пьезометрического графика необходимо учитывать, что требуемый напор у всасывающего патрубка сетевого насоса составляет 5..25 м в зависимости от марки насоса. Располагаемый напор для квартала определяется суммой потерь напора в водоподогревательной установке ЦТП, внутриквартальной сети и в системе отопления, что составляет около 25...30 м при зависимой схеме включения систем отопления и 20...25 м при независимой. На графике необходимо показывать потери напора у источника теплоты, которые принимают равными 25...30 м.

Пьезометрические графики строят для зимнего и летнего режимов, а при открытых системах теплоснабжения — дополнительно для режима максимального водоразбора на горячее водоснабжение из обратного теплопровода. Потери напора в теплопроводах в летний период определяют по формуле (3.8).

При построении графика для летнего периода необходимо учитывать, что располагаемый напор для квартала равен потерям напора только в водоподогревательной установке ЦТП (закрытая система теплоснабжения).

В проекте необходимо изложить требования, предъявляемые к гидравлическому режиму в тепловой сети исходя из надежности ее работы, и описать построение пьезометрического графика.

Выбор схем присоединения систем отопления к тепловой сети производят исходя из графика.

При зависимых схемах систем отопления с элеваторным смешением необходимо, чтобы пьезометрический напор в обратной магистрали при динамическом и статическом режимах не превышал 60 м, а располагаемый на вводе в здание был не менее 15 м для поддержания требуемого коэффициента смешения элеватора. Если при данных условиях располагаемый напор на вводе в здание менее 15 м, в качестве смесительного устройства используют центробежный насос, установленный на перемычке.

Для систем отопления, у которых напор в обратной магистрали ввода теплосети при динамическом режиме превышает допустимое значение, требуется установка насоса на обратной линии ввода.

Если гидродинамический пьезометрический напор в обратной магистрали меньше требуемого по условию заполнения отопительной установки водой, т.е. меньше высоты отопительной установки, то на обратной линии абонентского ввода устанавливают регулятор давления "до себя" (РДДС).

При присоединении систем отопления по независимой схеме напор в обратной магистрали ввода теплосети в гидродинамическом и статическом режимах не должен превышать допустимого значения (100 м) из условия механической прочности водоподогревателей. Обоснование выбора схем присоединения различных потребителей к тепловым сетям приводится в [11, с. 155..157], [17, с. 215..219], [18, с. 179...182].

3.9. ПОСТРОЕНИЕ ПРОДОЛЬНОГО ПРОФИЛЯ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

Продольный профиль участка теплосети строится в масштабе вертикальном 1:100 и горизонтальном 1:5000 или 1:1000 (по согласованию с руководителем курсового проекта). Его построение начинают с определения минимальной глубины тепловых камер по трассе с учетом габаритных размеров устанавливаемого в них оборудования. Следует стремиться и к минимальной глубине заложения каналов или теплопроводов. С этой целью в тепловых камерах допускается установка задвижек в горизонтальном положении или под углом 45°.

Количество сопряжений участков с обратными уклонами должно быть по возможности наименьшим. Уклон теплопроводов независимо от способа прокладки должен составлять не менее 0,002. При прокладке теплопроводов по конструкциям мостов при пересечении рек, оврагов уклоны могут не предусматриваться.

На продольном профиле показывают: отметки поверхности земли (проектные — сплошной линией, существующие — штриховой); все пересекаемые инженерные сети и сооружения с отметками верха их конструкции при расположении проектируемой тепловой сети сверху и с отметками низа инженерных сетей и конструкций при нижнем расположении тепловой сети; отметки низа трубы тепловой сети, дна и потолка канала; глубину заложения теплопровода; уклон и длину участков тепловой сети; диаметр теплопроводов и тип канала. Кроме того, дается развернутый план трассы с указанием углов поворота, ответвлений, неподвижных опор, компенсаторов, компенсаторных ниш и тепловых камер. При проектировании попутного дренажа указываются отметки лотка, диаметр и уклон дренажных труб.

При надземном способе прокладки на продольном профиле даются отметки верха несущей конструкции и низа теплопроводов. При бесканальной прокладке тепловых сетей на нем указываются участки, прокладываемые в каналах (участки с естественной компенсацией, примыкающие к камерам, а также к П-образным компенсаторам). Длину участков для естественной компенсации можно принимать по номограмме [3, рис. 60], а примыкающих к П-образным компенсаторам и к камерам — 1,5...2 м. В самых низких точках теплопроводов предусматривают дренажные выпуски, а в самых высоких — устройства для выпуска воздуха (воздушники). Необходимо соблюдать допустимые расстояния по вертикали от конструкций тепловой сети до инженерных коммуникаций [10, табл. 6].

Для выполнения данного раздела проекта можно использовать рекомендации [1], [10, п. 8.1...8.30], [15, п. 12.2]. Пример построения продольного профиля приведен на рис. 3.1.

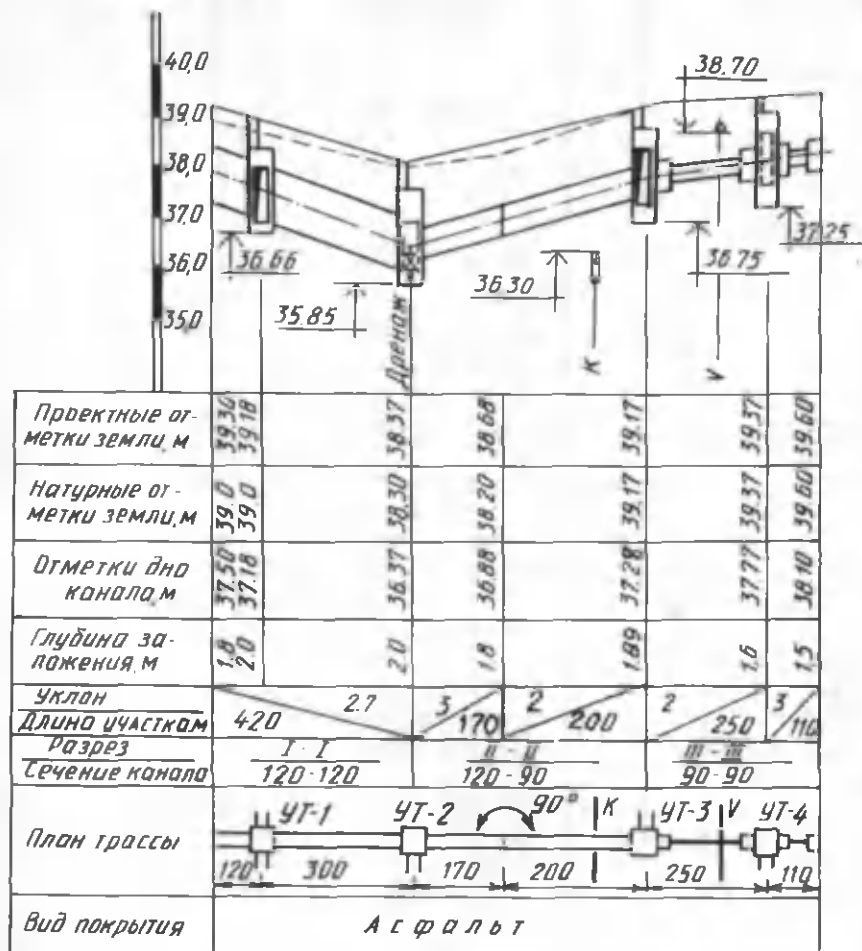


Рис. 3.1. Продольный профиль участка теплосети

3.10. ПОДБОР ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ТЕПЛОПОДГОТОВИТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ ИСТОЧНИКА ТЕПЛОТЫ

Для обеспечения отопительно-вентиляционной нагрузки, а также нагрузки горячего водоснабжения на современных ТЭЦ устанавливают конденсационные турбины с отопительным отбором типа Т (прил. 4). Эти турбины могут использоваться одновременно и для обеспечения технологической нагрузки, когда теплоносителем является вода. Если для технологических целей требуется теплоноситель в виде пара, могут быть приняты конденсационные турбины ПТ с одним регулируемым производственным и одним или двумя теплофикационными отборами пара (один из них регулируемый). Пар из производственного отбора используется только для технологических целей, из теплофикационных — для подогрева сетевой воды.

Все конденсационные турбины типа Т и ПТ (кроме ПТ-60) укомплектованы двумя сетевыми горизонтальными подогревателями ПСГ (верхняя и нижняя ступени подогрева). Подогревательная установка сетевой воды в данном случае состоит из четырех ступеней подогрева: встроенного в конденсатор теплофикационного пучка, подогревателей нижней и верхней ступеней и пикового котла. Теплофикационный пучок конденсатора чаще всего используют для предварительного нагрева подпиточной воды при открытых системах теплоснабжения и сетевой воды при закрытых системах [12, с. 97...101], [17, рис. 3.1.].

В качестве пиковых котлов применяют водогрейные котлы ПТВМ или КВГМ, устанавливаемые на территории станции или в тепловом районе.

Конденсационные турбины ПТ-60 поставляются без подогревателей сетевой воды. При применении подобных турбин могут быть использованы водоподогреватели типа БО, БП или ПСВ. В таком случае подогревательная установка состоит из основных и пиковых подогревателей. Для предварительного нагрева сетевой воды могут использоваться охладители конденсата [11, рис. 7.2], [15, рис. 18.1].

Распределение тепловой нагрузки ТЭЦ между основными и пиковыми подогревателями производится исходя из заданного коэффициента теплофикации a_T , который показывает долю расчетной тепловой нагрузки ТЭЦ, удовлетворяемой за счет отборов турбин [11, с. 131...133]:

$$a_T = Q_{тур} / Q_{ТЭЦ} ,$$

где $Q_{тур}$ – расчетная тепловая нагрузка отборов теплофикационных турбин;

$Q_{ТЭЦ}$ – расчетная тепловая нагрузка ТЭЦ,

$$Q_{ТЭЦ} = Q_{тур} + Q_{пик} .$$

Расчетная тепловая нагрузка отборов теплофикационных турбин

$$Q_{тур} = a_T Q_{ТЭЦ} ,$$

а пикового источника

$$Q_{пик} = Q_{ТЭЦ} (1 - a_T) .$$

Оптимальный a_T при постоянной технологической нагрузке равен 0,7...0,8 ; при сезонной тепловой нагрузке для ТЭЦ высокого давления – 0,5...0,7, среднего давления – 0,4...0,5 [11, 12.11], [12, с. 37].

По $Q_{тур}$ находят количество теплофикационных турбин (по номинальной нагрузке теплофикационных отборов). Для покрытия производственной нагрузки определяют число турбин типа ПТ и Р (по номинальной нагрузке производственного отбора) (прил. 6).

На годовом графике продолжительности тепловой нагрузки показывается базовая и пиковая части тепловой нагрузки ТЭЦ. С помощью этого графика находят температуру наружного воздуха, при которой включаются в работу пиковые котлы, а также число часов работы пикового источника теплоты в те-

чение отопительного периода. Далее производят распределение тепловой нагрузки $Q_{\text{тур}}$ между подогревателями нижней и верхней ступеней:

$$Q_{\text{н}} = Q_{\text{тур}} \frac{\tau_{\text{н}} - \tau'_2}{\tau_{\text{в}} - \tau'_2};$$

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{тур}} \frac{\tau_{\text{в}} - \tau_{\text{н}}}{\tau_{\text{в}} - \tau'_2},$$

где $\tau_{\text{н}}$, $\tau_{\text{в}}$ — температуры сетевой воды после подогревателей соответственно нижней и верхней ступеней, °С.

Так как в подогреватели нижней и верхней ступеней поступает пар из регулируемых отборов турбин с давлением 0,05...0,25 МПа, сетевую воду можно нагревать до температуры 115...120 °С. До расчетной температуры сетевая вода нагревается в пиковых котлах. Температуру нагрева воды после подогревателей нижней и верхней ступеней можно принимать по температуре насыщения пара из отборов турбин, учитывая недогрев в подогревателях нижней $\Delta t_{\text{н}}^{\text{н}} = 5...7$ °С и верхней $\Delta t_{\text{н}}^{\text{в}} = 8...15$ °С ступеней.

Температура сетевой воды на входе в подогреватель нижней ступени τ'_2 отличается от температуры воды в обратном теплопроводе у станции $\tau_2^{\text{ср}}$ ввиду добавки подпиточной воды, а также за счет предварительного нагрева в теплофикационном пучке конденсатора.

Для закрытых систем теплоснабжения

$$\tau'_2 = 20 + \frac{\tau_2^{\text{ср}} G_{\text{р}} + \tau_{\text{подп}} G_{\text{подп}}}{G_{\text{р}} + G_{\text{подп}}},$$

где 20 °С — ориентировочный перепад температуры сетевой воды в теплофикационном пучке конденсатора; $\tau_2^{\text{ср}}$ — средневзвешенная температура сетевой воды в обратном теплопроводе при расходе $G_{\text{р}}$ и расчетной температуре наружного воздуха для проектирования отопления $t_{\text{н.о}}$, определяется по формуле (3.4); $G_{\text{подп}}$ — расчетный расход подпиточной воды с температурой $\tau_{\text{подп}}$, принимаемой равной 40 °С в зимний период и 65 °С в летний [12, с. 84].

Для открытых систем теплоснабжения при предварительном нагреве подпиточной воды в теплофикационном пучке конденсатора

$$\tau'_2 = \frac{\tau_2^{\text{ср}} G_{\text{р}} + (\tau_{\text{подп}} + 20) G_{\text{подп}}}{G_{\text{р}} + G_{\text{подп}}}.$$

Более точное значение τ'_2 при предварительном нагреве сетевой или подпиточной воды в теплофикационном пучке конденсатора можно определить только тепловым расчетом.

Зная теплопроизводительность подогревателей нижней и верхней ступеней и расход сетевой воды, производят поверочный расчет водоподогревателей, за-

ключающийся в определении коэффициентов теплопередачи, гидравлического сопротивления всей установки, а также расхода пара из отборов для нагрева сетевой воды [6, с. 114...117], [12, с. 148...158] и [15, с. 320...326].

Если подогревательная установка ТЭЦ укомплектована водоподогревателями типа БО, БП или ПСВ, производится полный тепловой и гидравлический расчет основных и пиковых подогревателей, а также охладителей конденсата, в задачу которого входит определение требуемой площади поверхности нагрева охладителей конденсата, основных и пиковых подогревателей, выбор их количества, а также расчет гидравлического сопротивления проходу сетевой воды [6, с. 114...117], [12, с. 148...158] и [15, с. 320...326]. Количество пиковых котлов определяется исходя из суммарной пиковой тепловой нагрузки.

В расчетно-пояснительной записке приводится принципиальная схема теплоподготовительной установки ТЭЦ с описанием принципа работы и обоснованием выбора теплотехнического оборудования.

Требуемый напор сетевых насосов $H_{с.н}$ при суммарных расчетных расходах сетевой воды складывается из потерь напора в водоподогревательной установке источника теплоты и пиковой котельной $\Delta H_{п.у}$, суммарных потерь напора в подающем и обратном теплопроводах тепловой сети (от источника теплоты до наиболее удаленного потребителя) ΔH_c и потерь напора в ЦТП или у абонента $\Delta H_{аб}$:

$$H_{с.н} = \Delta H_{п.у} + \Delta H_c + \Delta H_{аб} .$$

Потери напора в подогревательной установке ТЭЦ зависят от ее компоновки. В водоподогревательных установках турбин типа Т и ПТ потери напора в пучке конденсатора, в подогревателях нижней и верхней ступеней компенсируются работой бустерных насосов, а в пиковых котлах, в тепловой сети и у абонентов — работой сетевых насосов. Потери напора в пиковых котлах и станционных коммуникациях составляют 20...30 м.

Потери напора у абонента зависят от схемы включения абонентских установок [11, с. 163...164].

Напор сетевых насосов для летнего периода

$$H_{с.н}^л = H_{с.н} \left(\frac{G_л}{G_з} \right)^2 , \quad (3.8)$$

где $G_л$, $G_з$ — расходы сетевой воды соответственно в летний и зимний периоды.

Требуемый напор подкачивающих насосов определяется по пьезометрическому графику, смесительных — по наибольшему перепаду давления в подающем и обратном теплопроводах в месте установки насосов [10, с. 15]. Расчетная подача насосов принимается в зависимости от назначения, условий работы, типа системы теплоснабжения по [10, п. 7.23].

Подбор сетевых и других насосов производится по их характеристикам [13, рис. 2.4...2.70], [19, рис. П.4...П.5]. По принятому напору и расчетной подаче определяют число параллельно или последовательно работающих насосов, при этом минимальное количество устанавливаемых насосов принимают по [10, п. 7.25]. При соответствующем обосновании допускается предусматри-

вать установку отдельных групп сетевых и подпиточных насосов для отопительного и летнего периодов.

Для расчетных режимов (зимнего и летнего) строятся характеристики совместной работы насосов и сети [11, с. 169...170].

Требуемый напор подпиточных насосов устанавливается исходя из необходимости поддержания определенного статического напора в тепловой сети и обеспечения условий неавскипания воды в трубопроводе тепловой сети. Для закрытых систем

$$H_{п.н} = H_{ст} - H_б + \Delta H_{подп} ,$$

где $H_{ст}$ — статический напор в тепловой сети, м; $H_б$ — высота установки подпиточных баков относительно оси подпиточных насосов, м; $\Delta H_{подп}$ — потери напора в подпиточной линии, м.

Для открытых систем теплоснабжения исходя из летнего режима работы

$$H_{п.н} = H_{ст} + \Delta H_{л} - H_б ,$$

где $\Delta H_{л}$ — сумма потерь напора в тепловой сети и в подпиточной линии, м.

Принятый напор подпиточных насосов должен проверяться для условий работы в отопительный и летний периоды года.

Подача подпиточных насосов для закрытых систем теплоснабжения определяется из условий восполнения утечки воды, принимаемой равной 0,75 % объема воды в теплопроводах теплосети и присоединенных к ним системах отопления и вентиляции зданий. Кроме того, должна предусматриваться аварийная подпитка водопроводной водой в размере до 2 % объема воды в теплопроводах и системах отопления и вентиляции зданий.

Подача подпиточных насосов для открытых систем теплоснабжения составляет 0,75 % объема воды в теплосети, системах отопления, вентиляции и горячего водоснабжения плюс максимальный часовой расход воды на горячее водоснабжение [10, п.4.9], [18, с. 183]. Объем воды в теплопроводах и местных системах определяется по [11, с. 163], [15, 16.2], [18, с. 183]. Количество подпиточных насосов в закрытых системах принимают не менее двух, в открытых — не менее трех, один из которых резервный.

3.11. МЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОПРОВОДОВ

В курсовом проекте требуется определить вертикальную и горизонтальную нормативные нагрузки на одну из неподвижных опор и рассчитать по одному компенсатору каждого типа из принятых в проекте.

При расчете горизонтальной нагрузки на неподвижную опору необходимо учитывать: силы трения в подвижных опорах трубопроводов; силы трения в сальниковых компенсаторах; неуравновешенные силы внутреннего давления при применении сальниковых компенсаторов на участках теплопроводов, имеющих запорную арматуру, переходы, повороты или заглушки; силы упругой деформации при гибких компенсаторах и при самокомпенсации; силы трения трубопровода об оболочку или силы трения оболочки о грунт при бесканальном способе прокладки; горизонтальную ветровую нагрузку при надземной прокладке теплопроводов.

Горизонтальная осевая нагрузка на промежуточную неподвижную опору определяется как сумма сил, действующих с каждой стороны. Причем меньшая сумма сил, за исключением неуравновешенных сил внутреннего давления, принимается с коэффициентом 0,7. При равенстве суммарных сил с каждой стороны опоры в качестве расчетной принимается равнодействующая сил с одной стороны опоры с коэффициентом 0,3. Горизонтальная осевая нагрузка на концевую неподвижную опору определяется как равнодействующая всех горизонтальных сил на опоре [10, п. 9.44].

Для расчета усилий на неподвижные опоры рекомендуется методика, изложенная в [11, с. 267...268]. В [15, табл. 11.3...11.7] приводятся расчетные формулы для определения горизонтальных нагрузок на неподвижные опоры для наиболее распространенных схем. Вертикальная нагрузка определяется в соответствии с [10, п. 9.41].

Расчет сальниковых и линзовых компенсаторов можно производить по методике, изложенной в [18, с. 240, 241]. При этом расчетную компенсирующую способность сальникового компенсатора всегда следует принимать меньше предусмотренной конструкцией на $z = 50$ мм для каждого стакана компенсатора [10, п. 9.28].

При разработке монтажной схемы выбирают типы компенсаторов и места их установки, причем по возможности предусматриваются участки с естественной самокомпенсацией (углы поворотов от 90° до 120° , Z-образные участки и др.).

При бесканальной прокладке участки естественной самокомпенсации необходимо размещать в каналах для обеспечения поперечных смещений трубопроводов. Длину каналов по обе стороны от угла поворота можно определить по номограмме и таблице [3, рис. 60, табл. 36]. Расчет участков самокомпенсации можно производить по выражениям [6, (9.12)...(9.18)].

П-образные компенсаторы следует рассчитывать по методике, изложенной в [11, с. 275...277], [18, с. 235...237], причем при применении жестких сварных отводов расчет несколько упрощается. Определение напряжений в компенсаторе допускается производить по упрощенным выражениям [6, (9.12), (9.19), (9.20)]. Для увеличения компенсирующей способности П-образных компенсаторов их устанавливают с предварительной растяжкой, которую учитывают с помощью коэффициента ϵ [10, табл. 15] к расчетному тепловому удлинению компенсируемого участка. При определении теплового удлинения за расчетную температуру окружающей среды следует принимать температуру наружного воздуха для проектирования отопления $t_{н.о}$, если устанавливают размеры гибких компенсаторов или определяют расчетные напряжения в компенсаторах. Действительные напряжения находят, приняв за расчетную температуру наружного воздуха во время монтажа теплопровода t_M . В целях облегчения конструктивного расчета П-образных компенсаторов составлены номограммы [15, рис. 10.48...10.81].

При поверочных расчетах компенсаторов максимальные компенсационные напряжения не должны превышать допускаемых [15, табл. 10.8...10.9]. Для предварительной оценки можно ориентироваться на усредненные допускаемые компенсационные напряжения при $\tau = 150^\circ\text{C}$ и $p_{\text{раб}} = 1,6$ МПа: для гибких компенсаторов $\sigma_{\text{доп}} = 110$ МПа; для участков самокомпенсации $\sigma_{\text{доп}} = 80$ МПа.

3.12. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ИЗОЛЯЦИОННОЙ КОНСТРУКЦИИ

При тепловом расчете требуется: выбрать толщину основного слоя изоляционной конструкции, рассчитать потери теплоты теплопроводами, определить падение температуры теплоносителя по длине теплопровода и рассчитать температурное поле вокруг теплопровода.

Толщина основного слоя изоляционной конструкции выбирается на основе технико-экономического расчета или по нормам потерь теплоты, а при заданной конечной температуре теплоносителя – в соответствии с перепадом температур [10, п. 10.3].

При проектировании следует принимать типовые конструкции тепловой изоляции, но в курсовом проектировании допускается конструировать теплогидроизоляционное покрытие, руководствуясь при этом требованиями СНиП [10, п. 10.1...10.14 и прил. 4...8].

Методика теплового расчета для различных способов прокладки теплопроводов приведена в [11, с. 279...286], [17, с. 236...240], [18, с. 280...287] и др. При расчете тепловых потерь и эффективности изоляционной конструкции толщину основного слоя изоляции допускается принимать по [10, табл. 20] или определять исходя из норм потерь теплоты

$$\delta_{из} = \frac{\epsilon \cdot 2\pi\lambda_{из}R_{из} - 1}{2} d_{н} \quad ,$$

где $\lambda_{из}$ – коэффициент теплопроводности слоя изоляции, Вт/(м·°C); $R_{из}$ – термическое сопротивление основного слоя изоляции, м·°C/Вт, $R_{из} = (\tau_{ср} - t_o) / q$; $\tau_{ср}$ – среднегодовая температура теплоносителя, °C; t_o – расчетная температура окружающей среды, °C; q – норма потерь теплоты, Вт/м (прил. 7); $d_{н}$ – наружный диаметр теплопровода, м.

При определении толщины основного слоя изоляции по нормам потерь теплоты, а также при установлении потерь теплоты теплопроводами за год за расчетную температуру теплоносителя для водяных тепловых сетей принимается средняя за год температура воды.

Падение температуры воды по длине теплопровода необходимо определять из предположения постоянства удельных теплотерь. В этом случае температура теплоносителя в конце участка находится по [11, (10.36)] или [18, (X.29)]. Температурное поле грунта вокруг теплопроводов можно рассчитать по выражениям [17, (10.29)...(10.30)], [18, (X.18)...(X.19)], при этом температуру теплоносителя для водяных тепловых сетей следует принимать по графику центрального регулирования при среднемесячной температуре наружного воздуха расчетного месяца.

Оптимальную толщину основного слоя изоляционной конструкции рассчитывают исходя из минимальных приведенных затрат, рассматривая несколько вариантов с различной толщиной изоляционного слоя. Можно воспользоваться методикой и примером [18, с. 395...396].

3.13. ПОДБОР ОБОРУДОВАНИЯ ТЕПЛОВЫХ ПУНКТОВ

Тепловые пункты предназначены для подготовки и распределения теплоносителя с требуемыми параметрами (давление, температура, расход) между местными системами. Они оснащены контрольно-измерительными приборами — манометрами, термометрами, расходомерами; автоматическими устройствами для регулирования отпуска теплоты и поддержания заданных тепловых и гидравлических режимов в абонентских установках; водоподогревателями; циркуляционными и повысительными насосами. В каждом квартале района города необходимо предусмотреть центральный тепловой пункт (ЦТП), расположенный в отдельном здании. Его сооружение не исключает наличия в каждом здании индивидуального теплового пункта (ИТП) для присоединения теплопотребляющих установок. ИТП располагают в подвальных помещениях.

Необходимость ЦТП обусловлена выносом циркуляционных насосов систем отопления и горячего водоснабжения из подвалов жилых зданий. Наличие центральных тепловых пунктов позволяет объединить водоподогреватели горячего водоснабжения в едином узле, значительно сократить требуемое количество авторегуляторов, снизить давление в тепловых сетях после ЦТП, при необходимости установить повысительные насосы для водопроводных сетей, а в ряде случаев и оборудование для обработки водопроводной воды, предназначенной для горячего водоснабжения.

Оборудование ЦТП и ИТП зависит от вида системы теплоснабжения, схем присоединения теплопотребляющих установок, давления в подающей и обратной магистралях тепловой сети, а также режимов потребления теплоты.

Водоподогреватели горячего водоснабжения присоединяются к тепловым сетям в ЦТП по параллельной или двухступенчатой схемам в зависимости от отношения $Q_{г.в}^{max} / Q_0^p$, способа регулирования отпуска теплоты на ТЭЦ и установленных в ЦТП регуляторов расхода воды или теплоты на отопление (прил. 3). При независимых схемах присоединения систем отопления к тепловым сетям в тепловых пунктах устанавливают водо-водяные подогреватели отопительных установок. Для систем отопления и горячего водоснабжения применяют скоростные секционные водо-водяные подогреватели, при этом, согласно [10, п. 16.13], греющая сетевая вода в подогревателях горячего водоснабжения пропускается по межтрубному пространству, а в подогревателях отопления — по трубному.

Расчет схем водоподогревательных установок производится для самого неблагоприятного режима, соответствующего температуре наружного воздуха в точке излома графика центрального качественного регулирования, или по минимальной температуре сетевой воды, если отсутствует излом графика температур [10, п. 16.12].

Расчет двухступенчатой последовательной схемы ведется по балансовой нагрузке горячего водоснабжения, а расчет двухступенчатой смешанной схемы производят при условии равенства температур сетевой воды после подогревателя второй ступени и после системы отопления. При наличии в системе горячего водоснабжения баков-аккумуляторов расчет производится по среднечасовой тепловой нагрузке, а при их отсутствии — по максимальной. Тепловой расчет водоподогревателей сводится к определению коэффициентов теплоте-

редачи, площади поверхности нагрева и потерь давления в них греющей и нагреваемой воды. При этом скорость движения нагреваемой воды в трубках должна быть в пределах 1...2,5 м/с, в межтрубном пространстве – не более 2 м/с.

При максимальном часовом расходе теплоты на горячее водоснабжение до 2,32 МВт в каждой ступени подогрева допускается предусматривать по одному водоподогревателю.

Методика теплового и гидравлического расчетов водоподогревательных установок приведена в [14, с. 372...379], [16, с. 195...200], [18, с. 136...148].

Для обеспечения циркуляции воды в системах горячего водоснабжения и отопления в ЦТП устанавливают циркуляционные насосы типа К, КМ, ЦНЦ, ЦВЦ. Подбор циркуляционных насосов приведен в примере 2.11.

Для снижения температуры сетевой воды, поступающей из тепловой сети в местную систему отопления, служат элеваторы или смесительные насосы. Элеваторы применяются в системах отопления с расчетными потерями давления до 15 кПа и устанавливаются в индивидуальных тепловых пунктах. Расчет и подбор элеватора осуществляют по методике, изложенной в [14, с. 367...372], [17, с. 54...59], [18, с. 133...135]. Рекомендуются элеваторы конструкции ВТИ – Теплосети Мосэнерго.

Если потери давления в системе отопления превышают 15 кПа или же предполагаемое давление в тепловой сети перед элеватором меньше требуемого, для обеспечения расчетного коэффициента смешения устанавливают смесительный насос. Он может быть включен на подающем или обратном теплопроводе местной системы отопления, а также на перемычке между ними. В последнем случае смесительный насос выполняет только смесительные функции, при этом давление, развиваемое им, не должно быть больше разности давлений в подающем и обратном теплопроводах. При установке на подающей линии насос одновременно со смешением повышает давление в подающем теплопроводе на выходе из теплового пункта. Это необходимо, когда к тепловой сети присоединяются высотные здания, у которых статическое давление в отопительных системах больше давления в подающей линии теплосети. Установка насоса на обратной линии позволяет снижать давление в обратном теплопроводе систем отопления. Это необходимо, когда давление воды в обратной магистрали тепловой сети больше 0,6 МПа, что не позволяет присоединять потребители по зависимой схеме.

Смесительный насос в отличие от элеватора не только выполняет смесительные функции, но и дает возможность регулировать подачу теплоносителя на отопление путем изменения коэффициента подмешивания. Подача смесительных насосов в зависимости от схемы их установки определяется по [13, с. 131].

Для учета расхода воды на горячее водоснабжение в тепловых пунктах устанавливают счетчики (см. пример 2.11).

Для очистки воды от взвешенных частиц в системах теплоснабжения применяют грязевики, которые устанавливают в тепловых пунктах на подающем и обратном теплопроводах. Их размеры зависят от диаметров подводящих теплопроводов [13, табл. 2.13...2.16].

Для поддержания заданных параметров теплоносителя тепловые пункты водяных систем теплоснабжения оснащаются электронными или гидравличес-

кими авторегуляторами. Наибольшее распространение имеют гидравлические авторегуляторы прямого и непрямого действия. Постоянный расход сетевой воды у абонентов, а также поддержание в заданных пределах давления в подающем и обратном теплопроводах обеспечиваются регуляторами: перепада давления (расхода) РР, давления РД и универсальными УРРД.

Для поддержания расчетной температуры горячей воды в закрытых системах теплоснабжения после подогревателей горячего водоснабжения устанавливаются регуляторы РР вместе с биметаллическим термореле ТРБ в качестве датчика температуры. В открытых системах теплоснабжения постоянная температура воды, поступающей в систему горячего водоснабжения, обеспечивается терморегулятором ТРЖ, состоящим из термореле и регулирующего клапана смешения типа РКС.

Схемы автоматизации тепловых пунктов зависят от гидравлического и теплового режимов тепловой сети [13, с. 136...155], [17, с. 79...88], [18, с. 149...156].

Глава 4. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

4.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК РАЙОНА ГОРОДА

Пример 4.1. Определить расчетные расходы теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение района города, включающего шесть кварталов (рис. 4.1). Расчетная температура наружного воздуха $t_{н.о} = -25^\circ\text{C}$.

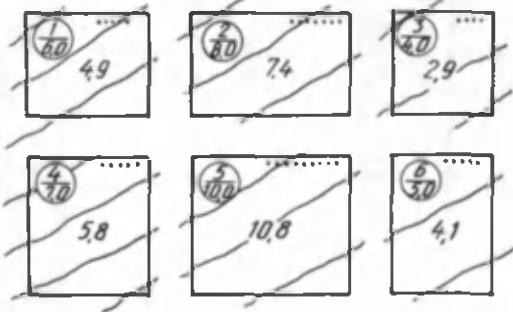


Рис. 4.1. План района города: числитель дроби — номер квартала, знаменатель — площадь (га); ... — этажность застройки; число в центре — тепловая нагрузка квартала, МВт

Решение. Расчет теплотребления сводим в табл. 4.1. В зависимости от этажности застройки каждого квартала по [8, табл. 8] находим плотность жилого фонда $f_{ж.ф}$ ($\text{м}^2/\text{га}$), данные заносим в графу 4. По площади квартала $F_{кв}$ (га) находим жилую площадь (м^2):

$$F = f_{ж.ф} F_{кв}.$$

Принимая норму жилой площади на одного человека $f = 9 \text{ м}^2$, определяем количество жителей в квартале (графа 6): $m = F/f$.

Расчетные расходы теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение определяем по укрупненным показателям [10, (1)...(6)] исходя из смешанной застройки кварталов.

Максимальный часовой расход теплоты на отопление (кВт) представляет собой суммарный расход теплоты на отопление жилых и общественных зданий:

$$Q_o = Q_o^{жил} + Q_o^{общ}$$

Приняв укрупненный показатель максимального часового расхода теплоты на отопление 1 м^2 жилой площади зданий $q = 162,5 \text{ Вт}/\text{м}^2 = 0,16 \text{ кВт}/\text{м}^2$ [10, табл. 2] или [18, прил. 1], находим расчетный расход теплоты на отопление жилых зданий (графа 7):

$$Q_o^{жил} = qF.$$

Расчетный расход теплоты (кВт) на отопление общественных зданий (графа 8)

$$Q_o^{общ} = k Q_o^{жил}.$$

где k — коэффициент, учитывающий расход теплоты на отопление общественных зданий, согласно [10], $k = 0,25$.

Табл. 4.1. Расчет теплоснабжения в кварталах

Номер квартала	Этажность	Площадь квартала $F_{кв}$, га	Плотность жилого фонда $f_{ж.ф}$, м ² /га	Жилая площадь F , м ²	Число жителей n	Расходы теплоты, кВт					
						$Q_{о}^{жил}$	$Q_{о}^{общ}$	$Q_{о}$	$Q_{в}$	$Q_{г.в}^{ср}$	ΣQ
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	5	6	3200	19200	2134	3072	768	3840	307,2	810,9	4958,1
2	7	8	3600	28800	3200	4608	1152	5760	460,8	1216	7436,8
3	4	4	2800	11200	1245	1792	448	2240	179,2	473,1	2892,3
4	5	7	3200	22400	2489	3584	896	4480	358,4	945,8	5784,2
5	9	10	4200	42000	4667	6720	1680	8400	672	1773,5	10845,5
6	5	5	3200	16000	1778	2560	640	3200	256	675,6	4131,6

Итого: 27920 2233,6 5894,9 36048,5

С учетом теплопотерь теплопроводами в размере 5 % от Q расчетные расходы теплоты составляют:

29316 2345,3 6189,6 37850,9

Максимальный часовой расход теплоты (кВт) на вентиляцию общественных зданий (графа 10)

$$Q_{\text{в}} = k_1 Q_{\text{о}}^{\text{общ}}$$

где k_1 — коэффициент, учитывающий расход теплоты на вентиляцию общественных зданий, согласно [10], $k_1 = 0,4$.

Задавшись нормой расхода воды на горячее водоснабжение в расчете на 1 жителя $a = 105$ л/сут, по [10, табл. 3] или [1, прил. 5] находим укрупненный показатель среднечасового расхода теплоты на горячее водоснабжение: $q_{\text{г.в}} = 377$ Вт/чел. = 0,38 кВт/чел.

Среднечасовой расход теплоты (кВт) за отопительный период на горячее водоснабжение (графа 11)

$$Q_{\text{г.в}}^{\text{сп}} = q_{\text{г.в}} m.$$

Суммарное теплопотребление в квартале (графа 12) представляет сумму расходов теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение.

4.2. ПОСТРОЕНИЕ ГРАФИКОВ РАСХОДА ТЕПЛОТЫ

Пример 4.2. Построить графики зависимости часовых расходов теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение от температуры наружного воздуха. Расчетные расходы теплоты: на отопление $Q_{\text{о}}^{\text{р}} = 200$ МВт, вентиляцию $Q_{\text{в}}^{\text{р}} = 20$ МВт, горячее водоснабжение $Q_{\text{г.в}}^{\text{сп}} = 50$ МВт. Климатологические данные принять для г. Минска.

Решение. По данным [9], [11, прил. 1], [13, табл. 1.3], [15, табл. 1.3] находим расчетные температуры наружного воздуха для проектирования: отопления $t_{\text{н.о}} = -25$ °С, вентиляции $t_{\text{н.в}} = -10$ °С.

Графики часовых расходов теплоты строим в координатах $Q - t_{\text{н}}$. Определяем расходы теплоты на отопление и вентиляцию при $t_{\text{н}} = 8$ °С:

$$Q_{\text{о}} = Q_{\text{о}}^{\text{р}} \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н.о}}} = 200 \frac{18 - 8}{18 + 25} = 46,5 \text{ МВт};$$

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{в}}^{\text{р}} \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н.в}}} = 20 \frac{18 - 8}{18 + 10} = 7,1 \text{ МВт}.$$

Точки, соответствующие значениям $Q_{\text{о}}$ при различных $t_{\text{н}}$, соединяем прямой и получаем график часового расхода теплоты на отопление (рис. 4.2, прямая $Q_{\text{о}}$).

Расход теплоты на вентиляцию при $t_{\text{н.в}}$ $Q_{\text{в}} = 20$ МВт. Значения $Q_{\text{в}}$ при $t_{\text{н}} = +8$ °С и $t_{\text{н.в}}$ откладываем на графике и точки соединяем прямой. При диапазоне температур наружного воздуха $t_{\text{н.в}} \dots t_{\text{н.о}}$ в целях экономии топлива расход теплоты на вентиляцию сохраняется постоянным (линия $Q_{\text{в}}$ параллельна оси абсцисс).

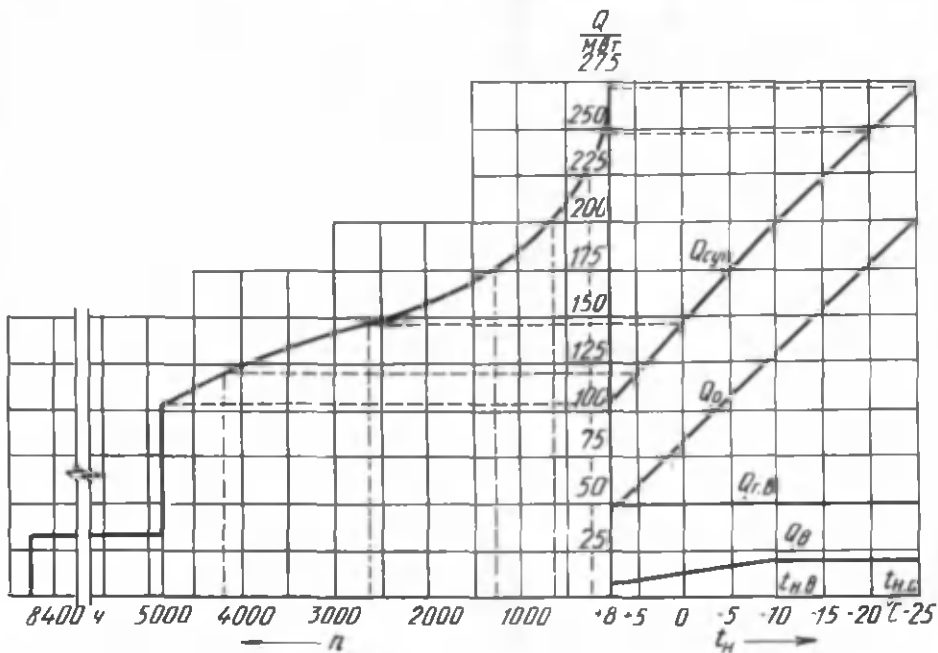


Рис. 4.2. График годового расхода теплоты

Расход теплоты на горячее водоснабжение не зависит от t_n , поэтому его график представляет прямую, параллельную оси абсцисс (прямая $Q_{г.в.}$).

График суммарного часового расхода теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение строим путем сложения соответствующих ординат при $t_n = +8, -10, -25$ $^{\circ}\text{C}$ (линия $Q_{сум.}$).

Пример 4.3. Построить график годового расхода теплоты по продолжительности стояния температур наружного воздуха для жилого района города. График суммарного часового расхода теплоты и климатологические данные взять из примера 4.2.

Решение. По [13, табл. 1.3] находим продолжительность отопительного периода для г. Минска $n_o = 203$ сут = 4872 ч, продолжительность стояния температур наружного воздуха (в часах) с интервалом 5 $^{\circ}\text{C}$ в течение отопительного периода заносим в табл. 4.2.

Табл. 4.2. Продолжительность стояния температур наружного воздуха

Продолжительность стояния температур $n, \text{ч}$	Температура наружного воздуха, $^{\circ}\text{C}$								
	-35...-30	-30...-25	-25...-20	-20...-15	-15...-10	-10...-5	-5...0	0...+5	+5...+8
n	4	15	51	158	395	696	1375	1542	636
Σn	4	19	70	228	623	1319	2694	4236	4872

График годовой тепловой нагрузки строим на основании графика суммарных часовых расходов теплоты, располагая последний справа, а в левой части, в координатах $Q-n$, — график годового расхода теплоты (рис. 4.2).

Для построения графика годовой тепловой нагрузки из точек на оси абсцисс графика часового расхода теплоты, соответствующих температурам $+8, 0, -5, -10, -15, -20, -25$ °С, восстанавливаем перпендикуляры до пересечения с линией суммарного расхода теплоты $Q_{\text{сум}}$. Из полученных точек проводим горизонтальные прямые до пересечения с перпендикулярами, восстановленными к оси абсцисс из точек, соответствующих продолжительности стояния температур наружного воздуха. Соединив найденные точки, получим искомый график годового расхода теплоты за отопительный период.

В летний период (диапазон продолжительности стояния t_n от 4872 до 8400 ч) тепловые нагрузки на отопление и вентиляцию отсутствуют, а нагрузку на горячее водоснабжение можно рассчитать, согласно [10, п. 2.6], по формуле

$$Q_{\text{г.в}}^{\text{л}} = Q_{\text{г.в}}^{\text{ср}} \frac{55 - t_{\text{х.л}}}{55 - t_{\text{х.з}}} \beta = 50 \frac{55 - 15}{55 - 5} 0,8 = 32 \text{ МВт.}$$

Поскольку $Q_{\text{г.в}}^{\text{л}}$ не зависит от t_n , в диапазоне летних температур проводим горизонтальную прямую до пересечения с ординатой, соответствующей общему расчетному числу часов работы тепловой сети в году $n = 8400$ ч.

Площадь, ограниченная осями координат $Q-n$ и полученной кривой расхода теплоты, представляет собой годовой расход теплоты в жилом районе города.

4.3. ЦЕНТРАЛЬНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ОТПУСКА ТЕПЛОТЫ В ЗАКРЫТЫХ СИСТЕМАХ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Пример 4.4. Построить график центрального качественного регулирования отпуска теплоты по отопительной нагрузке (отопительно-бытовой температурный). Расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления $t_{\text{н.о}} = -25$ °С, воздуха в отапливаемых помещениях $t_{\text{в}} = 18$ °С, сетевой воды в подающей и обратной магистралях при $t_{\text{н.о}} \tau_{1,0} = 150$ °С, $\tau_{2,0} = 70$ °С. Потребители присоединены к тепловым сетям по зависимым схемам.

Решение. Температура воды в подающей и обратной магистралях в течение отопительного периода, т.е. в диапазоне температур наружного воздуха $+8...-25$ °С:

$$\tau_{1,0} = t_{\text{в}} + \Delta t' \left(\frac{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н.о}}} \right)^{0,8} + (\Delta \tau' - 0,5 \theta') \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н.о}}};$$

$$\tau_{2,0} = t_{\text{в}} + \Delta t' \left(\frac{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н.о}}} \right)^{0,8} - 0,5 \theta' \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н.о}}},$$

где "штрих" означает, что значения величин взяты при $t_{\text{н.о}}$; $\Delta t'$ — температур-

ный напор нагревательного прибора, при расчетной температуре воды в отопительной системе $\tau'_{3} = 95 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $\tau'_{2,о} = 70 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$$\Delta t' = \frac{\tau'_{3} + \tau'_{2,о}}{2} - t_{н} = \frac{95 + 70}{2} - 18 = 64,5 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$t_{н}$ — температура наружного воздуха, $^{\circ}\text{C}$; $\Delta t'$ — расчетный перепад температур воды в тепловой сети, $\Delta t' = \tau'_{1,о} - \tau'_{2,о} = 150 - 70 = 80 \text{ }^{\circ}\text{C}$; θ' — расчетный перепад температур воды в местной системе отопления, $\theta' = \tau'_{3} - \tau'_{2,о} = 95 - 70 = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Задавая различные значения $t_{н}$ в пределах $+8 \text{ }^{\circ}\text{C}$ до $-25 \text{ }^{\circ}\text{C}$, определяем $\tau_{1,о}$ и $\tau_{2,о}$. Полученные результаты сводим в табл. 4.3.

Строим графики $\tau_{1,о} = f(t_{н})$ и $\tau_{2,о} = f(t_{н})$ (рис. 4.3).

Для обеспечения требуемой температуры воды в системе горячего водоснабжения минимальную температуру сетевой воды в подающей магистрали тепловой сети принимаем равной $70 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Поэтому из точки, соответствующей $70 \text{ }^{\circ}\text{C}$ на оси ординат, проводим горизонтальную прямую до пересечения с температурной кривой для подающей магистрали ($\tau_{1,о}$). Температура наружного воздуха, соответствующая точке излома графика A , обозначается $t_{н.и}$.

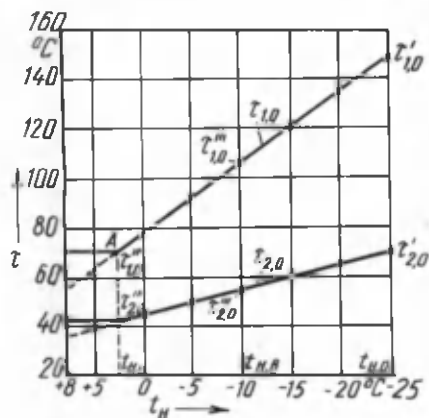


Рис. 4.3. График температур воды в подающей и обратной магистралях при центральном регулировании по отопительной нагрузке

Табл. 4.3. Температура сетевой воды в подающем и обратном теплопроводах в зависимости от температуры наружного воздуха

$t_{н}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	+8	+5	0	-5	-10	-15	-20	-25
Температура сетевой воды								
$\tau_{1,о}$	53,5	63,2	78,4	93,2	107,7	122	136,1	150
$\tau_{2,о}$	35,1	39	44,9	50,4	55,6	60,6	65,4	70

Пример 4.5. Построить график центрального качественного регулирования отпуски теплоты по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения (повышенный температурный). Температуру воды в тепловой сети при регулировании по отопительной нагрузке взять из примера 4.4. Водоподогреватели горячего водоснабжения у абонентов присоединены по двухступенчатой последовательной схеме. Для типового абонента $Q_{Г,В}^{cp} / Q_0 = 0,25$, балансовый

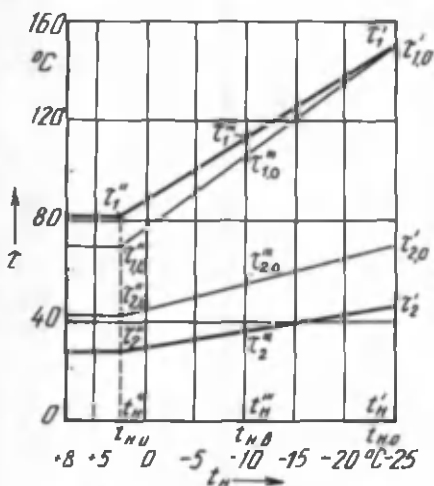


Рис. 4.4. Повышенный температурный график центрального качественного регулирования

коэффициент $\kappa = 1,2$. Температура горячей воды в системе горячего водоснабжения $t_{Г} = 55$ °С, холодной воды $t_{х} = 5$ °С.

Решение. Для построения повышенного температурного графика необходимо определить перепад температур сетевой воды в подогревателях верхней δ_1 и нижней δ_2 ступеней при балансовой нагрузке горячего водоснабжения $Q_{Г,В}^r = \kappa Q_{Г,В}^{cp} = 1,2 Q_{Г,В}^{cp}$ [11, с. 113], [18, с. 113...115].

По вычисленным значениям $\tau_{1,0}$ и $\tau_{2,0}$ (см. пример 4.4) строим отопительно-бытовой температурный график (рис. 4.4). Принимаем недогрев водопроводной воды до температуры греющей воды в подогревателе нижней (первой) ступени $\Delta t_{н}'' = 10$ °С при $t_{н,н}'' = t_{н}''$.

В последующем один штрих будет обозначать, что значения величин взяты при $t_{н,0}$, два штриха — при $t_{н,н}$, три — при $t_{н,в}$.

По графику (см. рис. 4.4) устанавливаем, что $t_{н,н}'' = +2,5$ °С, $\tau_{1,0}'' = 70$ °С, $\tau_{2,0}'' = 42$ °С. Температура нагреваемой водопроводной воды после нижней (первой) ступени подогревателя при $t_{н,н}$

$$t_{н}'' = \tau_{2,0}'' - \Delta t_{н}'' = 42 - 10 = 32 \text{ °С.}$$

Приняв температуру воды в подающей $\tau_{1,0}$ и обратной $\tau_{2,0}$ магистралях при $t_{н,0}$ по отопительно-бытовому температурному графику, определяем перепад температур сетевой воды δ_2 в нижней ступени подогревателя:

при $t_{н,н}$

$$\delta_2'' = \frac{1,2 Q_{Г,В}^{cp}}{Q_0} \frac{t_{н}'' - t_{х}}{t_{Г} - t_{х}} (\tau_{1,0}' - \tau_{2,0}') =$$

$$= 1,2 \cdot 0,25 \frac{32 - 5}{55 - 5} (150 - 70) = 13 \text{ } ^\circ\text{C};$$

при $t_{\text{н.о}}$

$$\delta_2' = \delta_2'' \frac{\tau_{2,0}' - t_x}{\tau_{2,0}'' - t_x} = 13 \frac{70 - 5}{42 - 5} = 22,8 \text{ } ^\circ\text{C};$$

при $t_{\text{н.в}}$

$$\delta_2''' = \delta_2'' \frac{\tau_{2,0}''' - t_x}{\tau_{2,0}'' - t_x} = 13 \frac{55,6 - 5}{42 - 5} = 17,8 \text{ } ^\circ\text{C},$$

где $\tau_{2,0}'''$ — температура сетевой воды в обратной магистрали при $t_{\text{н.в}} = -10 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Определяем температуру сетевой воды в обратной магистрали для повышенного температурного графика:

$$\tau_2' = \tau_{2,0}' - \delta_2' = 70 - 22,8 = 47,2 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\tau_2'' = \tau_{2,0}'' - \delta_2'' = 42 - 13 = 29 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\tau_2''' = \tau_{2,0}''' - \delta_2''' = 55,6 - 17,8 = 37,8 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Строим график $\tau_2 = f(t_{\text{н}})$ (см. рис. 4.4).

Суммарный перепад температур сетевой воды в подогревателях нижней и верхней ступеней

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 = \frac{Q_{\text{Т.В}}}{Q_0} (\tau_{1,0}' - \tau_{2,0}') = 1,2 \cdot 0,25 (150 - 70) = 24 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Находим перепад температур сетевой воды в верхней ступени подогревателя при $t_{\text{н.о}}$, $t_{\text{н.в}}$ и $t_{\text{н.и}}$:

$$\delta_1' = \delta - \delta_2' = 24 - 22,8 = 1,2 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\delta_1''' = \delta - \delta_2''' = 24 - 17,8 = 6,2 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\delta_1'' = \delta - \delta_2'' = 24 - 13 = 11 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура сетевой воды в подающей магистрали тепловой сети для повышенного температурного графика:

$$\tau_1' = \tau_{1,0}' + \delta_1' = 150 + 1,2 = 151,2 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\tau_1''' = \tau_{1,0}''' + \delta_1''' = 107,7 + 6,2 = 113,9 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\tau_1'' = \tau_{1,0}'' + \delta_1'' = 70 + 11 = 81 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Строим график $\tau_1 = f(t_{\text{н}})$ (см. рис. 4.4).

4.4. ЦЕНТРАЛЬНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ОТПУСКА ТЕПЛОТЫ В ОТКРЫТЫХ СИСТЕМАХ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Пример 4.6. Построить график центрального качественного регулирования отпуска теплоты по отопительной нагрузке (отопительно-бытовой температурный). Расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления $t_{н,о} = -25^\circ\text{C}$, температура воздуха в отапливаемых помещениях $t_o = 18^\circ\text{C}$, расчетная температура сетевой воды в подающей и обратной магистралях при $t_{н,о} \tau'_{1,о} = 150^\circ\text{C}$, $\tau'_{2,о} = 70^\circ\text{C}$. Местные системы отопления присоединены к тепловым сетям по зависимым схемам.

Решение. Расчет и построение графика температур воды в подающей и обратной магистралях производят так же, как для закрытых систем теплоснабжения (см. пример 4.4). Только в связи с непосредственным водоразбором на горячее водоснабжение отопительно-бытовой температурный график имеет срезку не на 70°C , а на 60°C (рис. 4.5).

Пример 4.7. Построить график центрального качественного регулирования отпуска теплоты по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения (скорректированный температурный). Для типового абонента $Q_{г.в}^{ср} / Q_o = 0,25$, балансовый коэффициент $\kappa = 1,1$. Расчетные расходы теплоты на отопление $Q_o = 200$ МВт, горячее водоснабжение $Q_{г.в}^{ср} = 50$ МВт. Температура горячей воды в системе горячего водоснабжения $t_r = 60^\circ\text{C}$, холодной воды $t_x = 5^\circ\text{C}$. Остальные исходные данные соответствуют примеру 4.6.

Решение. Вначале строим графики $\tau_{1,о} = f(t_n)$ и $\tau_{2,о} = f(t_n)$ при регулировании отпуска теплоты по отопительной нагрузке (см. пример 4.6). Как видно из рис. 4.6, $\tau_{2,о} = 60^\circ\text{C}$ при $t_n = -15^\circ\text{C}$. Следовательно, в интервале температур наружного воздуха $-15 \dots -25^\circ\text{C}$, когда $\tau_{2,о} > 60^\circ\text{C}$, регулирование отпуска теплоты соответствует отопительному графику, при этом относительный расход сетевой воды на отопление $\bar{G}_o = G_o / G_o^p = 1$.

При диапазоне температур наружного воздуха от $+8^\circ\text{C}$ до -15°C регулирование осуществляется по скорректированному температурному графику,

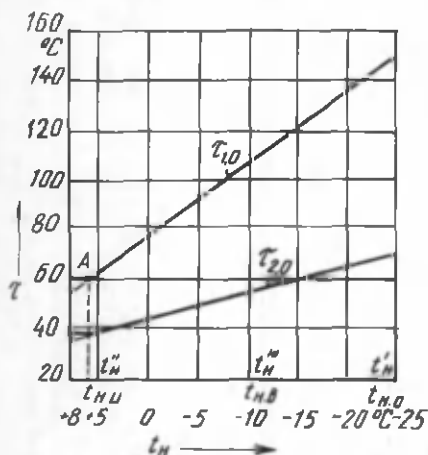


Рис. 4.5. Отопительно-бытовой температурный график центрального качественного регулирования для открытой системы теплоснабжения

относительный расход сетевой воды на отопление определяется по формуле [18, (IV.86)]

$$\bar{G}_o = \frac{1 - 0,5 \rho^b \frac{\theta'}{t_{\Gamma} - t_x}}{1 + \frac{t_{\Gamma} - t_{\text{в}}}{t_{\Gamma} - t_x} \frac{\rho^b}{\bar{Q}_o} - \frac{\Delta t'}{t_{\Gamma} - t_x} \frac{\rho^b}{\bar{Q}_o^{0,2}}}$$

где $\rho^b = \frac{Q_{\Gamma, \text{в}}^{\text{б}}}{Q_o} = \frac{\kappa Q_{\Gamma, \text{в}}^{\text{ср}}}{Q_o} = \frac{1,1 \cdot 50}{200} = 0,275$;

$$\theta' = \tau_3' - \tau_{2,0}' = 95 - 70 = 25 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t' = \frac{\tau_3' + \tau_{2,0}'}{2} - t_{\text{в}} = \frac{95 + 70}{2} - 18 = 64,5 \text{ } ^\circ\text{C};$$

\bar{Q}_o — относительный расход теплоты на отопление,

$$\bar{Q}_o = \frac{Q_o}{Q_p} = \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н.о}}}$$

Найдем значения \bar{Q}_o и \bar{G}_o для $t_{\text{н}} = +8 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$\bar{Q}_o = \frac{18 - 8}{18 + 25} = 0,23;$$

$$\bar{G}_o = \frac{1 - 0,5 \cdot 0,275 \frac{25}{60 - 5}}{1 + \frac{60 - 18}{60 - 5} \frac{0,275}{0,23} - \frac{64,5}{60 - 5} \frac{0,275}{0,23^{0,2}}} = 0,63.$$

Аналогично определяем относительные расходы теплоты \bar{Q}_o и воды \bar{G}_o на отопление при температуре наружного воздуха от $+8 \text{ } ^\circ\text{C}$ до $-15 \text{ } ^\circ\text{C}$, данные заносим в табл. 4.4.

Табл. 4.4. Данные для построения скорректированного температурного графика

Показатели	Температура наружного воздуха, $^{\circ}\text{C}$					
	+8	+5	0	-5	-10	-15
\bar{Q}_o	0,23	0,3	0,42	0,53	0,65	0,77
\bar{G}_o	0,63	0,73	0,84	0,91	0,97	1
τ_1	62,5	70,2	84	95,8	108,8	122
τ_2	33,3	37,4	44	49,4	55,1	60

Находим температуру воды в подающей и обратной магистралях [18, (IV.87) и (IV.88)]. При $t_{\text{н}} = +8 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\begin{aligned} \tau_1 &= t_{\text{в}} + \frac{\bar{Q}_0}{\bar{G}_0} \left(\Delta \tau'_0 + \Delta t' \frac{\bar{G}_0}{\bar{Q}_0^{0,2}} - 0,5 \theta' \right) = \\ &= 18 + \frac{0,23}{0,63} \left(80 + 64,5 \frac{0,63}{0,23^{0,2}} - 0,5 \cdot 25 \right) = 62,5 \text{ }^\circ\text{C}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \tau_2 &= t_{\text{в}} + \frac{\bar{Q}_0}{\bar{G}_0} \left(\Delta \tau'_0 \frac{\bar{G}_0}{\bar{Q}_0^{0,2}} - 0,5 \theta' \right) = 18 + \frac{0,23}{0,63} \left(64,5 \frac{0,63}{0,23^{0,2}} - \right. \\ &\left. - 0,5 \cdot 25 \right) = 33,3 \text{ }^\circ\text{C}, \end{aligned}$$

где $\Delta \tau'_0 = \tau'_{1,0} - \tau'_{2,0} = 150 - 70 = 80 \text{ }^\circ\text{C}$.

Аналогично рассчитываем τ_1 и τ_2 при $t_{\text{н}} = +5, 0, -5, -10, -15 \text{ }^\circ\text{C}$. Полученные значения заносим в табл. 4.4 и строим график температур воды в подающей и обратной магистралях (см. рис. 4.6).

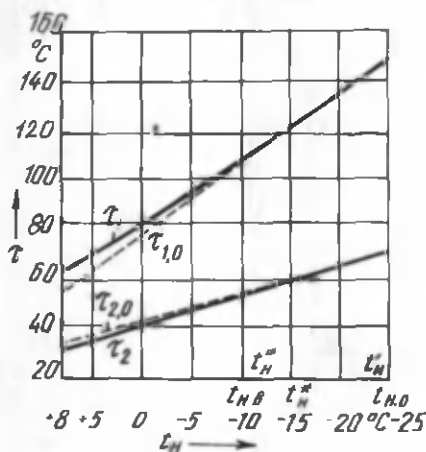


Рис. 4.6. Скорректированный температурный график центрального качественного регулирования для открытой системы теплоснабжения

4.5. ПОСТРОЕНИЕ ГРАФИКОВ РАСХОДА ВОДЫ И ТЕМПЕРАТУР ОБРАТНОЙ ВОДЫ ПОСЛЕ ТЕПЛОПОТРЕБЛЯЮЩИХ УСТАНОВОК

Пример 4.8. Построить графики расхода сетевой воды на отопление и вентиляцию, а также график температуры воды на выходе из calorиферов, если расчетные тепловые нагрузки на отопление $Q_0^p = 2000 \text{ кВт}$, вентиляцию $Q_{\text{в}}^p = 200 \text{ кВт}$, расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления $t_{\text{н.о}} = -25 \text{ }^\circ\text{C}$, вентиляции $t_{\text{н.в}} = -10 \text{ }^\circ\text{C}$, температура воздуха в помещении $t_{\text{в}} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$. Температура сетевой воды в подающей $\tau_{1,0}$ и обратной $\tau_{2,0}$ магистралях тепловой сети принять из примера 4.4.

Р е ш е н и е. Строим отопительно-бытовой температурный график (рис. 4.7). По нему устанавливаем, что при $t_{н,о} = -25^\circ\text{C}$ $\tau'_{1,о} = 150^\circ\text{C}$, при $t_{н,в} = t''_{н} = -10^\circ\text{C}$ $\tau''_{1,о} = 107,7^\circ\text{C}$, $\tau''_{2,о} = 55,6^\circ\text{C}$. Принимаем, что расчетная температура воды на выходе из calorифера при $t_{н,в}$ равна $\tau_{2,о}$, т.е. $\tau''_{2,в} = \tau''_{2,о} = 55,6^\circ\text{C}$.

Температуру воды на выходе из calorифера $\tau_{2,в}$ при $t_{н,о} = -25^\circ\text{C}$ определяем из уравнения (3.3):

$$\frac{(150 + \tau_{2,в}) - (-25 + 18)}{(107,7 + 55,6) - (-10 + 18)} \left(\frac{107,7 - 55,6}{150 - \tau_{2,в}} \right)^{0,15} = 1.$$

Решаем это уравнение графоаналитическим способом. Обозначим его левую часть $f(\tau_{2,в})$. При $\tau_{2,в} = 50^\circ\text{C}$ $f(\tau_{2,в}) = 1,21$, при $\tau_{2,в} = 30^\circ\text{C}$ $f(\tau_{2,в}) = 1,05$.

Строим график зависимости $f(\tau_{2,в})$ от $\tau_{2,в}$ (рис. 4.8). По нему определяем действительное значение $\tau_{2,в} = 23,5^\circ\text{C}$, при котором $f(\tau_{2,в}) = 1$.

Определим температуру воды на выходе из calorиферов при $t_{н,и}$. По графику (см. рис. 4.7) находим, что $t_{н,и} = t''_{н} = 2,5^\circ\text{C}$, $\tau''_{1,о} = 70^\circ\text{C}$. Относительная вентиляционная нагрузка

$$\bar{Q}_в = \frac{t_{н} - t_{н,и}}{t_{в} - t_{н,в}} = \frac{18 - 2,5}{18 + 10} = 0,55,$$

тогда

$$\tau_{2,в} = \tau''_{1,о} - (\tau''_{1,о} - \tau''_{2,в}) \bar{Q}_в = 70 - (70 - 55,6) 0,55 = 41,3^\circ\text{C}.$$

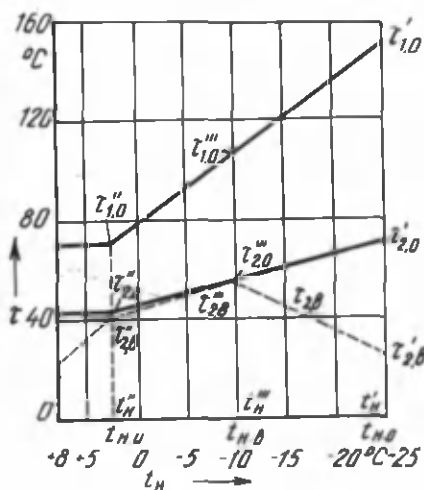


Рис. 4.7. График температуры воды на выходе из calorиферов

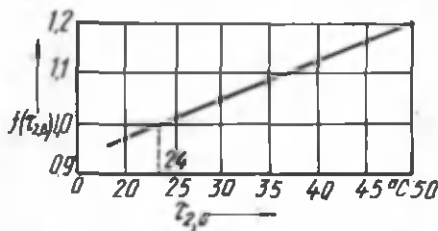


Рис. 4.8. Зависимость $f(\tau_{2,в})$ от температуры воды на выходе из calorифера $\tau_{2,в}$

Значение $\tau_{2,в}$ при $t_H = 8^\circ\text{C}$ найдем из уравнения (3.1):

$$\frac{(70 + \tau_{2,в}) - (8 + 18)}{(70 + 41,3) - (2,5 + 18)} \left(\frac{70 - 41,3}{70 - \tau_{2,в}} \right)^{0,15} = \left(\frac{18 - 8}{18 - 2,5} \right)^{0,85};$$

$$\frac{44 + \tau_{2,в}}{90,8} \left(\frac{2,87}{70 - \tau_{2,в}} \right)^{0,15} = 0,69.$$

Решаем это уравнение аналитическим способом. Левую часть обозначим $f(\tau_{2,в})$. Задаемся значением $\tau_{2,в} = 30^\circ\text{C}$, тогда $f(\tau_{2,в}) = 0,77$. При $\tau_{2,в} = 20^\circ\text{C}$ $f(\tau_{2,в}) = 0,65$.

Методом интерполяции определяем действительное значение

$$\tau_{2,в} = 20 + (30 - 20) \frac{0,69 - 0,65}{0,77 - 0,65} = 23,3^\circ\text{C}.$$

По известным значениям $\tau_{2,в}$ при $t_{н,о}$, $t_{н,в}$, $t_{н,и}$ и $t_H = 8^\circ\text{C}$ строим график температуры воды на выходе из калориферов $\tau_{2,в} = f(t_H)$ (см. рис. 4.7).

Зная температуру воды на выходе из калориферов, определяем расходы сетевой воды на вентиляцию при различных температурах наружного воздуха: при $t_{н,о} = -25^\circ\text{C}$

$$G_B = \frac{Q_B^p \cdot 3600}{c (\tau'_{1,о} - \tau'_{2,в})} = \frac{200 \cdot 3600}{4,19 \cdot (150 - 24)} = 1363,8 \text{ кг/ч} = 1,36 \text{ т/ч};$$

при $t_{н,в} = t_H'' = -10^\circ\text{C}$

$$G_B = \frac{Q_B^p \cdot 3600}{c (\tau''_{1,о} - \tau''_{2,в})} = \frac{200 \cdot 3600}{4,19 \cdot (107,7 - 55,6)} = 3298,2 \text{ кг/ч} = 3,3 \text{ т/ч};$$

при $t_{н,и} = t_H''' = 2,5^\circ\text{C}$ расход теплоты на вентиляцию

$$Q_B = Q_B^p \frac{t_B - t_H}{t_B - t_{н,в}} = 200 \frac{18 - 2,5}{18 + 10} = 110,7 \text{ кВт}.$$

Тогда

$$G_B = \frac{Q_B \cdot 3600}{c (\tau^*_{1,о} - \tau^*_{2,в})} = \frac{110,7 \cdot 3600}{4,19 \cdot (70 - 41,3)} = 3314 \text{ кг/ч} = 3,3 \text{ т/ч}.$$

При $t_H = 8^\circ\text{C}$

$$Q_B = Q_B^p \frac{t_B - t_H}{t_B - t_{н,в}} = 200 \frac{18 - 8}{18 + 10} = 71,4 \text{ кВт}.$$

$$G_B = \frac{Q_B \cdot 3600}{c (\tau_{1,0} - \tau_{2,B})} = \frac{71,4 \cdot 3600}{4,19 \cdot (70 - 23,3)} = 1305,2 \text{ кг/ч} = 1,3 \text{ т/ч}.$$

Строим график расхода сетевой воды на вентиляцию $G_B = f(t_n)$ (рис. 4.9).

По заданной температуре воды в подающей и обратной магистралях тепловой сети (см. рис. 4.7) определяем расчетный расход сетевой воды на отопление:

$$G_O^P = \frac{Q_O^P \cdot 3600}{c (\tau_{1,0}' - \tau_{2,0}') } = \frac{2000 \cdot 3600}{4,19 \cdot (150 - 70)} = 21479,7 \text{ кг/ч} = 21,48 \text{ т/ч}.$$

Расход воды на отопление при $t_n = 8^\circ\text{C}$

$$G_O = G_O^P \frac{t_B - t_n}{t_B - t_{n,и}} = 21,48 \frac{18 - 8}{18 - 2,5} = 13,86 \text{ т/ч}.$$

Строим график расхода сетевой воды на отопление (см. рис. 4.9).

Пример 4.9. Построить график расхода сетевой воды на горячее водоснабжение и температуры воды на выходе из водоподогревателя системы горячего водоснабжения, присоединенного по параллельной схеме. Температуру сетевой воды в подающей и обратной магистралях тепловой сети принять из примера 4.4. Расчетная тепловая нагрузка на горячее водоснабжение $Q_{г.в}^{\max} = 1500$ кВт, температура горячей воды $t_{г} = 60^\circ\text{C}$, холодной $t_{х} = 5^\circ\text{C}$.

Решение. Принимаем, согласно рекомендациям [10, п. 7.2], температуру сетевой воды на выходе из водоподогревателя $\tau_{г,г}'$ при $t_{н,и}$ равной 30°C . По рис. 4.3 находим $t_{н,и} = t_n = 2,5^\circ\text{C}$, $\tau_{1,0}'' = 70^\circ\text{C}$.

Расчетный расход сетевой воды на горячее водоснабжение при $t_{н,и}$

$$G_{г.в} = \frac{Q_{г.в}^{\max} \cdot 3600}{c (\tau_{1,0}'' - \tau_{2,г}')} = \frac{1500 \cdot 3600}{4,19 \cdot (70 - 30)} = 32219,6 \text{ кг/ч} = 32,2 \text{ т/ч}.$$

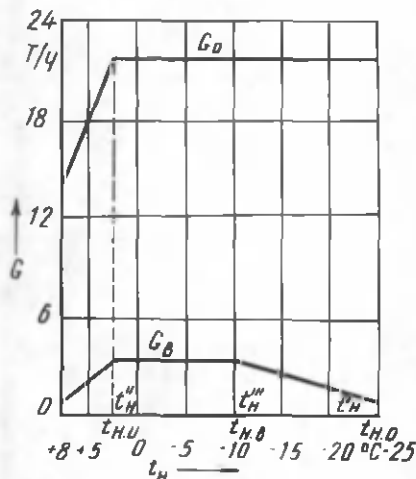


Рис. 4.9. График расходов сетевой воды на отопление и вентиляцию

Расчетная средняя логарифмическая разность температур сетевой и нагреваемой водопроводной воды при $t_{н,и}$

$$\Delta t = \frac{(\tau_{2,\Gamma}'' - t_x) - (\tau_{1,0}'' - t_\Gamma)}{2,3 \lg \frac{\tau_{2,\Gamma}'' - t_x}{\tau_{1,0}'' - t_\Gamma}} = \frac{(30 - 5) - (70 - 60)}{2,3 \lg \frac{30 - 5}{70 - 60}} = 16,4 \text{ }^\circ\text{C}.$$

С понижением температуры наружного воздуха повышается температура сетевой воды $\tau_{1,0}$, поступающей в водоподогреватель горячего водоснабжения. Поскольку расход теплоты на горячее водоснабжение за отопительный период принимается постоянным, с увеличением $\tau_{1,0}$ расход сетевой воды должен уменьшаться.

Определим температуру воды на выходе из водоподогревателя $\tau_{2,\Gamma}$ при $t_{н.в}$ и $t_{н.о}$. При $t_{н.в} = -10^\circ\text{C}$ $\tau_{1,0}''' = 107,7^\circ\text{C}$ (см. рис. 4.3). Температуру воды $\tau_{2,\Gamma}'''$ находим из уравнения

$$\frac{(\tau_{1,0}''' - t_\Gamma) - (\tau_{2,\Gamma}''' - t_x)}{\Delta t \cdot 2,3 \lg \frac{\tau_{1,0}''' - t_\Gamma}{\tau_{2,\Gamma}''' - t_x}} \sqrt{\frac{\tau_{1,0}'' - \tau_{2,\Gamma}''}{\tau_{1,0}''' - \tau_{2,\Gamma}'''}} = 1;$$

$$\frac{(107,7 - 60) - (\tau_{2,\Gamma}''' - 5)}{16,4 \cdot 2,3 \lg \frac{107,7 - 60}{\tau_{2,\Gamma}''' - 5}} \sqrt{\frac{70 - 30}{107,7 - \tau_{2,\Gamma}'''}} = 1;$$

$$\frac{52,7 - \tau_{2,\Gamma}'''}{37,7 \frac{47,7}{\tau_{2,\Gamma}''' - 5}} \sqrt{\frac{40}{107,7 - \tau_{2,\Gamma}'''}} = 1.$$

Решаем его графоаналитическим способом. Обозначим левую часть через $f(\tau_{2,\Gamma})$. Для трех значений $\tau_{2,\Gamma}'''$:

$$\tau_{2,\Gamma}''' = 20^\circ\text{C} \quad f(\tau_{2,\Gamma}) = 1,16;$$

$$\tau_{2,\Gamma}''' = 15^\circ\text{C} \quad f(\tau_{2,\Gamma}) = 0,97;$$

$$\tau_{2,\Gamma}''' = 17^\circ\text{C} \quad f(\tau_{2,\Gamma}) = 1,05.$$

Строим график зависимости $f(\tau_{2,\Gamma})$ от температуры воды на выходе из водоподогревателя $\tau_{2,\Gamma}'''$ (линия ab на рис. 4.10). По нему находим действительное значение $\tau_{2,\Gamma}''' = 15,8^\circ\text{C}$, при котором $f(\tau_{2,\Gamma}) = 1$.

Расход сетевой воды на горячее водоснабжение при $t_{н.в} = -10^\circ\text{C}$

$$G_{г.в} = \frac{Q_{г.в} \cdot 3600}{c (\tau_{1,0}''' - \tau_{2,\Gamma}''')} = \frac{1500 \cdot 3600}{4,19 \cdot (107,7 - 15,8)} = 14023,7 \text{ кг/ч} = 14,02 \text{ т/ч}.$$

При $t_{н.о} = -25^{\circ}\text{C}$ $\tau'_{1,о} = 150^{\circ}\text{C}$. Температуру воды на выходе из водоподогревателя находим из уравнения

$$\frac{(\tau'_{1,о} - t_{г}) - (\tau'_{2,г} - t_{х})}{\Delta t \cdot 2,3 \lg \frac{\tau'_{1,о} - t_{г}}{\tau'_{2,г} - t_{х}}} \sqrt{\frac{\tau''_{1,о} - \tau''_{2,г}}{\tau'_{1,о} - \tau'_{2,г}}} = 1;$$

$$\frac{(150 - 60) - (\tau'_{2,г} - 5)}{16,4 \cdot 2,3 \lg \frac{150 - 60}{\tau'_{2,г} - 5}} \sqrt{\frac{70 - 30}{150 - \tau'_{2,г}}} = 1;$$

$$\frac{95 - \tau'_{2,г}}{37,7 \lg \frac{90}{\tau'_{2,г} - 5}} \sqrt{\frac{40}{150 - \tau'_{2,г}}} = 1.$$

Решаем его графоаналитическим способом. Для трех значений $\tau'_{2,г}$:

$$\tau'_{2,г} = 15^{\circ}\text{C} \quad f(\tau_{2,г}) = 1,21;$$

$$\tau'_{2,г} = 10^{\circ}\text{C} \quad f(\tau_{2,г}) = 0,96;$$

$$\tau'_{2,г} = 12^{\circ}\text{C} \quad f(\tau_{2,г}) = 1,06.$$

Строим график зависимости $f(\tau_{2,г})$ от $\tau'_{2,г}$ (линия cd на рис. 4.10). По нему находим действительное значение $\tau'_{2,г} = 10,8^{\circ}\text{C}$, при котором $f(\tau_{2,г}) = 1$.

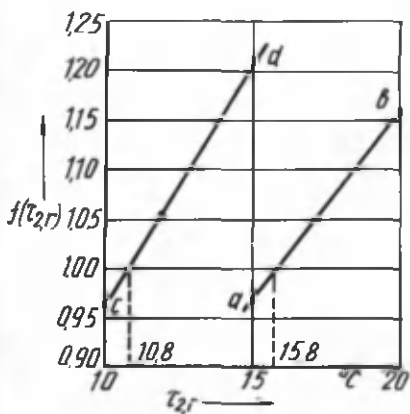


Рис. 4.10. Зависимость $f(\tau_{2,г})$ от температуры воды на выходе из водоподогревателя

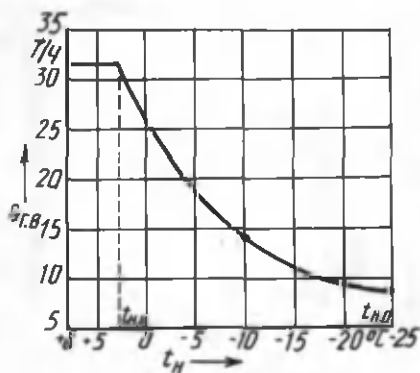


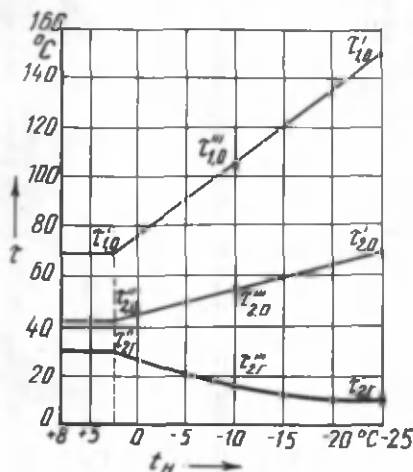
Рис. 4.11. График сетевой воды на горячее водоснабжение

Расход сетевой воды на горячее водоснабжение при $t_{н.о} = -25^{\circ}\text{C}$

$$G_{г.в} = \frac{Q_{г.в}^{\max} \cdot 3600}{c(\tau'_{1,о} - \tau'_{2,г})} = \frac{1500 \cdot 3600}{4,19 \cdot (150 - 10,8)} = 9258,5 \text{ кг/ч} = 9,26 \text{ т/ч}.$$

Строим графики $G_{г.в} = f(t_{н})$ (рис. 4.11) и $\tau_{2,г} = f(t_{н})$ (рис. 4.12).

Пример 4.10. Построить графики средневзвешенной температуры воды в обратной магистрали и суммарного расхода сетевой воды в тепловой сети. Температуру обратной воды систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, а также расходы воды принять из примеров 4.4, 4.8 и 4.9.



Решение. В табл. 4.5 занесем расходы сетевой воды и температуру обратной воды систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения при $t_{н.о} = -25^{\circ}\text{C}$, $t_{н.в} = -10^{\circ}\text{C}$, $t_{н.и} = 2,5^{\circ}\text{C}$ и $t_{н} = 8^{\circ}\text{C}$.

Рис. 4.12. График температуры сетевой воды на выходе из водоподогревателя

Табл. 4.5. Результаты расчета средневзвешенной температуры воды в обратной магистрали теплосети

Показатели	Температура наружного воздуха, $^{\circ}\text{C}$			
	8	2,5	-10	-25
$\tau_{2,о}, ^{\circ}\text{C}$	42	42	55,6	70
$\tau_{2,в}, ^{\circ}\text{C}$	23,3	41,3	55,6	24
$\tau_{2,г}, ^{\circ}\text{C}$	30	30	15,8	10,8
$G_{о}, \text{т/ч}$	13,9	21,5	21,5	21,5
$G_{в}, \text{т/ч}$	1,3	3,3	3,3	1,4
$G_{г.в}, \text{т/ч}$	32,2	32,2	14	9,3
$\Sigma G, \text{т/ч}$	47,4	57	38,8	32,2
$\tau_2^{\text{ср}}, ^{\circ}\text{C}$	33,3	35,2	41,2	50,9

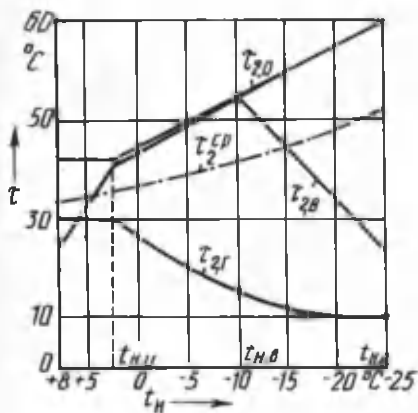


Рис. 4.13. График средневзвешенной температуры воды в обратной магистрали

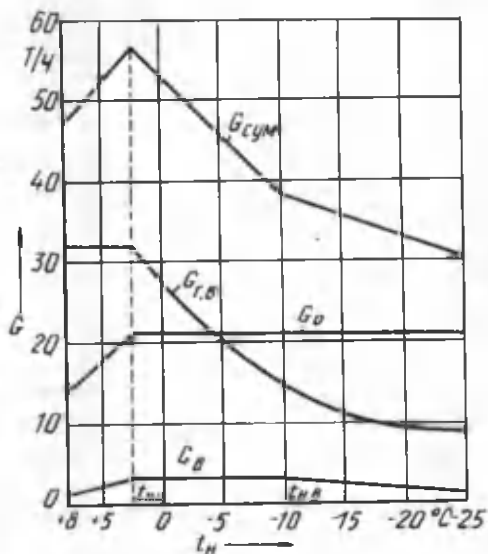


Рис. 4.14. График суммарного расхода сетевой воды

Средневзвешенную температуру обратной воды после теплопотребляющих установок определяем по формуле (3.4).

При $t_{н.0} = -25\text{ }^{\circ}\text{C}$

$$\tau_2^{\text{cp}} = \frac{21,5 \cdot 70 + 1,4 \cdot 24 + 9,3 \cdot 10,8}{21,5 + 1,4 + 10,8} = 50,9\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Аналогично определяем τ_2^{cp} при других температурах наружного воздуха и данные заносим в табл. 4.5.

Строим график $\tau_2^{\text{cp}} = f(t_n)$ (рис. 4.13).

График суммарного расхода сетевой воды находится сложением расходов воды по отдельным видам нагрузок при соответствующей температуре наружного воздуха (рис. 4.14).

Пример 4.11. Построить графики расхода сетевой воды на отопление и горячее водоснабжение для группы жилых зданий, присоединенных к открытой тепловой сети, при регулировании отпуска теплоты по отопительной нагрузке. Расчетные расходы теплоты на отопление $Q_o = 5$ МВт, горячее водоснабжение $Q_{г.в}^{\text{cp}} = 0,7$ МВт, температура горячей воды в системе горячего водоснабжения $t_{г.} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$, холодной $t_{х.} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Температуру сетевой воды в подающей $\tau_{1,0}$ и обратной $\tau_{2,0}$ магистралях (отопительно-бытовой температурный график) принять из примеров 4.6 и 4.4 (см. рис. 4.5).

Решение. Принимаем $Q_{г.в}^{\text{max}} = 2,2 Q_{г.в}^{\text{cp}}$, тогда максимальный часовой расход сетевой воды на горячее водоснабжение

$$G_{Г.В}^{\max} = \frac{Q_{Г.В}^{\max} \cdot 3600}{c(t_{Г'} - t_{Х})} = \frac{2,2 \cdot 0,7 \cdot 10^3 \cdot 3600}{4,19 \cdot (60 - 5)} = 24060 \text{ кг/ч} = 24,06 \text{ т/ч}.$$

Расчетный расход сетевой воды на отопление

$$G_o^p = \frac{Q_o \cdot 10^3 \cdot 3600}{c(\tau'_{1,o} - \tau'_{2,o})} = \frac{5 \cdot 10^3 \cdot 3600}{4,19(150 - 70)} = 53700 \text{ кг/ч} = 53,7 \text{ т/ч}.$$

Суммарный расчетный расход сетевой воды

$$G_p = G_o^p + G_{Г.В}^{\max} = 24,06 + 53,7 = 77,76 \text{ т/ч}.$$

При диапазоне температур наружного воздуха $+8^\circ\text{C} \dots t_{н.и}$, когда у потребителей осуществляется регулирование отпуска теплоты на отопление местными пропусками, расход сетевой воды на отопление в тепловых сетях уменьшается.

При $t_{н} = +8^\circ\text{C}$ расход теплоты на отопление

$$G_o = G_o^p \frac{t_{в} - t_{н}}{t_{в} - t_{н.и}} = 53,7 \frac{18 - 8}{18 - 6} = 44,75 \text{ т/ч},$$

где $t_{н.и} = 6^\circ\text{C}$ (см. рис. 4.5).

Строим график расхода сетевой воды на отопление в зависимости от температуры наружного воздуха (рис. 4.15).

Расход сетевой воды на горячее водоснабжение представляет сумму водоразборов из подающего и обратного теплопроводов:

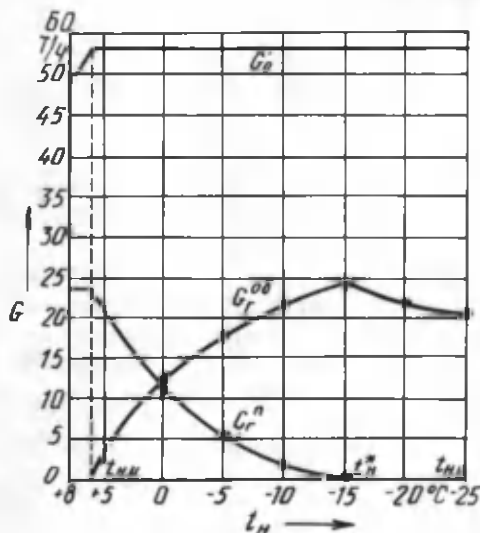


Рис. 4.15. График расхода сетевой воды на отопление и горячее водоснабжение

$$G_{Г.В}^{\max} = G_{Г'}^n + G_{Г'}^{об}$$

Водоразбор из подающего и обратного теплопроводов определяем по выражениям:

$$G_{Г'}^n = \beta G_{Г.В}^{\max};$$

$$G_{Г'}^{об} = (1 - \beta) G_{Г.В}^{\max}.$$

где β — доля водоразбора из подающего теплопровода,

$$\beta = \frac{t_{Г'} - \tau_{2,o}}{\tau_{1,o} - \tau_{2,o}}.$$

Значения $\tau_{1,0}$ и $\tau_{2,0}$ берем по отопительно-бытовому температурному графику (см. рис. 4.5).

При диапазоне температур наружного воздуха $+8...+6$ °С водоразбор на горячее водоснабжение осуществляется только из подающего теплопровода ($\beta = 1$ и $G_{\Gamma}^n = G_{\Gamma,в}^{\max}$), при $+6...-15$ °С – как из подающего, так и обратного теплопровода ($0 < \beta < 1$).

При $\tau_{2,0} \geq 60$ °С (интервал температур наружного воздуха $-15...-25$ °С) водоразбор на горячее водоснабжение осуществляется только из обратного теплопровода. В связи с увеличением $\tau_{2,0}$ до 70 °С расход воды на горячее водоснабжение уменьшается и при $t_{н,0} = -25$ °С составляет

$$G_{\Gamma}^{\text{об}} = \frac{2,2 \cdot 0,7 \cdot 10^3 \cdot 3600}{4,19 \cdot (70 - 5)} = 20350 \text{ кг/ч} = 20,35 \text{ т/ч}.$$

Значения G_{Γ}^n и $G_{\Gamma}^{\text{об}}$ при различных температурах наружного воздуха записываем в табл. 4.6.

Табл. 4.6. Расход сетевой воды на отопление и горячее водоснабжение

Расход воды, т/ч	Температура наружного воздуха, °С							
	+8	+6	0	-5	-10	-15	-20	-25
G_o	44,75	53,7	53,7	53,7	53,7	53,7	53,7	53,7
$G_{\Gamma,в}^{\max}$	24,06	24,06	24,06	24,06	24,06	24,06	21,9	20,35
G_{Γ}^n	24,06	24,06	10,84	5,4	2,03	—	—	—
$G_{\Gamma}^{\text{об}}$	—	—	13,22	18,66	22,03	24,06	21,9	20,35
G_o	68,81	77,76	77,76	77,76	77,76	77,76	75,6	74,05

Строим графики водоразборов из подающего и обратного теплопроводов на горячее водоснабжение (см. рис. 4.14).

Пример 4.12. Построить графики расходов сетевой воды на отопление и горячее водоснабжение для абонентского ввода открытой системы теплоснабжения при регулировании отпуска теплоты по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения. Расчетные расходы теплоты на абонентский ввод на отопление $Q_o = 200$ кВт, горячее водоснабжение $Q_{\Gamma,в}^{\text{об}} = 50$ кВт, балансовый коэффициент $\kappa = 1,1$. Температура горячей воды в системе горячего водоснабжения $t_{\Gamma} = 60$ °С, холодной $t_{\chi} = 5$ °С. Температуру воды в подающей τ_1 и обратной τ_2 магистралах (скорректированный температурный график), а также относительные расходы воды и теплоты на отопление взять из примера 4.7.

Решение. Расход сетевой воды на абонентский ввод $G_{\Gamma,в}$ поддерживается регулятором расхода PP постоянным, равным расчетному расходу сетевой воды на отопление G_o^p :

$$G_o^p = \frac{Q_o^* 3600}{c(\tau_{1,o}^i - \tau_{2,o}^i)} = \frac{3600 \cdot 200}{4,19 \cdot (150 - 70)} = 2140 \text{ кг/ч} = 2,14 \text{ т/ч}.$$

Нанесем на график линию расхода воды на абонентский ввод $G_{аб} = G_o^p$ (рис. 4.16).

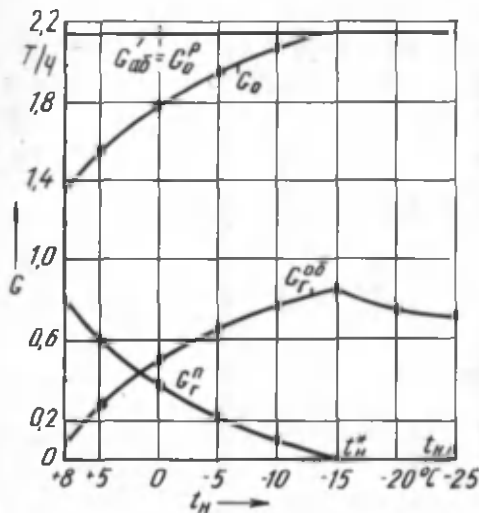


Рис. 4.16. График расхода сетевой воды на отопление и горячее водоснабжение

Расчетный расход на отопление G_o^p имеет место только при диапазоне температур наружного воздуха $-15 \dots -25 \text{ }^\circ\text{C}$, когда водоразбор на горячее водоснабжение осуществляется из обратного теплопровода, т.е. при $\tau_2 \geq 60 \text{ }^\circ\text{C}$. При температурах наружного воздуха от $+8 \text{ }^\circ$ до $-15 \text{ }^\circ\text{C}$ в системе отопления расход воды меньше расчетного, т.е. $G_o < G_o^p$.

Относительные расходы воды на отопление \bar{G}_o при диапазоне температур наружного воздуха $+8 \dots -15 \text{ }^\circ\text{C}$ приведены в табл. 4.4.

По выражению $G_o = \bar{G}_o G_o^p$ находим расход сетевой воды на отопление при различных температурах наружного воздуха, данные заносим в табл. 4.7.

Расход сетевой воды на горячее водоснабжение при диапазоне температур наружного воздуха $+8 \dots -15 \text{ }^\circ\text{C}$, $\tau_2 \leq 60 \text{ }^\circ\text{C}$ и балансовом расходе теплоты

$$Q_{г.в}^6 = 1,1 Q_{г.в}^{cp} = 1,1 \cdot 50 = 55 \text{ кВт}$$

$$G_{г.в} = \frac{3600 \cdot Q_{г.в}^6}{c(t_{г.} - t_{х.})} = \frac{3600 \cdot 55}{4,19(60 - 5)} = 860 \text{ кг/ч} = 0,86 \text{ т/ч}.$$

При $t_{н.о} = -25 \text{ }^\circ\text{C}$ и $\tau_2 = 70 \text{ }^\circ\text{C}$

$$G_{г.в} = \frac{3600 \cdot 55}{4,19(70 - 5)} = 730 \text{ кг/ч} = 0,73 \text{ т/ч}.$$

Полученные данные записываем в табл. 4.7.

Расход воды на горячее водоснабжение представляет сумму водоразборов из подающего и обратного теплопроводов. Определим водоразбор из подающего теплопровода при $t_{н.} = 8 \text{ }^\circ\text{C}$:

Табл. 4.7. Расход сетевой воды на отопление и горячее водоснабжение

Расход воды, т/ч	Температура наружного воздуха, °С						
	+8	+5	0	-5	-10	-15	-25
G_D	1,35	1,56	1,8	1,95	2,07	2,14	2,14
$G_{Г.В}$	0,86	0,86	0,86	0,86	0,86	0,86	0,73
$G_{Г}^п$	0,79	0,58	0,34	0,19	0,07	—	—
$G_{Г}^{об}$	0,07	0,28	0,52	0,67	0,79	0,86	0,73

$$G_{Г}^п = \frac{t_{Г} - \tau_2}{\tau_1 - \tau_2} G_{Г.В} = \frac{60 - 33,3}{62,5 - 33,3} \cdot 0,86 = 0,79 \text{ т/ч},$$

τ_1, τ_2 берутся по скорректированному температурному графику (см. пример 4.7).

Водоразбор из обратного теплопровода при $t_H = 8^\circ\text{C}$

$$G_{Г}^{об} = \left(1 - \frac{t_{Г} - \tau_2}{\tau_1 - \tau_2}\right) G_{Г.В} = \left(1 - \frac{60 - 33,3}{62,5 - 33,3}\right) \cdot 0,86 = 0,07 \text{ т/ч}.$$

Аналогично производим расчет $G_{Г}^п$ и $G_{Г}^{об}$ при других температурах наружного воздуха. Полученные значения заносим в табл. 4.7 и строим по ним графики расходов сетевой воды на отопление, водоразборов из подающей и обратной линий тепловой сети (см. рис. 4.16).

4.6. ПРИМЕРЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

Пример 4.13. Произвести гидравлический расчет магистральных теплопроводов двухтрубной водяной тепловой сети закрытой системы теплоснабжения с сальниковыми компенсаторами. Расчетная схема приведена на рис. 4.17.

Решение. Расчет производим для зимнего режима. По расчетным расходам сетевой воды и $R_{л}^{ср}$ [15, табл. 9.11] подбираем ближайшие стандартные диаметры труб, действительные значения $R_{л}$ и w . Расчет сводим в табл. 4.8.

После установления диаметров теплопроводов производится разработка монтажной схемы с расстановкой всех компенсаторов, секционирующих задвижек, запорной арматуры, камер, неподвижных опор (рис. 4.18). Подающий теплопровод располагается с правой стороны, по ходу движения теплоносителя. Естественные повороты трассы теплосети на $90..120^\circ$ используются для самокомпенсации температурных удлинений теплопроводов.

По сумме коэффициентов местных сопротивлений на участке [15, табл. 9.12] определяют эквивалентную длину для каждого участка. Приведенная длина участка $l_{пр}$ равна сумме длин участка теплопровода по плану и эквивалентной местных сопротивлений l_3 . Потери давления на участке теплопровода Δp представляют произведение удельных потерь давления по длине $R_{л}$ и

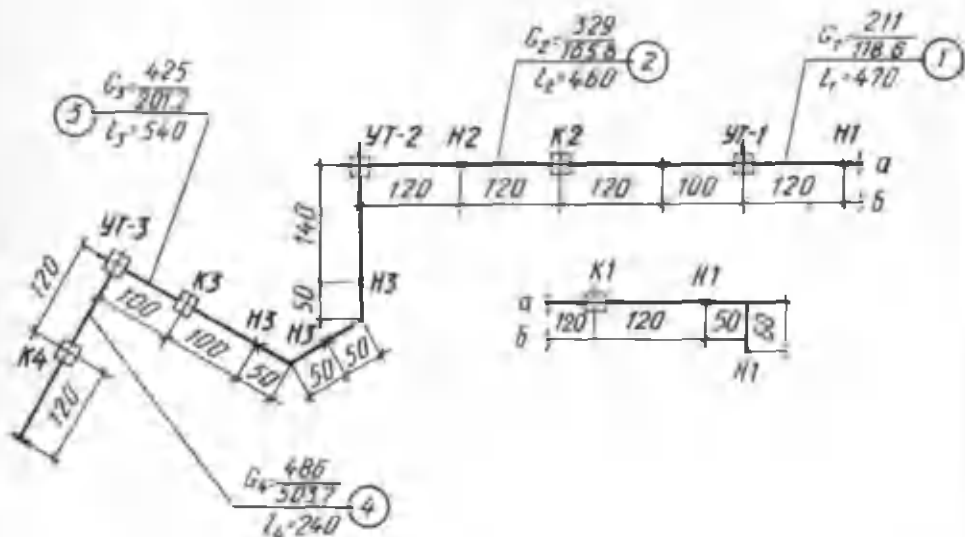


Рис. 4.17. Расчетная схема тепловой сети: в числителе приведены часовые расходы воды (кг/с) на расчетном участке закрытой системы теплоснабжения (пример 4.13), в знаменателе – открытой (пример 4.15)

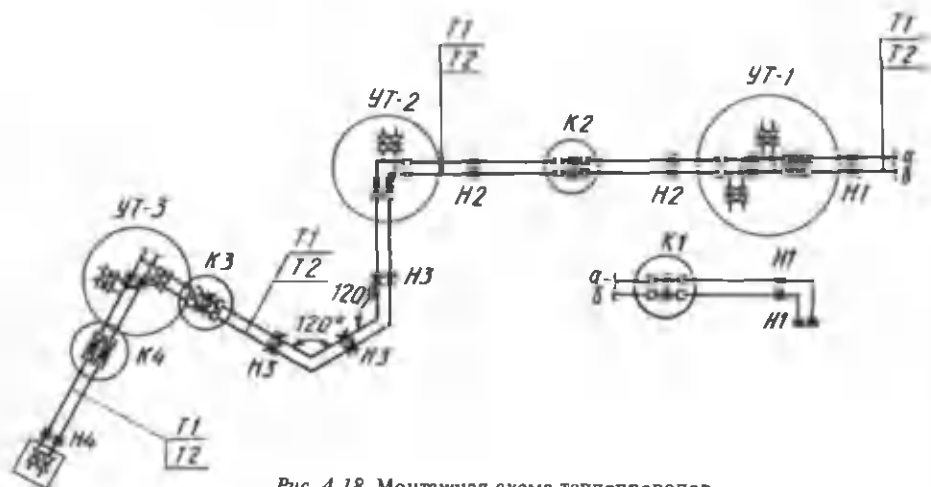


Рис. 4.18. Монтажная схема теплопроводов

Табл. 4.8. Гидравлический расчет водяной тепловой сети

Номер участка	G , кг/с	D_y , мм	$D_{н х с}$, мм	$R_{л}$, Па/м	w , м/с	l , м	l_3 , м	$l_{пр}$, м	Δp , кПа	$\Sigma \Delta p$, кПа
1	211	400	426x7	65,33	1,65	470	44,3	514,3	33,6	33,6
2	329	500	530x7	50,52	1,67	460	70,9	530,9	26,82	60,42
3	425	600	630x7	33,55	1,52	540	55,3	595,3	19,97	80,39
4	486	600	630x7	42,9	1,7	240	144,9	384,9	16,51	96,9

Табл. 4.9. Гидравлический расчет водяной тепловой сети (летний режим)

Номер участка	G , кг/с	D_y , мм	$D_{н\ x\ c}$, мм	$R_{л}$, Па/м	w , м/с	l , м	$l_{э}$, м	$l_{пр}$, м	Δp , кПа	$\Sigma \Delta p$, кПа
1	81,8	400	426x7	10,2	0,65	470	44,3	514,3	5,246	5,246
2	114,4	500	530x7	6,1	0,57	460	70,9	530,9	3,239	8,485
3	147,8	600	630x7	4,2	0,53	540	55,3	595,3	2,5	10,985
4	246	600	630x7	10,9	0,87	240	144,9	384,9	4,195	15,18

приведенной длины участка $l_{пр}$. Суммарные потери давления в сети $\Sigma \Delta p = 96,9$ кПа.

Пример 4.14. Определить потери давления в водяной тепловой сети закрытой системы теплоснабжения, представленной на рис. 4.17, для летнего режима. Диаметры теплопроводов принять из гидравлического расчета водяной тепловой сети для зимнего режима (см. пример 4.13).

Р е ш е н и е. Расходы сетевой воды на участке принимаем равными максимальному часовому расходу сетевой воды на горячее водоснабжение для летнего режима. Удельные потери давления и скорости по участкам определяем по [15, табл. 9.11]. Гидравлический расчет сводим в табл. 4.9.

Расчетные потери давления в водяной тепловой сети в летний период составляют 15,18 кПа.

Пример 4.15. Произвести гидравлический расчет магистральных теплопроводов двухтрубной водяной тепловой сети открытой системы теплоснабжения при наличии сальниковых компенсаторов, перепад давления от источника теплоты до конечного потребителя как в подающем, так и в обратном теплопроводе $\Delta p = 171$ кПа. Расчетная схема теплосети приведена на рис. 4.17.

Р е ш е н и е. Расчет производится для зимнего режима. Суммарная длина расчетной магистрали $\Sigma l = 1710$ м. На стадии предварительного расчета определяем ориентировочно потери давления в местных сопротивлениях

$$\alpha_{ср} = 0,019 \sqrt{G} = 0,019 \sqrt{503,7} = 0,43$$

Средние удельные потери давления

$$R_{л}^{ср} = \frac{\Delta p_{с}}{(1 + \alpha_{ср}) \Sigma l} = \frac{171 \cdot 10^3}{(1 + 0,43) 1710} = 69,9 \text{ Па/м}$$

Табл. 4.10. Предварительный расчет водяной тепловой сети

Номер участка	Подающий теплопровод					Обратный теплопровод				
	$G_{п}$, кг/с	D_y , мм	$D_{н\ x\ c}$, мм	$R_{л}$, Па/м	w , м/с	$G_{об}$, кг/с	D_y , мм	$D_{н\ x\ c}$, мм	$R_{л}$, Па/м	w , м/с
1	118,6	300	325x7	95	1,66	105,6	300	325x7	74,1	1,47
2	165,8	350	377x7	84	1,72	147,6	350	377x7	68	1,55
3	201,2	400	426x7	62	1,61	179,1	400	426x7	49,3	1,44
4	503,7	500	530x7	114	2,51	448,3	500	530x7	95,6	2,3

Табл. 4.11. Окончательный гидравлический расчет водяной тепловой сети

Номер участка	l , м	l_3 , м	$l_{пр}$, м	Подающий теплопровод			Обратный теплопровод		
				D_y , мм	R_l , Па/м	Δp , кПа	D_y , мм	R_l , Па/м	Δp , кПа
1	470	36,18	506,18	300	95	48,09	300	74,1	37,51
2	460	<u>75,58</u> 100,78	<u>535,58</u> 560,78	350	84	44,99	350	68	38,13
3	540	36,5	576,5	400	62	35,74	400	49,3	28,42
4	240	<u>128,9</u> 142	<u>368,9</u> 382	500	144	<u>42,05</u> 170,87	500	95,6	<u>36,52</u> 140,58

Примечание. В графах 3 и 4 в числителе приведены значения для подающей магистрали, в знаменателе – для обратной.

По предварительному гидравлическому расчету принимаем диаметры теплопроводов [15, табл. 9.11]. Расчет сводим в табл. 4.10.

После разработки монтажной схемы теплопроводов и расстановки всех компенсаторов, неподвижных опор, запорной арматуры и секционирующих задвижек (рис. 4.18) определяем по [15, табл. 9.12] l_3 для каждого участка, находим $l_{пр}$ и вычисляем потери давления на участках и по расчетным магистралям. Данные окончательного расчета сводим в табл. 4.11.

Суммарные потери давления в подающей магистрали $\Sigma \Delta p = 170,87$ кПа близки по значению к заданному перепаду давления $\Delta p = 171$ кПа.

Пример 4.16. Определить потери давления в водяной тепловой сети открытой системы теплоснабжения, представленной на рис. 4.17 и 4.18, для летнего режима. Диаметры теплопроводов принять из гидравлического расчета водяной тепловой сети для зимнего режима (см. пример 4.15).

Решение. Расходы сетевой воды на участках подающей магистрали принимаем равными максимальному часовому расходу воды на горячее водоснабжение для летнего режима, а на участках обратной магистрали – 10 % расчетного часового расхода воды в подающем теплопроводе [10, п. 7.5].

Табл. 4.12. Гидравлический расчет открытой системы теплоснабжения

Номер участка	Подающий теплопровод							
	l , м	D_y , мм	l_3 , м	$l_{пр}$, м	G_n , кг/с	R_l , Па/м	w , м/с	Δp_n , кПа
1	470	300	36,18	506,18	32	6,77	0,44	3,43
2	460	350	75,58	535,58	45	6,38	0,47	3,42
3	540	400	36,5	576,5	54,3	4,51	0,44	2,6
4	240	500	128,9	368,9	136	8,44	0,68	<u>3,11</u> 12,56

Удельные потери давления и скорости движения воды по участкам определяем по [15, табл. 9.11]. Ввиду того что расходы сетевой воды в обратном теплопроводе незначительны, $R_{л}$ определялось по зависимостям [10, п. 7.8].

Данные расчета сводим в табл. 4.12.

Расчетные потери давления в водной тепловой сети открытой системы теплоснабжения в подающем теплопроводе $\Delta p_{п} = 12,56$ кПа.

4.7. ПОДБОР СЕТЕВЫХ И ПОДПИТОЧНЫХ НАСОСОВ

Пример 4.17. Подобрать сетевые насосы для ТЭЦ при условии, что потери напора в пиковых котлах и стационарных коммуникациях составляют 20 м, в подающих и обратных теплопроводах теплосети — 70 м, а требуемый напор у абонентов — 20 м. Расход сетевой воды в зимний период $G_{з} = 1200$ м³/ч, в летний $G_{л} = 500$ м³/ч.

Решение. Требуемый напор сетевых насосов в зимний период

$$H_{с.н} = \Delta H_{п.у} + \Delta H_{с} + \Delta H_{аб} = 20 + 70 + 20 = 110 \text{ м.}$$

По технической характеристике сетевых насосов [13, табл. 2.10] подбираем два насоса СЭ 800-100. Включение в сеть — параллельное.

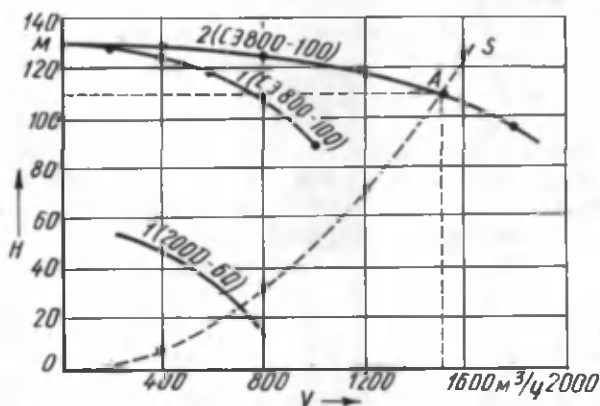


Рис. 4.19. Гидравлическая характеристика сетевых насосов и тепловой сети

(летний режим)

Обратный теплопровод

D_y , мм	$l_з$, м	$l_{пр}$, м	$G_{об}$, кг/с	$R_{л}$, Па/м	$\Delta p_{об}$, кПа
300	36,18	506,18	3,2	0,37	0,19
350	100,78	560,78	4,5	0,33	0,19
400	36,5	576,5	5,4	0,24	0,14
500	142	382	13,6	0,5	0,19
					0,71

Характеристику насоса СЭ 800-100 принимаем по [13, рис. 2.6]. Суммарная характеристика двух насосов при их параллельном присоединении строится путем сложения подач при одинаковых напорах (рис. 4.19).

Определяем характеристику сопротивления сети:

$$s = \frac{\Delta H_c}{G^2} = \frac{70}{1200^2} = 4,86 \cdot 10^{-5} \text{ м} \cdot \text{ч}^2 / \text{м}^6.$$

Задавая различными расходами воды при постоянной характеристике сопротивления сети, находим напор в ней: при $G_3 = 1600 \text{ м}^3/\text{ч}$ $\Delta H_c = 124,4 \text{ м}$; при $G_3 = 1200 \text{ м}^3/\text{ч}$ $\Delta H_c = 70 \text{ м}$; при $G_3 = 800 \text{ м}^3/\text{ч}$ $\Delta H_c = 31 \text{ м}$; при $G_3 = 400 \text{ м}^3/\text{ч}$ $\Delta H_c = 7,8 \text{ м}$.

По этим данным строим характеристику сопротивления сети s . Точка A характеризует параметры работы двух насосов на данную сеть.

К установке принимаем три насоса: два рабочих и один резервный. Требуемый напор сетевых насосов в летний период находим по выражению (3.8):

$$H_{с.н}^л = 110 \left(\frac{500}{1200} \right)^2 = 19,1 \text{ м}.$$

По летнему расходу $G_л = 500 \text{ м}^3/\text{ч}$ и требуемому напору $H_{с.н}^л = 19,1 \text{ м}$ выбираем один насос 200Д-60 [13, рис. 2.30]. Строим характеристику его работы в данной сети (см. рис. 4.19). К установке принимаем два насоса 200Д-60, один из них резервный.

Пример 4.18. Требуется подобрать подпиточные насосы для закрытой системы теплоснабжения жилого микрорайона тепловой мощностью 100 МВт. Статический напор в системе составляет 60 м. Уровень воды в подпиточных баках поддерживается на отметке 3 м по отношению к оси подпиточных насосов, а потери напора в подпиточной линии равны 2 м.

Решение. Объем воды м^3 в системе теплоснабжения определяем по [18, (IV.27)]:

$$V = Q (V_c + V_m),$$

где Q — мощность системы теплоснабжения, МВт; V_c — удельный объем воды в тепловых сетях, $V_c = 40 \text{ м}^3/\text{МВт}$ [18, с. 183]; V_m — удельный объем сетевой воды в системах отопления гражданских зданий, $V_m = 26 \text{ м}^3/\text{МВт}$ [18, с. 183].

$$V = 100 (40 + 26) = 6600 \text{ м}^3.$$

Подача подпиточных насосов

$$G_{п.н} = 0,0075 \cdot 6600 = 49,5 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Требуемый напор подпиточных насосов

$$H_{п.н} = H_{ст} - H_б + \Delta H_{подл} = 60 - 3 + 2 = 59 \text{ м}.$$

По характеристике [13, рис. 2.61] выбираем насос К90/55, который при подаче $50 \text{ м}^3/\text{ч}$ развивает напор 62 м. К установке принимаем два насоса, один из которых резервный.

Аварийная подпитка водопроводной водой

$$G_{ав} = 0,02 V = 0,02 \cdot 6600 = 132 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Для аварийного режима принимаем к установке подпиточный насос 6 НДв, который при аварийной подаче $140 \text{ м}^3/\text{ч}$ развивает напор 58 м.

4.8. РАСЧЕТ УСИЛИЙ НА НЕПОДВИЖНЫЕ ОПОРЫ ТЕПЛОПРОВОДОВ

Пример 4.19. Определить результирующее усилие на неподвижную опору А (рис. 4.20) при закрытой и открытой задвижках. Теплопровод $d_H = 325 \text{ мм}$. Рабочее давление теплоносителя $p = 1,6 \text{ МПа}$. Силы трения в сальниковых компенсаторах 1 и 2 принимаем равными, а коэффициент трения подвижных опор $\mu = 0,3$.

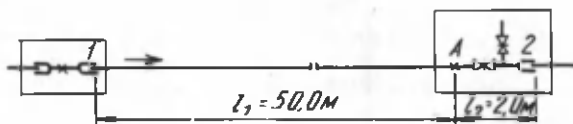


Рис. 4.20. К примеру 4.19

Решение. Равнодействующая сил, действующих на опору слева, складывается из неуравновешенной силы внутреннего давления (при закрытой задвижке), силы трения в сальниковом компенсаторе и силы трения в подвижных опорах на участке длиной $l_1 = 50 \text{ м}$; равнодействующая сил, действующих на опору справа, — из сил трения в сальниковом компенсаторе и подвижных опорах труб на участке длиной $l_2 = 2 \text{ м}$.

Принимая по таблице [11, прил. 23] массу 1 м подающей трубы $q = 163,8 \text{ кг/м}$, определяем результирующее усилие на неподвижную опору при закрытой задвижке (коэффициент $a = 1$):

$$N = ap \frac{\pi d^2}{4} + \mu q g l_1 - 0,7 \mu q g l_2 = 1 \cdot 1,6 \cdot 10^6 \frac{3,14 \cdot 0,309^2}{4} + 0,3 \cdot 163,8 \cdot 9,81 \cdot 50 - 0,7 \cdot 0,3 \cdot 163,8 \cdot 9,81 \cdot 2 = 143328 \text{ Н}.$$

При открытой задвижке ($a = 0$)

$$N = \mu q g l_1 - 0,7 \mu q g l_2 = 0,3 \cdot 163,8 \cdot 9,81 \cdot 50 - 0,7 \cdot 0,3 \cdot 163,8 \cdot 9,81 \cdot 2 = 23428 \text{ Н}.$$

Пример 4.20. Требуется найти результирующее усилие на неподвижную опору А (рис. 4.21), если усилие от Г-образного компенсатора, действующее на опору справа, $N_K = 1000 \text{ Н}$. Необходимые данные принять из примера 4.19.

Решение. Сумма сил, действующая на опору слева, складывается из неуравновешенных сил внутреннего давления, сил трения в сальниковом компенсаторе и в подвижных опорах труб на участке длиной $l_1 = 50 \text{ м}$, а сумма сил, действующая на опору справа, — из сил трения в подвижных опорах труб на участке длиной $l_3 = 10 \text{ м}$ и усилия от Г-образного компенсатора.

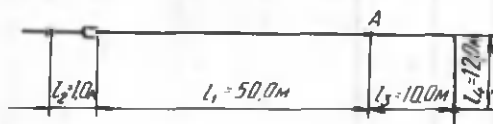


Рис. 4.21. К примеру 4.20

Приняв наружный диаметр стакана сальникового компенсатора равным наружному диаметру трубы $d_{ст} = 0,325$ м, отношение высоты сальниковой набивки к наружному диаметру стакана $b = 0,3$, отношение давления сальниковой набивки на поверхность стакана к рабочему давлению $a_c = 1,5$ и коэффициент трения набивки по стакану $\mu_c = 0,15$, находим силу трения в сальниковом компенсаторе [11, с. 268]:

$$N_c = \pi d_{ст}^2 b p a_c \mu_c = 3,14 \cdot 0,325^2 \cdot 0,3 \cdot 1,6 \cdot 10^6 \cdot 1,5 \cdot 0,15 = 35820 \text{ Н.}$$

Результирующее усилие на неподвижную опору

$$\begin{aligned} N &= a p \frac{\pi d_n^2}{4} + N_c + \mu q g l_1 - 0,7 (N_k + \mu q g l_3) = \\ &= 1 \cdot 1,6 \cdot 10^6 \frac{3,14 \cdot 0,309^2}{4} + 35820 + 0,3 \cdot 163,8 \cdot 9,81 \cdot 50 - 0,7 (1000 + \\ &+ 0,3 \cdot 163,8 \cdot 9,81 \cdot 10) = 175749 \text{ Н.} \end{aligned}$$

4.9. РАСЧЕТ КОМПЕНСАТОРОВ

Пример 4.21. Определить напряжение от термических деформаций в трубопроводе диаметром $d_n = 325$ мм у неподвижной опоры B (рис. 4.22) при расчетной температуре теплоносителя $\tau = 150$ °С и температуре окружающей среды при монтаже $t_0 = 0$ °С. Модуль продольной упругости стали $E =$

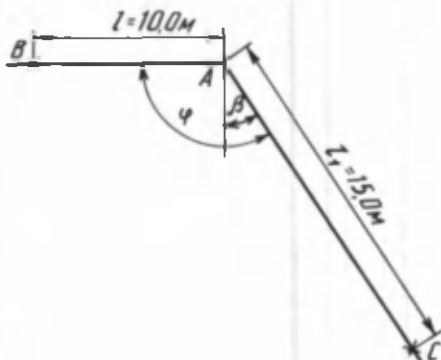


Рис. 4.22. К примеру 4.21

$= 2 \cdot 10^5 \text{ МПа} = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$, а коэффициент линейного удлинения $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{С}$. Допускаемое напряжение изгиба в трубопроводе $\sigma_{\text{доп}} = 80 \text{ МПа}$.

Решение. Линейное удлинение длинного плеча

$$\Delta l = \alpha l_1 (\tau - t_0) = 12 \cdot 10^{-6} \cdot 15 \cdot 150 = 0,027 \text{ м.}$$

При $\beta = 30^\circ$ и $n = l_1/l = 1,5$ находим напряжение у опоры B [6, с. 155...157]:

$$\begin{aligned} \sigma_R &= \frac{\Delta l E d_m}{l^2} \cdot \frac{1,5}{\cos \beta} \left(1 + \frac{1}{n} + \frac{n+3}{(n+1)n} \sin \beta \right) = \\ &= \frac{0,027 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,325}{10^2} \cdot \frac{1,5}{\cos 30^\circ} \left(1 + \frac{1}{1,5} + \frac{1,5+3}{(1,5+1)1,5} \sin 30^\circ \right) = \\ &= 68,9 \text{ МПа} < \sigma_{\text{доп}}. \end{aligned}$$

Пример 4.22. Для П-образного компенсатора из трубы $d_n = 325 \text{ мм}$ с гнутыми отводами радиусом $R = 1 \text{ м}$, вылетом $l = 5 \text{ м}$ (рис. 4.23) определить расчетные усилия и напряжение, если температура теплоносителя $\tau = 130^\circ\text{С}$, а температура наружного воздуха расчетная отопительная $t_{\text{н.о}} = -25^\circ\text{С}$. Допускаемое компенсационное напряжение в трубопроводе $\sigma_{\text{доп}} = 110 \text{ МПа}$.

Решение. Линейное удлинение компенсируемого участка теплопровода при температуре окружающей среды $t_0 = t_{\text{н.о}} = -25^\circ\text{С}$

$$\Delta l = \alpha L (\tau - t_0) = 12 \cdot 10^{-6} \cdot 70 \cdot 155 = 0,13 \text{ м.}$$

Расчет компенсатора производим по методике, изложенной в [6, с. 154...155], [11, с. 275...277].

Находим геометрическую характеристику отвода h при толщине стенки трубы $\delta = 0,008 \text{ м}$ и среднем радиусе $r_{\text{ср}} = (d_n - \delta)/2 = (0,325 - 0,008)/2 = 0,159 \text{ м}$:

$$h = \frac{\delta R}{r_{\text{ср}}^2} = \frac{0,008 \cdot 1}{0,159^2} = 0,32.$$

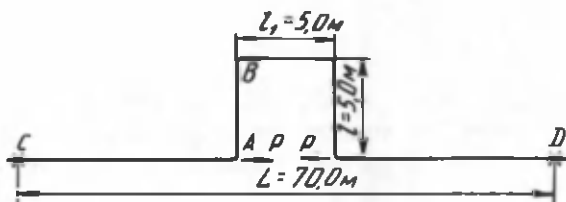


Рис. 4.23. К примеру 4.22

При $h \leq 1$ коэффициент жесткости k определяем по [11, (9.46а)]:

$$k = \frac{h}{1,65} = \frac{0,32}{1,65} = 0,19.$$

Поправочный коэффициент напряжения находим по [11, (9.47)]:

$$m = \frac{0,9}{h^{0,67}} = \frac{0,9}{0,32^{0,67}} = 1,9.$$

Учитывая предварительное растяжение компенсатора,

$$\Delta l_p = \varepsilon \Delta l = 0,5 \cdot 0,13 = 0,065 \text{ м}.$$

Центральный момент инерции сечения трубопровода

$$I = 0,05 (d_{\text{н}}^4 - d_{\text{в}}^4) = 0,05 (0,325^4 - 0,309^4) = 10,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4.$$

Вычисляем

$$\begin{aligned} \int_0^s \frac{y^2 ds}{k} &= \frac{1}{k} (3,14 R l^2 - 2,28 R^2 l + 1,4 R^3) + 0,67 l^3 + l_1 l^2 - \\ &- 4 R l^2 + 2 R^2 l - 1,33 R^3 = \frac{1}{0,19} (3,14 \cdot 1 \cdot 5^2 - 2,28 \cdot 1^2 \cdot 5 + 1,4 \cdot 1^3) + \\ &+ 0,67 \cdot 5^3 + 5 \cdot 5^2 - 4 \cdot 1 \cdot 5^2 + 2 \cdot 1^2 \cdot 5 - 1,33 \cdot 1^3 = 477,5 \text{ м}^3. \end{aligned}$$

Осевое усилие

$$p = \frac{\Delta l_p EI}{\int_0^s \frac{y^2 ds}{k}} = \frac{0,065 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 10,5 \cdot 10^{-5}}{477,5} = 2858 \text{ Н}.$$

Максимальное напряжение в средней части спинки компенсатора ($y = l = 5 \text{ м}$)

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{max}} &= \frac{\Delta l_p E d_{\text{н}} y m}{2 \int_0^s \frac{y^2 ds}{k}} = \frac{0,065 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 0,325 \cdot 5 \cdot 1,9}{2 \cdot 477,5} = 42 \cdot 10^6 \text{ Па} = \\ &= 42 \text{ МПа} < \sigma_{\text{доп}}. \end{aligned}$$

Пример 4.23. Для условий примера 4.22 определить расчетные усилия и напряжение в П-образном компенсаторе при сварных отводах.

Решение. При применении жестких сварных отводов $R = 0$, $k = 1$ и $m = 1$. В этом случае [6, с. 275...277]

$$\int_0^s \frac{y^2 ds}{k} = 0,67 l^3 + l_1 l^2 = 0,67 \cdot 5^3 + 5 \cdot 5^2 = 208 \text{ м}^3.$$

Расчетное осевое усилие

$$P = \frac{\Delta l_p E I}{\int_0^s \frac{y^2 ds}{k}} = \frac{0,065 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 10,5 \cdot 10^{-5}}{208} = 6563 \text{ Н.}$$

Максимальное напряжение в средней части спинки

$$\sigma_{\max} = \frac{\Delta l_p E d_H y}{2 \int_0^s \frac{y^2 ds}{k}} = \frac{0,065 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 0,325 \cdot 5}{2 \cdot 208} = 50,8 \cdot 10^6 \text{ Па} = 50,8 \text{ МПа} < \sigma_{\text{доп}}$$

Таким образом, при применении сварных отводов повышается жесткость компенсатора, а следовательно, осевое усилие и напряжение.

Пример 4.24. Найти напряжение в точках *A* и *B* компенсатора (см. рис. 4.23) по [6, (9.12), (9.19) и (9.20)]. Условия те же, что и в примере 4.22. Отводы у компенсатора сварные.

Решение. Если $n_1 = l_1/l = 5/5 = 1$, а $n_2 = L/l = 70/5 = 14$, то изгибающее напряжение в точке *B*

$$\sigma_B = \frac{\Delta l_p E d_H}{l^2} \frac{1,5}{3n_1 + 2 - \frac{n_1 + 1}{n_2 - n_1 + 1}} = \frac{0,065 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,325}{5^2} \frac{1,5}{3 \cdot 1 + 2 - \frac{1 + 1}{14 - 1 + 1}} = 52,0 \text{ МПа} < \sigma_{\text{доп}}$$

в точке *A*

$$\sigma_A = \frac{\Delta l_p E d_H}{l^2} \frac{1,5}{\frac{(3n_1 + 2)(n_2 - n_1 + 1)}{n_1 + 1} - 1} = \frac{0,065 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,325}{5^2} \frac{1,5}{\frac{(3 \cdot 1 + 2)(14 - 1 + 1)}{1 + 1} - 1} = 7,4 \text{ МПа.}$$

Пример 4.25. Определить вылет компенсатора при бесканальной прокладке, если $\sigma_{\text{доп}} = 110 \text{ МПа}$. Компенсатор выполнен из труб $d_H = 273 \text{ мм}$ со сварными коленами, т.е. $R = 0$, $k = 1$ и $m = 1$. Температура теплоносителя $\tau = 130 \text{ }^\circ\text{C}$, расчетная температура воздуха $t_{\text{н.о}} = -20 \text{ }^\circ\text{C}$. Схема компенсатора представлена на рис. 4.24.

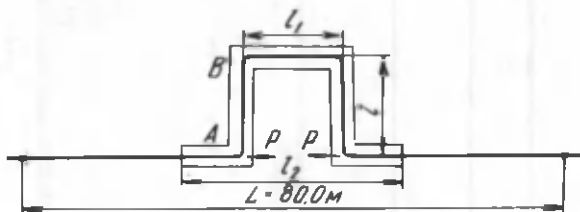


Рис. 4.24. К примеру 4.25

Решение. Принимая $l = l_1$, $l_2 = 2l_1$, получаем $n_1 = l_1/l = 1$, $n_2 = l_2/l = 2$, а $n_2 = 2n_1$. В этом случае $\sigma_A = \sigma_B$.

Расчетное удлинение компенсируемого участка с учетом предварительного растяжения компенсатора

$$\Delta l_p = \alpha L (\tau - t_{н.о}) \varepsilon = 12 \cdot 10^{-6} \cdot 80 \cdot 150 \cdot 0,5 = 0,072 \text{ м.}$$

Определяем c по [6, (9.19)]:

$$c = \frac{1,5}{3n_1 + 2 - \frac{n_1 + 1}{n_2 - n_1 + 1}} = \frac{1,5}{3 \cdot 1 + 2 - \frac{1 + 1}{2 - 1 + 1}} = 0,375.$$

Вылет компенсатора

$$l = \sqrt{\frac{\Delta l_p E d_n^3 c}{\sigma_{доп}}} = \frac{0,072 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,273 \cdot 0,375}{110} = 3,7 \text{ м.}$$

Пример 4.26. Требуется определить напряжение в теплопроводе диаметром $d_n = 325$ мм в точке A (рис. 4.25) при бесканальной прокладке. В месте поворота теплопровод проложен в каналах длиной по 10 м в обе стороны от угла. Расчетные температуры: теплоносителя $\tau = 130$ °С, наружного воздуха при монтаже $t_0 = 0$ °С, $\sigma_{доп} = 110$ МПа.

Решение. Отношение длин компенсируемых участков $n = l_2/l_1 = 1$; $z = L_2/L_1 = 40/30 = 1,33$.

Расчетное удлинение длинного плеча

$$\Delta l_p = \alpha L_1 (\tau - t_0) = 12 \cdot 10^{-6} \cdot 40 \cdot 150 = 0,062 \text{ м.}$$

При $\beta = 30$ ° находим напряжение в сечении A [6, (9.12) и (9.15)]:

$$\begin{aligned} \sigma_A &= \frac{\Delta l_p E d_n^3}{l^2} \frac{15}{\cos \beta} \left[\frac{(n^2 + 2n)(z + \sin \beta) + z \sin \beta + 1}{zn(n+1)} \right] = \\ &= \frac{0,062 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,325}{10^2} \frac{1,5}{\cos 30^\circ} \left[\frac{(1^2 + 2 \cdot 1)(1,33 + \sin 30^\circ) + 1,33 \cdot 1 \cdot (1 + 1)}{1,33 \cdot 1 \cdot (1 + 1)} \right] + \end{aligned}$$

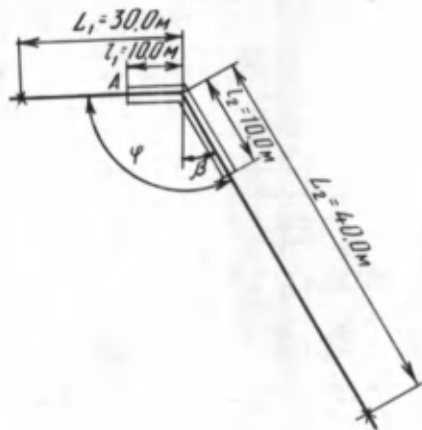


Рис. 4.25. К примеру 4.26

$$+ \frac{1,33 \sin 30^\circ + 1}{1,33 \cdot 1 \cdot (1 + 1)}] = 187,7 \text{ МПа} .$$

Так как напряжение в теплопроводе $\sigma_A > \sigma^{\text{доп}}$, требуется увеличить длину участков каналов по обе стороны от угла поворота.

4.10. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ИЗОЛЯЦИИ

Пример 4.27. Определить эффективность изоляции двухтрубной тепловой сети $d_n = 426$ мм, проложенной в каналах типа КЛс150-90 (размеры см. в прил. 4.). Среднегодовая температура теплоносителя в подающем теплопроводе $\tau_1 = 87^\circ\text{С}$, в обратном $\tau_2 = 48^\circ\text{С}$. Глубина заложения канала $h = 1,1$ м. Грунты — песчаные влажные с температурой на глубине заложения $t_0 = 2^\circ\text{С}$. Изоляция — из минеральной ваты на синтетическом связующем толщиной 0,11 м, коэффициент теплопроводности $\lambda_{\text{и}} = 0,06 \text{ Вт}/(\text{м}^\circ\text{С})$ [15, табл. 13.1]. Покровный слой — из бризола, $\delta = 0,005$ м. Расстояние между осями теплопроводов по горизонтали $a = 0,66$ м (рис. 4.26).

Р е ш е н и е. По выражению [17, (9.15а)] определяем эквивалентные наружный и внутренний диаметры канала:

$$d_{\text{н.э}} = \frac{4 \cdot 1,74 \cdot 1,07}{2(1,74 + 1,07)} = 1,325 \text{ м} ;$$

$$d_{\text{в.э}} = \frac{4 \cdot 1,5 \cdot 0,9}{2(1,5 + 0,9)} = 1,125 \text{ м} .$$

Коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности канала и наружной бризола принимаем $\alpha = 8,15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ [15, с. 263]. Термическое сопротивление на внутренней поверхности канала

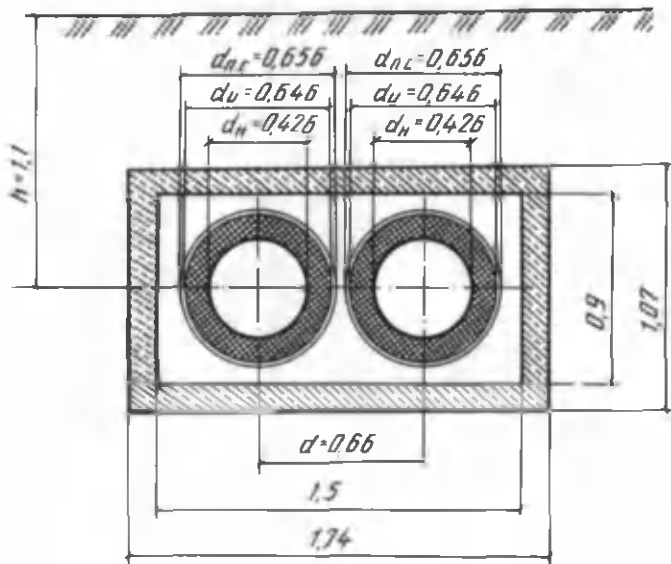


Рис. 4.26. Схема двухтрубного теплопровода в канале КЛс150-90 (все размеры даны в метрах)

$$R_{п.к} = \frac{1}{\pi d_{в.э} a} = \frac{1}{3,14 \cdot 1,125 \cdot 8,15} = 0,035 \text{ м}^{\circ}\text{C/Вт}.$$

Приняв коэффициент теплопроводности конструкции канала $\lambda_{к} = 2,04 \text{ Вт/(м}^{\circ}\text{C)}$, находим термическое сопротивление его стенок

$$R_{к} = \frac{1}{2\pi\lambda_{к}} \ln \frac{d_{н.э}}{d_{в.э}} = \frac{1}{6,28 \cdot 2,04} \ln \frac{1,325}{1,125} = 0,0128 \text{ м}^{\circ}\text{C/Вт}.$$

Термическое сопротивление грунта при коэффициенте теплопроводности $\lambda_{гр} = 1,92 \text{ Вт/(м}^{\circ}\text{C)}$ [15, табл. 13.3]

$$R_{гр} = \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \frac{4h}{d_{н.э}} = \frac{1}{6,28 \cdot 1,92} \ln \frac{4 \cdot 1,1}{1,325} = 0,0995 \text{ м}^{\circ}\text{C/Вт}.$$

Общее термическое сопротивление

$$R_{о} = R_{к} + R_{п.к} + R_{гр} = 0,0128 + 0,035 + 0,0995 = 0,147 \text{ м}^{\circ}\text{C/Вт}.$$

При одинаковых диаметрах подающего и обратного теплопроводов и одинаковой толщине слоя изоляции термическое сопротивление основного слоя изоляции для каждой трубы

$$R_{и} = \frac{1}{2\pi\lambda_{и}} \ln \frac{d_{и}}{d_{н}} = \frac{1}{6,28 \cdot 0,06} \ln \frac{0,646}{0,426} = 1,105 \text{ м}^{\circ}\text{C/Вт},$$

где $d_{и}$ — наружный диаметр теплопровода с учетом слоя изоляции.

Термическое сопротивление покровного слоя для каждой трубы

$$R_{п.с} = \frac{1}{2\pi\lambda_{п.с}} \ln \frac{d_{п.с}}{d_{н}} = \frac{1}{6,28 \cdot 0,175} \ln \frac{0,656}{0,646} = 0,014 \text{ м}^{\circ}\text{C/Вт},$$

где $\lambda_{п.с}$ — коэффициент теплопроводности бризола, $\lambda_{п.с} = 0,175 \text{ Вт}/(\text{м}^{\circ}\text{C})$ [15, табл. 13.1]; $d_{п.с}$ — наружный диаметр теплопровода с учетом покровного слоя.

Термическое сопротивление поверхности бризольного покрытия для каждой трубы

$$R_{п.п} = \frac{1}{\pi d_{п.с} \alpha} = \frac{1}{3,14 \cdot 0,656 \cdot 8,15} = 0,0596 \text{ м}^{\circ}\text{C/Вт}.$$

Суммарное термическое сопротивление каждой трубы

$$\Sigma R = R_{н} + R_{п.с} + R_{п.п} = 1,105 + 0,014 + 0,0596 = 1,179 \text{ м}^{\circ}\text{C/Вт}.$$

По [18, (X.21)] находим температуру воздуха в канале

$$t_{к} = \frac{\frac{\tau_1}{\Sigma R} + \frac{\tau_2}{\Sigma R} + \frac{t_0}{R_0}}{\frac{1}{\Sigma R} + \frac{1}{\Sigma R} + \frac{1}{R_0}} = \frac{\frac{87}{1,179} + \frac{48}{1,179} + \frac{2}{0,147}}{\frac{1}{1,179} + \frac{1}{1,179} + \frac{1}{0,147}} = 15,07 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Удельные теплотери изолированными подающим и обратным теплопроводами:

$$q_1 = \frac{\tau_1 - t_{к}}{\Sigma R} = \frac{87 - 15,07}{1,179} = 61 \text{ Вт/м};$$

$$q_2 = \frac{\tau_2 - t_{к}}{\Sigma R} = \frac{48 - 15,07}{1,179} = 27,9 \text{ Вт/м}.$$

Суммарные удельные теплотери $q^{\text{н}} = q_1 + q_2 = 61 + 27,9 = 88,9 \text{ Вт/м}$. Термическое сопротивление на поверхности неизолированного теплопровода

$$R_{н} = \frac{1}{\pi d_{н} \alpha} = \frac{1}{3,14 \cdot 0,426 \cdot 8,15} = 0,0917 \text{ м}^{\circ}\text{C/Вт}.$$

Температура воздуха в канале при неизолированных теплопроводах

$$t_{к}^{\text{н}} = \frac{\frac{87}{0,0917} + \frac{48}{0,0917} + \frac{2}{0,147}}{\frac{1}{0,0917} + \frac{1}{0,0917} + \frac{1}{0,147}} = 51,9 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Удельные теплотери неизолированными подающим и обратным теплопроводами:

$$q_1^H = \frac{87 - 51,9}{0,0917} = 382,7 \text{ Вт/м};$$

$$q_2^H = \frac{48 - 51,9}{0,0917} = -42,5 \text{ Вт/м}.$$

Суммарные теплотери неизолрованными теплопроводами

$$q^H = q_1^H + q_2^H = 382,7 - 42,5 = 340,2 \text{ Вт/м}.$$

Эффективность тепловой изоляции.

$$\eta = \frac{q^H - q^H}{q^H} 100 = \frac{340,2 - 88,9}{340,2} 100 = 74 \%$$

Пример 4.28. Для данных примера 4.27 определить толщину тепловой изоляции по нормируемым тепловым потерям в теплопроводах.

Решение. Расчет производим по методике, изложенной в [15, с. 259... 263]. Нормируемые теплотери теплопроводов $d_H = 426 \text{ мм}$ при $\tau_1 = 87^\circ\text{C}$, $\tau_2 = 48^\circ\text{C}$ и $t_o = 2^\circ\text{C}$ составляют $q_1 = 140,36 \text{ Вт/м}$ и $q_2 = 97,23 \text{ Вт/м}$. Находим термическое сопротивление теплопроводов:

подающего

$$\Sigma R_1 = \frac{\tau_1 - t_o}{q_1} = \frac{87 - 2}{140,36} = 0,606 \text{ м}^2\text{C/Вт};$$

обратного

$$\Sigma R_2 = \frac{\tau_2 - t_o}{q_2} = \frac{48 - 2}{97,23} = 0,473 \text{ м}^2\text{C/Вт}.$$

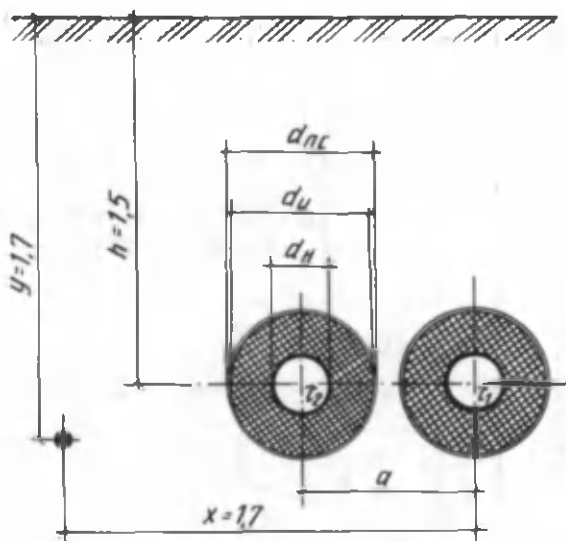


Рис. 4.27. Схема двухтрубного теплопровода при бесканальной прокладке

Согласно произведенным расчетам (см. пример 4.27), термическое сопротивление канала $R_{\kappa} = 0,0128 \text{ м}^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$, на внутренней поверхности канала $R_{\text{п.к}} = 0,035 \text{ м}^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$ и грунта $R_{\text{гр}} = 0,0995 \text{ м}^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$.

Для определения термических сопротивлений покровного слоя и на его поверхности примем предварительно толщину основного слоя изоляции из минераловатных изделий $\delta_{\text{и}} = 0,04 \text{ м}$ при $\lambda_{\text{и}} = 0,077 \text{ Вт}/(\text{м}^{\circ}\text{C})$ и толщину покровного слоя из бризола $\delta = 0,005 \text{ м}$ при $\lambda_{\text{п.с}} = 0,175 \text{ Вт}/(\text{м}^{\circ}\text{C})$

$$R_{\text{п.с}} = \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{п.с}}} \ln \frac{d_{\text{п.с}}}{d_{\text{и}}} = \frac{1}{6,28 \cdot 0,175} \ln \frac{0,516}{0,506} = 0,0178 \text{ м}^{\circ}\text{C}/\text{Вт}.$$

Термическое сопротивление на поверхности покровного слоя при коэффициенте теплоотдачи на поверхности $\alpha = 8,15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$

$$R_{\text{п.п}} = \frac{1}{\pi d_{\text{п.с}} \alpha} = \frac{1}{3,14 \cdot 0,516 \cdot 8,15} = 0,0757 \text{ м}^{\circ}\text{C}/\text{Вт}.$$

Определяем термическое сопротивление слоя изоляции подающего и обратного теплопроводов:

$$\begin{aligned} R_{\text{и1}} &= \Sigma R_1 - R_{\text{п.с}} - R_{\text{п.п}} - R_{\text{п.к}} - R_{\kappa} - R_{\text{гр}} = \\ &= 0,606 - 0,0178 - 0,0757 - 0,035 - 0,0128 - 0,0995 = 0,365 \text{ м}^{\circ}\text{C}/\text{Вт}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_{\text{и2}} &= \Sigma R_2 - R_{\text{п.с}} - R_{\text{п.п}} - R_{\text{п.к}} - R_{\kappa} - R_{\text{гр}} = \\ &= 0,473 - 0,0178 - 0,0757 - 0,035 - 0,0128 - 0,0995 = 0,232 \text{ м}^{\circ}\text{C}/\text{Вт}. \end{aligned}$$

Находим толщину основного теплоизоляционного слоя для подающего и обратного теплопроводов:

$$\begin{aligned} \delta_{\text{и1}} &= d_{\text{и}} \frac{e^{2\pi\lambda_{\text{и}}R_{\text{и1}}} - 1}{2} = 426 \frac{e^{6,28 \cdot 0,077 \cdot 0,365} - 1}{2} = \\ &= 41,2 \text{ мм} = 0,041 \text{ м}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \delta_{\text{и2}} &= d_{\text{и}} \frac{e^{2\pi\lambda_{\text{и}}R_{\text{и2}}} - 1}{2} = 426 \frac{e^{6,28 \cdot 0,077 \cdot 0,232} - 1}{2} = \\ &= 25,3 \text{ мм} = 0,025 \text{ м}. \end{aligned}$$

Полученная толщина слоя тепловой изоляции подающего теплопровода близка к принятой в расчетах.

Пример 4.29. По нормируемым тепловым потерям определить толщину битумоперлитной тепловой изоляции двух теплопроводов $d_{\text{и}} = 273 \text{ мм}$ при бесканальной прокладке в сухих грунтах. Коэффициент теплопроводности битумоперлита $\lambda_{\text{и}} = 0,105 \text{ Вт}/(\text{м}^{\circ}\text{C})$ [5, табл. 6-5]. Среднегодовая температура теплоносителя в подающей и обратной магистралях соответственно $\tau_1 = 87^{\circ}\text{C}$, $\tau_2 = 48^{\circ}\text{C}$, температура грунта на глубине заложения $h = 1,5 \text{ м}$ $t_0 = 2^{\circ}\text{C}$. Тепловая изоляция имеет покровный слой из бризола толщиной $\delta_{\text{п}} = 0,006 \text{ м}$ (рис. 4.27). Коэффициент теплопроводности бризола $\lambda_{\text{бр}} = 0,175 \text{ Вт}/(\text{м}^{\circ}\text{C})$ [15, табл. 13.1].

Р е ш е н и е. Нормируемые удельные потери теплоты для заданных условий: в подающем теплопроводе $q_1 = 104,7$ Вт/м, в обратном $q_2 = 69,8$ Вт/м (прил. 7).

Находим термическое сопротивление подающего и обратного теплопроводов:

$$\Sigma R_1 = \frac{\tau_1 - t_0}{q_1} = \frac{87 - 2}{104,7} = 0,812 \text{ м} \cdot \text{°C/Вт};$$

$$\Sigma R_2 = \frac{\tau_2 - t_0}{q_2} = \frac{48 - 2}{69,8} = 0,659 \text{ м} \cdot \text{°C/Вт}.$$

В качестве изоляции принимаем битумоперлитный слой толщиной $\delta_n = 0,045$ м для подающего и $\delta_o = 0,012$ м для обратного теплопроводов. Диаметры теплопроводов с учетом:

слоя изоляции из битумоперлита

$$d_{н1} = 0,273 + 0,045 \cdot 2 = 0,363 \text{ м};$$

$$d_{н2} = 0,273 + 0,012 \cdot 2 = 0,297 \text{ м};$$

покровного слоя из бризола

$$d_{п.с1} = 0,363 + 0,006 \cdot 2 = 0,375 \text{ м};$$

$$d_{п.с2} = 0,297 + 0,006 \cdot 2 = 0,309 \text{ м}.$$

Термическое сопротивление покровного слоя подающего и обратного теплопроводов:

$$R_{п.с1} = \frac{1}{2\pi\lambda_{бр}} \ln \frac{d_{п.с1}}{d_{н1}} = \frac{1}{6,28 \cdot 0,175} \ln \frac{0,375}{0,363} = 0,0296 \text{ м} \cdot \text{°C/Вт};$$

$$R_{п.с2} = \frac{1}{2\pi\lambda_{бр}} \ln \frac{d_{п.с2}}{d_{н2}} = \frac{1}{6,28 \cdot 0,175} \ln \frac{0,309}{0,297} = 0,036 \text{ м} \cdot \text{°C/Вт}.$$

Определяем термическое сопротивление грунта для подающего и обратного теплопроводов, приняв коэффициент теплопроводности $\lambda_{гр} = 1,75$ Вт/(м·°C) [15, табл. 13.3]:

$$R_{гр1} = \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \frac{4h}{d_{п.с1}} = \frac{1}{6,28 \cdot 1,75} \ln \frac{4 \cdot 1,5}{0,375} = 0,252 \text{ м} \cdot \text{°C/Вт};$$

$$R_{гр2} = \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \frac{4h}{d_{п.с2}} = \frac{1}{6,28 \cdot 1,75} \ln \frac{4 \cdot 1,5}{0,309} = 0,27 \text{ м} \cdot \text{°C/Вт}.$$

По [15, (13.18)] находим коэффициенты:

$$\Psi_1 = q_2/q_1 = 69,8/104,7 = 0,667; \Psi_2 = 1/\Psi_1 = 1/0,667 = 1,5.$$

Задавшись расстоянием между осями теплопроводов $a = 0,54$ м, рассчитываем дополнительное термическое сопротивление от взаимного влияния теплопроводов [15, (13.11)]:

$$R_{01} = \Psi_1 \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2h}{a}\right)^2} =$$

$$= 0,667 \frac{1}{6,28 \cdot 1,75} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot 1,5}{0,54}\right)^2} = 0,105 \text{ м}^{\circ}\text{С/Вт};$$

$$R_{02} = \Psi_2 \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2h}{a}\right)^2} =$$

$$= 1,5 \frac{1}{6,28 \cdot 1,75} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot 1,5}{0,54}\right)^2} = 0,236 \text{ м}^{\circ}\text{С/Вт}.$$

Термическое сопротивление изоляционных слоев подающего и обратного теплопроводов:

$$R_{и1} = \Sigma R_1 - R_{гр1} - R_{п.с1} - R_{01} =$$

$$= 0,812 - 0,252 - 0,0296 - 0,105 = 0,42 \text{ м}^{\circ}\text{С/Вт};$$

$$R_{и2} = \Sigma R_2 - R_{гр2} - R_{п.с2} - R_{02} =$$

$$= 0,659 - 0,27 - 0,036 - 0,236 = 0,117 \text{ м}^{\circ}\text{С/Вт}.$$

Определяем толщину слоя изоляции для подающего и обратного теплопроводов:

$$\delta_{и1} = d_n \frac{e^{2\pi\lambda_n R_{и1}} - 1}{2} = 273 \frac{e^{6,28 \cdot 0,105 \cdot 0,42} - 1}{2} =$$

$$= 44,8 \text{ мм} = 0,044 \text{ м};$$

$$\delta_{и2} = d_n \frac{e^{2\pi\lambda_n R_{и2}} - 1}{2} = 273 \frac{e^{6,28 \cdot 0,105 \cdot 0,117} - 1}{2} =$$

$$= 11 \text{ мм} = 0,011 \text{ м}.$$

Полученные значения близки принятым в расчетах.

Пример 4.30. Определить температуру грунта возле электрокабеля, проложенного на расстоянии $x = 1,7$ м от оси подающего теплопровода на глубине $y = 1,7$ м. Условия прокладки теплопровода $d_n = 273$ мм принять из примера 4.29. Максимальная температура теплоносителя в подающем и обратном теплопроводах соответственно $\tau_1 = 120$ °С и $\tau_2 = 60$ °С (см. рис. 4.27).

Решение. Термическое сопротивление слоя изоляции, покровного слоя и грунта для подающего и обратного теплопроводов соответственно составляет (см. пример 4.29): $R_{и1} = 0,42 \text{ м}^{\circ}\text{С/Вт}$, $R_{п.с1} = 0,0296 \text{ м}^{\circ}\text{С/Вт}$, $R_{гр1} =$

$= 0,252 \text{ м}^\circ\text{С/Вт}$, $R_{и2} = 0,177 \text{ м}^\circ\text{С/Вт}$, $R_{п.с2} = 0,036 \text{ м}^\circ\text{С/Вт}$, $R_{гр2} = 0,27 \text{ м}^\circ\text{С/Вт}$. Дополнительное условное термическое сопротивление

$$R_y = \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2h}{a}\right)^2} =$$

$$= \frac{1}{6,28 \cdot 1,75} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot 1,5}{0,54}\right)^2} = 0,157 \text{ м}^\circ\text{С/Вт}.$$

Полное термическое сопротивление подающего и обратного теплопроводов:

$$\Sigma R_1 = R_{и1} + R_{п.с1} + R_{гр1} =$$

$$= 0,42 + 0,0296 + 0,252 = 0,7116 \text{ м}^\circ\text{С/Вт};$$

$$\Sigma R_2 = R_{и2} + R_{п.с2} + R_{гр2} =$$

$$= 0,117 + 0,036 + 0,27 = 0,423 \text{ м}^\circ\text{С/Вт}.$$

По [18, (X.16), (X.17)] находим удельные теплотери в подающем и обратном теплопроводах:

$$q_1 = \frac{(\tau_1 - t_o) \Sigma R_2 - (\tau_2 - t_o) R_y}{\Sigma R_1 \cdot \Sigma R_2 - R_y^2} =$$

$$= \frac{(120 - 2) \cdot 0,423 - (60 - 2) \cdot 0,157}{0,7116 \cdot 0,423 - 0,157^2} = 147,64 \text{ Вт/м};$$

$$q_2 = \frac{(\tau_2 - t_o) \Sigma R_1 - (\tau_1 - t_o) R_y}{\Sigma R_1 \cdot \Sigma R_2 - R_y^2} =$$

$$= \frac{(60 - 2) \cdot 0,7116 - (120 - 2) \cdot 0,157}{0,7116 \cdot 0,423 - 0,157^2} = 82,29 \text{ Вт/м}.$$

Температура грунта в месте прокладки электрокабеля [18, (X.9)]

$$t = t_o + \frac{q_1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \sqrt{\frac{x^2 + (y+h)^2}{x^2 + (y-h)^2}} +$$

$$+ \frac{q_2}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \sqrt{\frac{(x-a)^2 + (y+h)^2}{(x-a)^2 + (y-h)^2}} =$$

$$= 2 + \frac{147,64}{6,28 \cdot 1,75} \ln \sqrt{\frac{1,7^2 + (1,7+1,5)^2}{1,7^2 + (1,7-1,5)^2}} +$$

$$+ \frac{82,29}{6,28 \cdot 1,75} \ln \sqrt{\frac{(1,7-0,54)^2 + (1,7+1,5)^2}{(1,7-0,54)^2 + (1,7-1,5)^2}} = 20 \text{ }^\circ\text{С},$$

что меньше нормируемой $t_n = 40 \text{ }^\circ\text{С}$.

Пример 4.31. Определить эффективность тепловой изоляции теплопроводов $d_H = 159$ мм, проложенных надземным способом на низких опорах. Тепловая изоляция выполнена из минераловатных изделий на синтетическом связующем толщиной $\delta_H = 0,06$ м при покровном слое из гофрированного альфоля ($\delta_{п.с} = 0,0005$ м). Среднегодовая температура наружного воздуха $t_o = 3$ °С, теплоносителя в подающей магистрали $\tau_1 = 87$ °С, в обратной $\tau_2 = 48$ °С.

Решение. Принимаем коэффициенты теплопроводности для изоляции $\lambda_H = 0,077$ Вт/(м·°С) и для покровного слоя $\lambda_{п.с} = 0,069$ Вт/(м·°С) [15, табл. 13.1]. Термическое сопротивление изоляции

$$R_H = \frac{1}{2\pi\lambda_H} \ln \frac{d_H}{d_H} = \frac{1}{6,28 \cdot 0,077} \ln \frac{0,279}{0,159} = 1,16 \text{ м}^2\text{°С/Вт}.$$

Определяем термическое сопротивление покровного слоя

$$R_{п.с} = \frac{1}{2\pi\lambda_{п.с}} \ln \frac{d_{п.с}}{d_H} = \frac{1}{6,28 \cdot 0,069} \ln \frac{0,280}{0,279} = 0,0083 \text{ м}^2\text{°С/Вт}.$$

По [18, (X.5)] находим коэффициент теплоотдачи на поверхности теплопроводов

$$\alpha_H = 11,6 + 7\sqrt{9} = 32,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}.$$

Термическое сопротивление на наружной поверхности покровного слоя

$$R_{п.п} = \frac{1}{\pi d_{п.с} \alpha} = \frac{1}{3,14 \cdot 0,28 \cdot 32,6} = 0,035 \text{ м}^2\text{°С/Вт}.$$

Суммарное термическое сопротивление теплопроводов

$$\Sigma R = R_H + R_{п.с} + R_{п.п} = 1,16 + 0,0083 + 0,035 = 1,208 \text{ м}^2\text{°С/Вт}.$$

Удельные тепловые потери подающим и обратным теплопроводами:

$$q_1 = \frac{\tau_1 - t_o}{\Sigma R} = \frac{87 - 3}{1,208} = 69,81 \text{ Вт/м};$$

$$q_2 = \frac{\tau_2 - t_o}{\Sigma R} = \frac{48 - 3}{1,208} = 37,4 \text{ Вт/м}.$$

Термическое сопротивление на поверхности теплопроводов при условии отсутствия изоляции

$$R_H^H = \frac{1}{\pi d_H \alpha} = \frac{1}{3,14 \cdot 0,159 \cdot 32,6} = 0,061 \text{ м}^2 \text{°С/Вт}.$$

Оно равно термическому сопротивлению неизолированных теплопроводов (подающего и обратного) $\Sigma R_1^H = \Sigma R_2^H = 0,061 \text{ м}^2\text{°С/Вт}$. Удельные теплотери неизолированных теплопроводов:

$$q_1^H = \frac{\tau_1 - t_0}{\Sigma R_1^H} = \frac{87 - 3}{0,061} = 1377 \text{ Вт/м};$$

$$q_2^H = \frac{\tau_2 - t_0}{\Sigma R_2^H} = \frac{48 - 3}{0,061} = 737 \text{ Вт/м}.$$

Эффективность тепловой изоляции подающего и обратного теплопроводов:

$$\eta_1 = \frac{q_1^H - q_1}{q_1^H} 100 = \frac{1377 - 69,81}{1377} 100 = 95 \%;$$

$$\eta_2 = \frac{q_2^H - q_2}{q_2^H} 100 = \frac{737 - 37,40}{737} 100 = 95 \%.$$

Пример 4.32. Определить эффективность битумоперлитной изоляции двухтрубной тепловой сети с диаметрами теплопроводов $d_n = 273$ мм при бесканальной прокладке. Среднегодовая температура теплоносителя $\tau_1 = 87$ °С, $\tau_2 = 48$ °С. Глубина заложения теплопровода $h = 1,5$ м. Грунты песчаные сухие с температурой на глубине заложения $t_0 = 2$ °С. Покровный слой выполнен из бризола толщиной 0,005 м. Расстояние между осями теплопроводов по горизонтали $a = 0,7$ м.

Решение. Задав шись толщиной битумоперлитной изоляции 0,15 м для каждой трубы, определяем наружный диаметр теплопроводов с изоляцией: $d_n = 0,273 + 2 \cdot 0,15 = 0,573$ м.

Термическое сопротивление слоя изоляции при коэффициенте теплопроводности битумоперлита $\lambda_n = 0,105$ Вт/(м·°С) [5, табл. 6-5]

$$R_n = \frac{1}{2\pi\lambda_n} \ln \frac{d_n}{d_n} = \frac{1}{6,28 \cdot 0,105} \ln \frac{0,573}{0,273} = 1,124 \text{ м}^{\circ}\text{С/Вт}.$$

Наружный диаметр теплопроводов с учетом покровного слоя из бризола $d_{п.с} = d_n + 2\delta_{п.с} = 0,573 + 2 \cdot 0,005 = 0,583$ м.

Приняв коэффициент теплопроводности бризола $\lambda_{п.с} = 0,175$ Вт/(м·°С) [15, табл. 13.1], определяем термическое сопротивление покровного слоя

$$R_{п.с} = \frac{1}{2\pi\lambda_{п.с}} \ln \frac{d_{п.с}}{d_n} = \frac{1}{6,28 \cdot 0,175} \ln \frac{0,583}{0,573} = 0,0157 \text{ м}^{\circ}\text{С/Вт}.$$

Термическое сопротивление грунта при коэффициенте теплопроводности $\lambda_{гр} = 1,75$ Вт/(м·°С) [15, табл. 13.3]

$$R_{гр} = \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \frac{4h}{d_{п.с}} = \frac{1}{6,28 \cdot 1,75} \ln \frac{4 \cdot 1,5}{0,583} = 0,212 \text{ м}^{\circ}\text{С/Вт}.$$

Суммарное термическое сопротивление для подающего и обратного теплопроводов

$$\Sigma R = R_n + R_{п.с} + R_{гр} = 1,124 + 0,0157 + 0,212 = 1,352 \text{ м}^{\circ}\text{С/Вт}.$$

Взаимное влияние температурных полей теплопроводов при бесканальной прокладке учитывается условным термическим сопротивлением [18, (X.15)]:

$$R_y = \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2h}{a}\right)^2} =$$

$$= \frac{1}{6,28 \cdot 1,75} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot 1,5}{0,7}\right)^2} = 0,135 \text{ м}^{\circ}\text{C/Вт}.$$

Определяем удельные потери теплоты подающим и обратным теплопроводами по [18, (X.16) и (X.17)]:

$$q_1 = \frac{(\tau_1 - t_0) \Sigma R - (\tau_2 - t_0) R_y}{\Sigma R^2 - R_y^2} =$$

$$= \frac{(87 - 2) 1,352 - (48 - 2) 0,135}{1,352^2 - 0,135^2} = 60,07 \text{ Вт/м};$$

$$q_2 = \frac{(\tau_2 - t_0) \Sigma R - (\tau_1 - t_0) R_y}{\Sigma R^2 - R_y^2} =$$

$$= \frac{(48 - 2) 1,352 - (87 - 2) 0,135}{1,352^2 - 0,135^2} = 28,03 \text{ Вт/м}.$$

Суммарные удельные теплотери двух изолированных теплопроводов

$$q^H = q_1 + q_2 = 60,07 + 28,03 = 88,1 \text{ Вт/м}.$$

Термическое сопротивление грунта при неизолрированных теплопроводах

$$R_{гр.н} = \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \frac{4h}{d_n} = \frac{1}{6,28 \cdot 1,75} \ln \frac{4 \cdot 1,5}{0,273} = 0,281 \text{ м}^{\circ}\text{C/Вт}.$$

Удельные теплотери подающего и обратного неизолрированных теплопроводов:

$$q_1^H = \frac{(\tau_1 - t_0) R_{гр.н} - (\tau_2 - t_0) R_y}{R_{гр.н}^2 - R_y^2} =$$

$$= \frac{(87 - 2) 0,281 - (48 - 2) 0,135}{0,281^2 - 0,135^2} = 291,04 \text{ Вт/м};$$

$$q_2^H = \frac{(\tau_2 - t_0) R_{гр.н} - (\tau_1 - t_0) R_y}{R_{гр.н}^2 - R_y^2} =$$

$$= \frac{(48 - 2) 0,281 - (87 - 2) 0,135}{0,281^2 - 0,135^2} = 23,83 \text{ Вт/м}.$$

Суммарные удельные теплотехники двух неизолированных теплопроводов

$$q^H = q_1^H + q_2^H = 291,04 + 23,83 = 314,87 \text{ Вт/м.}$$

Эффективность тепловой изоляции

$$\eta = \frac{q_H - q^H}{q^H} 100 = \frac{314,87 - 88,1}{314,87} 100 = 72 \%$$

4.11. ТЕПЛОВОЙ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВОДОНАГРЕВАТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК СИСТЕМ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Пример 4.33. Произвести тепловой и гидравлический расчеты водоподогревательной установки системы горячего водоснабжения, присоединенной по двухступенчатой смешанной схеме (рис. 4.28). Тепловая нагрузка на отопление $Q_0 = 800 \text{ кВт}$, на горячее водоснабжение $Q_{г.в}^{\max} = 720 \text{ кВт}$. Температура сетевой воды, соответствующая точке излома графика, $\tau_{1,0}'' = 70 \text{ }^\circ\text{C}$, $\tau_{2,0}'' = 42 \text{ }^\circ\text{C}$.

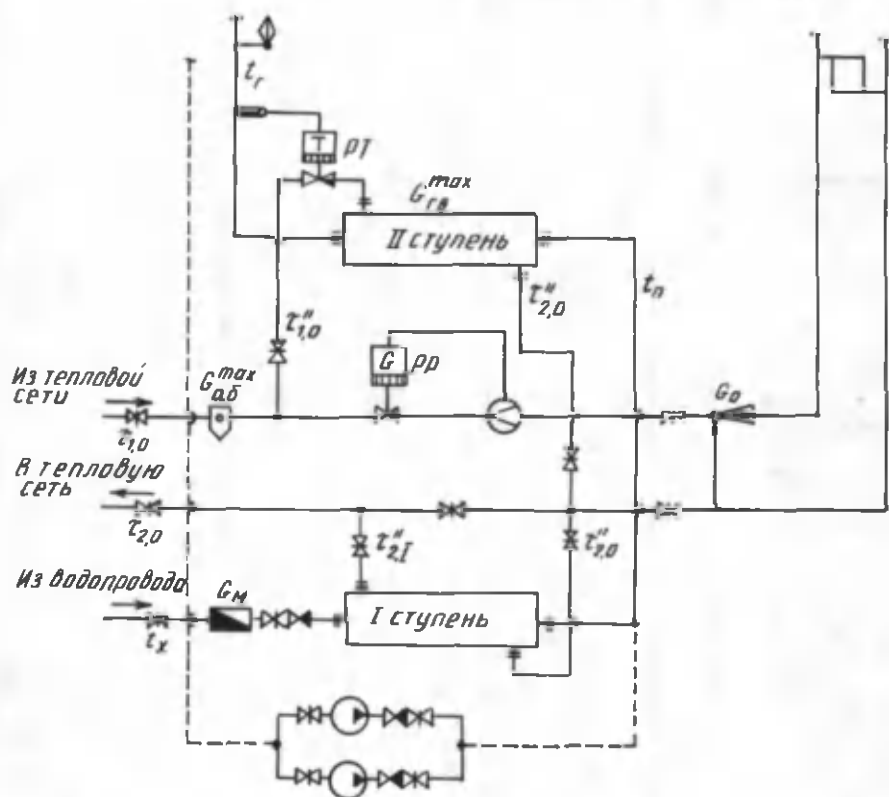


Рис. 4.28. Двухступенчатая смешанная схема водоподогревательной установки горячего водоснабжения

Температура холодной и горячей воды $t_x = 5^\circ\text{C}$, $t_r = 60^\circ\text{C}$. Расчетная температура сетевой воды $\tau'_{1,0} = 150^\circ\text{C}$, $\tau'_{2,0} = 70^\circ\text{C}$.

Р е ш е н и е. В зимний период расход сетевой воды на отопление [18, (IV.31)]

$$G_o = \frac{Q_o \cdot 3600}{c (\tau'_{1,0} - \tau'_{2,0})} = \frac{800 \cdot 3600}{4,19 (150 - 70)} = 8591,9 \text{ кг/ч};$$

на горячее водоснабжение [10, (22)]

$$G_{г.в} = \frac{0,55 \cdot Q_{г.в}^{\max} \cdot 3600}{c (\tau''_{1,0} - \tau''_{2,0})} = \frac{0,55 \cdot 720 \cdot 3600}{4,19 (70 - 42)} = 12151,4 \text{ кг/ч}.$$

Расчетный расход на абонентский ввод

$$G_{аб}^{\max} = G_o + G_{г.в}^{\max} = 8591,1 + 12151,4 = 20742,5 \text{ кг/ч}.$$

Расход нагреваемой воды для горячего водоснабжения

$$G_M = \frac{Q_{г.в}^{\max} \cdot 3600}{c (t_r - t_x)} = \frac{720 \cdot 3600}{4,19 (60 - 5)} = 11247,6 \text{ кг/ч}.$$

Температура нагреваемой воды на выходе из подогревателя первой ступени [18, (V.16)] $t_{II} = \tau''_{2,0} - 5 = 42 - 5 = 37^\circ\text{C}$.

Теплопроизводительность водоподогревателей второй и первой ступеней:

$$Q_{II}^{\max} = Q_{г.в}^{\max} \frac{t_r - t_{II}}{t_r - t_x} = 720 \frac{60 - 37}{60 - 5} = 301,1 \text{ кВт};$$

$$Q_I^{\max} = Q_{г.в}^{\max} - Q_{II}^{\max} = 720 - 301,1 = 418,9 \text{ кВт}.$$

Температура сетевой воды на выходе из подогревателя первой ступени [18, (V.18)]

$$\tau''_{2,1} = \tau''_{2,0} - \frac{Q_I^{\max} \cdot 3600}{c G_{аб}^{\max}} = 42 - \frac{418,9 \cdot 3600}{4,19 \cdot 20742,5} = 24,6^\circ\text{C}.$$

Среднелогарифмические разности температур между греющим и нагреваемым теплоносителями в подогревателях первой и второй ступеней:

$$\Delta t_{ср1} = \frac{(\tau''_{2,1} - t_x) - (\tau''_{2,0} - t_{II})}{\ln \frac{\tau''_{2,1} - t_x}{\tau''_{2,0} - t_{II}}} = \frac{(24,6 - 5) - (42 - 37)}{\ln \frac{24,6 - 5}{42 - 37}} = 10,7^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_{\text{срII}} = \frac{(\tau''_{1,0} - t_{\Gamma}) - (\tau''_{2,0} - t_{\Pi})}{\ln \frac{\tau''_{1,0} - t_{\Gamma}}{\tau''_{2,0} - t_{\Pi}}} = \frac{(70 - 60) - (42 - 37)}{\ln \frac{70 - 60}{42 - 37}} = 7,2 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Средние температуры сетевой и нагреваемой воды в подогревателях первой и второй ступеней:

$$\tau_{\text{срI}} = \frac{\tau''_{2,0} + \tau''_{2,1}}{2} = \frac{42 + 24,6}{2} = 33,3 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t_{\text{срI}} = \frac{t_{\Pi} + t_{\text{X}}}{2} = \frac{37 + 5}{2} = 21 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\tau_{\text{срII}} = \frac{\tau''_{1,0} + \tau''_{2,0}}{2} = \frac{70 + 42}{2} = 56 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t_{\text{срII}} = \frac{t_{\Gamma} + t_{\Pi}}{2} = \frac{60 + 37}{2} = 48,5 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Задавшись скоростью нагреваемой воды $w_{\text{тр}} = 1 \text{ м/с}$, определяем требуемую площадь живого сечения трубного пространства подогревателя

$$f_{\text{тр}} = \frac{G_{\text{м}}}{3600 w_{\text{тр}} 10^3} = \frac{11247,6}{3600 \cdot 1 \cdot 10^3} = 0,0031 \text{ м}^2.$$

К установке принимаем скоростной водоподогреватель типа 08 ОСТ 34-588-68 с техническими данными: длина секции $l = 4000 \text{ мм}$, внутренний диаметр корпуса $D_{\text{в}} = 106 \text{ мм}$, площадь поверхности нагрева одной секции $F_{\text{сек}} = 3,54 \text{ м}^2$, диаметр трубок $d_{\text{н}}/d_{\text{в}} = 16/14 \text{ мм}$, количество трубок $n = 19$, площадь живого сечения межтрубного пространства $f_{\text{м.тр}} = 0,005 \text{ м}^2$, трубного пространства $f_{\text{тр}} = 0,00293 \text{ м}^2$.

Эквивалентный диаметр межтрубного пространства

$$d_{\text{э}} = \frac{D_{\text{в}}^2 - n d_{\text{н}}^2}{D_{\text{в}} + n d_{\text{н}}} = \frac{106^2 - 19 \cdot 16^2}{106 + 19 \cdot 16} = 15,5 \text{ мм} = 0,0155 \text{ м}.$$

Действительная скорость нагреваемой воды в трубках подогревателя

$$w_{\text{тр}} = \frac{G_{\text{м}}}{3600 f_{\text{тр}} 10^3} = \frac{11247,6}{3600 \cdot 0,00293 \cdot 10^3} = 1,07 \text{ м/с}.$$

Скорость сетевой воды в межтрубном пространстве подогревателей первой и второй ступеней:

$$w_{\text{м.тр}}^{\text{I}} = \frac{G_{\text{аб}}^{\text{max}}}{3600 f_{\text{м.тр}} 10^3} = \frac{20742,5}{3600 \cdot 0,005 \cdot 10^3} = 1,15 \text{ м/с};$$

$$w_{\text{м.тр}}^{\text{II}} = \frac{G_{\text{г.в}}^{\text{max}}}{3600 f_{\text{м.тр}} 10^3} = \frac{12151,4}{3600 \cdot 0,005 \cdot 10^3} = 0,68 \text{ м/с}.$$

Коэффициенты теплоотдачи от сетевой воды к стенкам трубок в подогревателях первой и второй ступеней [18, (V.8)]:

$$\begin{aligned} a_{\text{м.тр}}^{\text{I}} &= (1630 + 21 \tau_{\text{спI}} - 0,041 \tau_{\text{спI}}^2) - \frac{w_{\text{м.тр}}^{0,8}}{d_{\text{в}}^{0,2}} = \\ &= (1630 + 21 \cdot 33,3 - 0,041 \cdot 33,3^2) \frac{1,15^{0,08}}{0,0155^{0,2}} = 5873,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}); \end{aligned}$$

$$a_{\text{м.тр}}^{\text{II}} = (1630 + 21 \cdot 56 - 0,041 \cdot 56^2) \frac{0,68^{0,8}}{0,0155^{0,2}} = 4528,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Коэффициенты теплоотдачи от стенок трубок к нагреваемой воде в подогревателях первой и второй ступеней:

$$\begin{aligned} a_{\text{тр}}^{\text{I}} &= (1630 + 21 t_{\text{спI}} - 0,041 t_{\text{спI}}^2) \frac{w_{\text{в}}^{0,8}}{d_{\text{в}}^{0,2}} = \\ &= (1630 + 21 \cdot 21 - 0,041 \cdot 21^2) \frac{1,07^{0,8}}{0,014^{0,2}} = 5091 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}); \end{aligned}$$

$$a_{\text{тр}}^{\text{II}} = (1630 + 21 \cdot 48,5 - 0,041 \cdot 48,5^2) \frac{1,07^{0,8}}{0,014^{0,2}} = 6329 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Коэффициенты теплопередачи для подогревателей первой и второй ступеней [18, (V.7)]:

$$\begin{aligned} k_{\text{I}} &= \frac{1}{\frac{1}{a_{\text{тр}}^{\text{I}}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{a_{\text{м.тр}}^{\text{I}}}} = \frac{1}{\frac{1}{5091} + 0,000013 + \frac{1}{5873,3}} = \\ &= 2638,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}); \end{aligned}$$

$$k_{\text{II}} = \frac{1}{\frac{1}{6329} + 0,000013 + \frac{1}{4528,3}} = 2551 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Требуемая площадь поверхности нагрева подогревателей первой и второй ступеней [18, (V.6)]:

$$F_{\text{I}} = \frac{Q_{\text{I}}^{\text{max}} \cdot 10^3}{k_{\text{I}} \Delta t_{\text{спI}} \mu} = \frac{418,9 \cdot 10^3}{2638,5 \cdot 10,7 \cdot 0,8} = 18,5 \text{ м}^2;$$

$$F_{II} = \frac{Q_{II}^{\max} 10^3}{k_{II} \Delta t_{cpII} \mu} = \frac{301,1 \cdot 10^3}{2551 \cdot 7,2 \cdot 0,8} = 20,5 \text{ м}^2.$$

Количество секций в подогревателях первой и второй ступеней:

$$n_I = F_I / F_{сек} = 18,5 / 3,54 = 5,2 \approx 6 \text{ секций},$$

$$n_{II} = 20,5 / 3,54 = 5,8 \approx 6 \text{ секций}.$$

Потери давления в подогревателях первой и второй ступеней:

$$\Delta p_{м.тр}^I = 11 w_{м.тр}^2 n = 11 \cdot 1,15^2 \cdot 6 = 87,3 \text{ кПа};$$

$$\Delta p_{тр}^I = 5,3 w_{тр}^2 n = 5,3 \cdot 1,07^2 \cdot 6 = 36,4 \text{ кПа};$$

$$\Delta p_{м.тр}^{II} = 11 w_{м.тр}^2 n = 11 \cdot 0,68^2 \cdot 6 = 33,5 \text{ кПа};$$

$$\Delta p_{тр}^{II} = 5,3 w_{тр}^2 n = 5,3 \cdot 1,07^2 \cdot 6 = 36,4 \text{ кПа}.$$

В летний период расчетные параметры сетевой воды составляют: $\tau_1 = 70^\circ\text{C}$, $\tau_2 = 30^\circ\text{C}$; температура холодной воды $t_{х.л} = 15^\circ\text{C}$.

Расход теплоты для горячего водоснабжения

$$Q_{г.в.}^л = \frac{\beta Q_{г.в.}^{\max} (t_{г.} - t_{х.л.})}{t_{г.} - t_{х.}} = \frac{0,8 \cdot 720 (60 - 15)}{60 - 5} = 471,3 \text{ кВт}.$$

Расход нагреваемой воды

$$G_{м.}^л = \frac{Q_{г.в.}^л \cdot 3600}{c (t_{г.} - t_{х.л.})} = \frac{471,3 \cdot 3600}{4,19 (60 - 15)} = 8998,6 \text{ кг/ч},$$

сетевой воды

$$G_{г.в.}^л = \frac{Q_{г.в.}^л \cdot 3600}{c (\tau_1 - \tau_2)} = \frac{471,3 \cdot 3600}{4,19 (70 - 30)} = 10123,3 \text{ кг/ч}.$$

Среднелогарифмическая разность температур теплоносителей

$$\Delta t_{cp.л} = \frac{(\tau_2 - t_{х.л.}) - (\tau_1 - t_{г.})}{\ln \frac{\tau_2 - t_{х.л.}}{\tau_1 - t_{г.}}} = \frac{(30 - 15) - (70 - 60)}{\ln \frac{30 - 15}{70 - 60}} = 12,3^\circ\text{C}.$$

Средние температуры нагреваемой и сетевой воды в подогревателе:

$$t_{cp} = \frac{t_{г.} + t_{х.л.}}{2} = \frac{60 + 15}{2} = 37,5^\circ\text{C};$$

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{\tau_1 + \tau_2}{2} = \frac{70 + 30}{2} = 50 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Скорости сетевой и нагреваемой воды в подогревателе:

$$w_{\text{тр}} = \frac{G_{\text{м}}^{\text{л}}}{3600 f_{\text{тр}} \cdot 10^3} = \frac{8998,6}{3600 \cdot 0,00293 \cdot 10^3} = 0,85 \text{ м/с};$$

$$w_{\text{м.тр}} = \frac{G_{\text{г.в}}^{\text{л}}}{3600 f_{\text{м.тр}} \cdot 10^3} = \frac{10123,3}{3600 \cdot 0,005 \cdot 10^3} = 0,56 \text{ м/с}.$$

Коэффициенты теплоотдачи:

$$\alpha_{\text{тр}} = (1630 + 21 t_{\text{ср}} - 0,041 t_{\text{ср}}^2) \frac{w_{\text{тр}}^{0,8}}{d^{0,2}} =$$

$$= (1630 + 21 \cdot 37,5 - 0,041 \cdot 37,5^2) \frac{0,85^{0,8}}{0,014^{0,2}} = 4861,3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)};$$

$$\alpha_{\text{м.тр}} = (1630 + 21 \tau_{\text{ср}} - 0,041 \tau_{\text{ср}}^2) \frac{w_{\text{м.тр}}^{0,8}}{d^{0,2}} =$$

$$= (1630 + 21 \cdot 50 - 0,041 \cdot 50^2) \frac{0,56^{0,8}}{0,0155^{0,2}} = 3730,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}.$$

Коэффициент теплопередачи

$$k_{\text{л}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{тр}}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{м.тр}}}} = \frac{1}{\frac{1}{4861,3} + 0,000013 + \frac{1}{3730,6}} =$$

$$= 2053,4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}.$$

Поверхность нагрева подогревателя в летний период

$$F_{\text{л}} = \frac{Q_{\text{г.в}}^{\text{л}} \cdot 10^3}{k_{\text{л}} \Delta t_{\text{ср.л}} \mu} = \frac{471,3 \cdot 10^3}{2053,4 \cdot 12,3 \cdot 0,8} = 23,3 \text{ м}^2.$$

Количество секций подогревателя

$$n_{\text{л}} = 23,3/3,54 = 6,58 \approx 7 \text{ секций}.$$

В летний период включается только подогреватель второй ступени. Причем к его 6 секциям добавляется еще одна.

Потери давления в летнее время:

$$\Delta p_{\text{тр}} = 5,3 w_{\text{тр}}^2 n = 5,3 \cdot 0,85^2 \cdot 7 = 26,8 \text{ кПа};$$

$$\Delta p_{\text{м.тр}} = 11 w_{\text{м.тр}}^2 n = 11 \cdot 0,56^2 \cdot 7 = 24,1 \text{ кПа}.$$

Пример 4.34. Произвести тепловой и гидравлический расчеты водоподогревательной установки системы горячего водоснабжения, присоединенной по двухступенчатой последовательной схеме (рис. 4.29). Расчетный расход теплоты на отопление $Q_0 = 800$ кВт, горячее водоснабжение $Q^{CP} = 328$ кВт. Регулирование отпуска теплоты осуществляется по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения. Температуру воды в тепловой сети принять из примера 4.5 (см. рис. 4.4). Температура горячей воды $t_T = 60$ °С, холодной $t_X = 5$ °С, воды, поступающей в систему отопления, при $t_{н.и} \tau'_3 = 50,5$ °С. Балансовый коэффициент $\kappa = 1,2$.

Решение. Расчет водоподогревателей установки производим при минимальной температуре сетевой воды в подающей магистрали, соответствующей $t_{н.и}$. Из примера 4.5 находим, что при $t_{н.и} = 2,5$ °С температура сетевой воды в подающей магистрали по повышенному температурному графику $\tau'_1 = 81$ °С, после системы отопления по отопительному графику $\tau''_{2,0} = 42$ °С; при $t_{н.о} = -25$ °С расчетные температуры сетевой воды $\tau'_{1,0} = 150$ °С, $\tau'_{2,0} = 70$ °С.

Задавись недогревом водопроводной воды до температуры греющей сетевой воды в нижней (первой) ступени подогревателя $\Delta t''_н = 5$ °С, нахо-

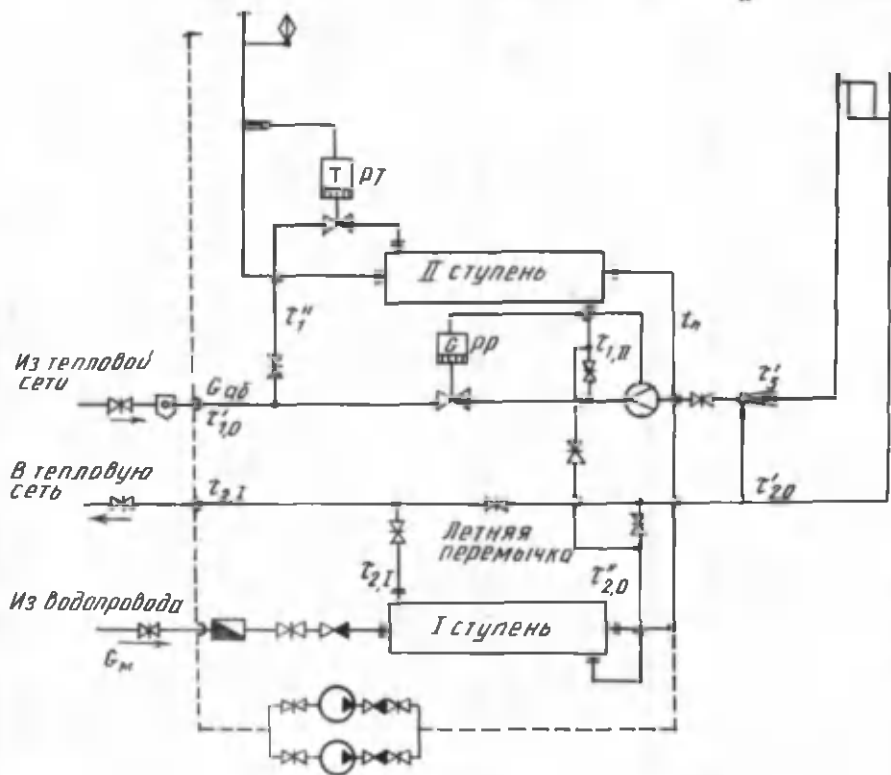


Рис. 4.29. Двухступенчатая последовательная схема водоподогревательной установки горячего водоснабжения

дим температуру нагреваемой воды на выходе из подогревателя при $t_{н.м}$:
 $t_{п} = \tau''_{2,0} - \Delta t''_{н} = 42 - 5 = 37^{\circ}\text{C}$.

Балансовая тепловая нагрузка на горячее водоснабжение

$$Q_{г.в}^6 = \kappa Q_{г.в}^{сп} = 1,2 \cdot 328 = 393,6 \text{ кВт}.$$

Тепловые нагрузки подогревателей обеих ступеней при балансовой нагрузке на горячее водоснабжение составляют:

$$Q_{II}^6 = Q_{г.в}^6 \frac{t_{г} - t_{п}}{t_{г} - t_{х}} = 393,6 \frac{60 - 37}{60 - 5} = 164,6 \text{ кВт};$$

$$Q_{I}^6 = Q_{г.в}^6 - Q_{II}^6 = 393,6 - 164,6 = 229 \text{ кВт}.$$

Максимальный часовой расход теплоты на горячее водоснабжение

$$Q_{г.в}^{\max} = 2 Q_{г.в}^{сп} = 2 \cdot 328 = 656 \text{ кВт}.$$

Расчетные расходы нагреваемой (местной) воды при балансовой и максимальной тепловой нагрузках на горячее водоснабжение:

$$G_{м}^6 = \frac{Q_{г.в}^6 \cdot 3600}{c(t_{г} - t_{х})} = \frac{393,6 \cdot 3600}{4,19(60 - 5)} = 6148,7 \text{ кг/ч};$$

$$G_{м}^{\max} = \frac{Q_{г.в}^{\max} \cdot 3600}{c(t_{г} - t_{х})} = \frac{656 \cdot 3600}{4,19(60 - 5)} = 10247,8 \text{ кг/ч}.$$

Расход сетевой воды на абонентский ввод при $Q_{г.в}^6$

$$\begin{aligned} G_{аб}^6 &= G_o + G_{г.в}^6 = \frac{Q_o \cdot 3600}{c(\tau'_1 - \tau'_{2,0})} + \frac{Q_{г.в}^6 \cdot 3600}{c(\tau''_1 - \tau''_{2,0})} \left(\frac{t_{г} - t_{п}}{t_{г} - t_{х}} + 0,2 \right) = \\ &= \frac{800 \cdot 3600}{4,19(150 - 70)} + \frac{393,6 \cdot 3600}{4,19(81 - 42)} \left(\frac{60 - 37}{60 - 5} + 0,2 \right) = \\ &= 8591,9 + 5360,37 = 13952,3 \text{ кг/ч}. \end{aligned}$$

Максимальный часовой расход сетевой воды на абонентский ввод при установке регулятора расхода

$$G_{аб}^{\max} = 1,1 G_{аб}^6 = 1,1 \cdot 13952,3 = 15347,5 \text{ кг/ч}.$$

Определим температуру сетевой воды на выходе из подогревателя первой ступени при $Q_{г.в}^6$

$$G_{2,1}^6 = \tau''_{2,0} - \frac{Q_{I}^6 \cdot 3600}{c G_{аб}^6} = 42 - \frac{229 \cdot 3600}{4,19 \cdot 13952,3} = 27,9^{\circ}\text{C}.$$

Среднегеометрическая разность температур греющего и нагреваемого теплоносителей в подогревателе первой ступени при $Q_{г.в}^6$

$$\Delta t_{ср.1}^6 = \frac{(\tau_{2,1}^6 - t_x) - (\tau_{2,0}'' - t_n)}{\ln \frac{\tau_{2,1}^6 - t_x}{\tau_{2,0}'' - t_n}} = \frac{(27,9 - 5) - (42 - 37)}{\ln \frac{27,9 - 5}{42 - 37}} = 11,8 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Безразмерный параметр подогревателя первой ступени

$$\Phi_1 = \frac{Q_1^6 \cdot 3600}{\Delta t_{ср.1}^6 \cdot c \sqrt{G_{аб}^6 G_M^6}} = \frac{229 \cdot 3600}{11,8 \cdot 4,19 \sqrt{13952,3 \cdot 6148,7}} = 1,8.$$

Безразмерная удельная тепловая производительность подогревателя первой ступени при максимальной тепловой нагрузке на горячее водоснабжение

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 &= \frac{1}{0,65 + 0,35 \frac{G_M^{\max}}{G_{аб}^{\max}} + \frac{1}{\Phi_1} \sqrt{\frac{G_M^{\max}}{G_{аб}^{\max}}}} = \\ &= \frac{1}{0,65 + 0,35 \frac{10247,8}{15347,5} + \frac{1}{1,8} \sqrt{\frac{10247,8}{15347,5}}} = 0,747. \end{aligned}$$

Принимая расчетную температуру воды, поступающей в местную отопительную установку, $\tau_3' = 95 \text{ } ^\circ\text{C}$, определяем коэффициент смещения элеватора:

$$u = \frac{\tau_{1,0}' - \tau_3'}{\tau_3' - \tau_{2,0}'} = \frac{150 - 95}{95 - 70} = 2,2.$$

Тогда расчетный коэффициент

$$u^* = \frac{(1+u) G_{г.в}}{G_{аб}^6} - 1 = \frac{(1+2,2) 8591,9}{13952,3} - 1 = 0,97.$$

Средняя температура воды в нагревательном приборе при $t_{н.и}$

$$\tau_{пр}'' = \frac{\tau_3'' + \tau_{2,0}''}{2} = \frac{50,5 + 42}{2} = 46,25 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Безразмерная характеристика отопительной системы при максимальной тепловой нагрузке на горячее водоснабжение

$$\varepsilon_0 = \frac{1}{\frac{0,5 + u^*}{1 + u^*} + \frac{\tau''_{пр} - t_B}{\tau''_1 - \tau''_{2,0}} \cdot \frac{G_{аб}^{max}}{G_0}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{0,5 + 0,97}{1 + 0,97} + \frac{46,25 - 18}{81 - 42} \cdot \frac{15347,5}{8591,9}} = 0,49.$$

Суммарный перепад температуры сетевой воды в первой и второй ступенях при максимальной тепловой нагрузке на горячее водоснабжение

$$\delta \tau_{max} = \frac{Q_{г.в}^{max}}{\varepsilon G_{аб}^{max}} = \frac{3600}{4,19 \cdot 15347,5} = 36,7 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура сетевой воды после отопительной установки при $Q_{г.в}^{max}$

$$\tau_{2,0}^{max} = \frac{(\tau''_1 - \delta \tau_{max} - \varepsilon_1 \frac{G_M^{max}}{G_{аб}^{max}} t_x) (1 - \varepsilon_0) + t_B \varepsilon_0}{1 - \varepsilon_1 (1 - \varepsilon_0) \frac{G_M^{max}}{G_{аб}^{max}}} =$$

$$= \frac{(81 - 36,7 - 0,747 \frac{10247,8}{15347,5} 5) (1 - 0,49) + 18 \cdot 0,49}{1 - 0,747 (1 - 0,49) \frac{10247,8}{15347,5}} = 40,4 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Тепловая производительность подогревателей первой и второй ступеней при $Q_{г.в}^{max}$:

$$Q_I^{max} = Q_{г.в}^{max} \frac{(\tau_{2,0}^{max} - t_x) \varepsilon_1}{t_{г.в} - t_x} = 656 \frac{(40,4 - 5) 0,747}{60 - 5} = 315,4 \text{ кВт};$$

$$Q_{II}^{max} = Q_{г.в}^{max} - Q_I^{max} = 656 - 315,4 = 340,6 \text{ кВт}.$$

Температура сетевой воды на выходе из подогревателя второй ступени на входе в элеватор системы отопления при $Q_{г.в}^{max}$

$$\tau_{1,II}^{max} = \tau''_1 - \frac{Q_{II}^{max}}{\varepsilon G_{аб}^{max}} = 81 - \frac{340,6 \cdot 3600}{4,19 \cdot 15347,5} = 61,9 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура сетевой воды на выходе из подогревателя первой ступени при $Q_{г.в}^{\max}$

$$\tau_{2,1}^{\max} = \tau_{2,0}^{\max} - \frac{Q_1^{\max} \cdot 3600}{c \cdot G_{аб}^{\max}} = 40,4 - \frac{315,4 \cdot 3600}{4,19 \cdot 15347,5} = 22,7 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура нагреваемой воды на выходе из подогревателя первой ступени при $G_{м}^{\max}$

$$t_{п}^{\max} = t_x + \frac{Q_1^{\max} \cdot 3600}{c \cdot G_{м}^{\max}} = 5 + \frac{315,4 \cdot 3600}{4,19 \cdot 10247,8} = 31,4 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Среднеарифметические разности температур греющего и нагреваемого теплоносителей в подогревателях при $Q_{г.в}^{\max}$:

$$\Delta t_{ср I}^{\max} = \frac{(\tau_{2,1}^{\max} - t_x) - (\tau_{2,0}^{\max} - t_{п}^{\max})}{\ln \frac{\tau_{2,1}^{\max} - t_x}{\tau_{2,0}^{\max} - t_{п}^{\max}}} = \frac{(22,7 - 5) - (40,4 - 31,4)}{\ln \frac{22,7 - 5}{40,4 - 31,4}} = 12,9 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_{ср II}^{\max} = \frac{(\tau_{1,II}^{\max} - t_{п}^{\max}) - (\tau_1'' - t_{г})}{\ln \frac{\tau_{1,II}^{\max} - t_{п}^{\max}}{\tau_1'' - t_{г}}} = \frac{(61,9 - 31,4) - (81 - 60)}{\ln \frac{61,9 - 31,4}{81 - 60}} = 25,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Средняя температура греющего и нагреваемого теплоносителей в подогревателях первой и второй ступеней при максимальной тепловой нагрузке на горячее водоснабжение:

$$\tau_{ср I} = 0,5 (\tau_{2,0}^{\max} + \tau_{2,1}^{\max}) = 0,5 (40,4 + 22,7) = 31,5 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{ср I} = 0,5 (t_x + t_{п}^{\max}) = 0,5 (5 + 31,4) = 18,2 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\tau_{ср II} = 0,5 (\tau_1'' + \tau_{1,II}^{\max}) = 0,5 (81 + 61,9) = 71,4 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{ср II} = 0,5 (t_{п}^{\max} + t_{г}) = 0,5 (31,4 + 60) = 45,7 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Задавшись скоростью движения нагреваемой воды $w = 1 \text{ м/с}$, определяем требуемую площадь живого сечения трубного пространства подогревателя первой ступени:

$$f_{\text{тр}} = \frac{G_{\text{м}}^{\text{max}}}{3600 w_{\text{тр}} \cdot 10^3} = \frac{10247,8}{3600 \cdot 1 \cdot 10^3} = 0,00285 \text{ м}^2.$$

К установке принимаем секционный водо-водяной подогреватель 08 ОСТ 34-558-68 со следующими техническими данными: внутренний диаметр трубок $d_{\text{в}} = 14$ мм, число трубок — 19 шт., площадь поверхности нагрева одной секции $F_{\text{сек}} = 3,54 \text{ м}^2$, площадь живого сечения трубок $f_{\text{тр}} = 0,00293 \text{ м}^2$, площадь межтрубного пространства $f_{\text{м.тр}} = 0,005 \text{ м}^2$, эквивалентный диаметр межтрубного пространства $d_{\text{э}} = 15,5$ мм.

Действительная скорость движения воды в трубном и межтрубном пространстве подогревателей:

$$w_{\text{тр}} = \frac{G_{\text{м}}^{\text{max}}}{3600 f_{\text{тр}} \cdot 10^3} = \frac{10247,8}{3600 \cdot 0,00293 \cdot 10^3} = 0,97 \text{ м/с};$$

$$w_{\text{м.тр}} = \frac{G_{\text{аб}}^{\text{max}}}{3600 f_{\text{м.тр}} \cdot 10^3} = \frac{15347,5}{3600 \cdot 0,005 \cdot 10^3} = 0,85 \text{ м/с}.$$

Коэффициенты теплоотдачи от сетевой воды к стенкам трубок в подогревателях первой и второй ступеней:

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{м.тр}}^{\text{I}} &= (1630 + 21 \tau_{\text{срI}} - 0,041 \tau_{\text{срI}}^2) \frac{w_{\text{м.тр}}^{0,8}}{d_{\text{э}}^{0,2}} = \\ &= (1630 + 21 \cdot 31,5 - 0,041 \cdot 31,5^2) \frac{0,85^{0,8}}{0,0155^{0,2}} = 4547,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{м.тр}}^{\text{II}} &= (1630 + 21 \tau_{\text{срII}} - 0,041 \tau_{\text{срII}}^2) \frac{w_{\text{м.тр}}^{0,8}}{d_{\text{э}}^{0,2}} = \\ &= (1630 + 21 \cdot 71,4 - 0,041 \cdot 71,4^2) \frac{0,85^{0,8}}{0,0155^{0,2}} = 5899,9 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}. \end{aligned}$$

Коэффициенты теплоотдачи от стенок трубок к нагреваемой воде в первой и второй ступенях:

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{тр}}^{\text{II}} &= (1630 + 21 t_{\text{срI}} - 0,041 t_{\text{срI}}^2) \frac{w_{\text{тр}}^{0,8}}{d_{\text{в}}^{0,2}} = \\ &= (1630 + 21 \cdot 18,2 - 0,041 \cdot 18,2^2) \frac{0,97^{0,8}}{0,014^{0,2}} = 4579 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}; \end{aligned}$$

$$\alpha_{\text{тр}}^{\text{II}} = (1630 + 21 t_{\text{срII}} - 0,041 t_{\text{срII}}^2) \frac{w_{\text{тр}}^{0,8}}{d_{\text{в}}^{0,2}} =$$

$$= (1630 + 21 \cdot 45,7 - 0,041 \cdot 45,7^2) \frac{0,97^{0,8}}{0,014^{0,2}} = 5737 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Коэффициенты теплопередачи подогревателей первой и второй ступеней:

$$k_I = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{тр}}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{м.тр}}^I}} = \frac{1}{\frac{1}{4579} + 0,000011 + \frac{1}{4547,2}} =$$

$$= 2226,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C});$$

$$k_{II} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{тр}}^{II}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{м.тр}}^{II}}} = \frac{1}{\frac{1}{5737} + 0,000011 + \frac{1}{5899,9}} =$$

$$= 2819,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Требуемая поверхность нагрева подогревателей первой и второй ступеней:

$$F_I = \frac{Q_I^{\text{max}} \cdot 10^3}{k_I \Delta t_{\text{срI}}^{\text{max}} \mu} = \frac{315,4 \cdot 10^3}{2226,2 \cdot 12,9 \cdot 0,8} = 13,73 \text{ м}^2;$$

$$F_{II} = \frac{Q_{II}^{\text{max}} \cdot 10^3}{k_{II} \Delta t_{\text{срII}}^{\text{max}} \mu} = \frac{340,6 \cdot 10^3}{2819,3 \cdot 25,5 \cdot 0,8} = 5,92 \text{ м}^2.$$

Количество секций в подогревателях первой и второй ступеней:

$$n_I = \frac{F_I}{F_{\text{сек}}} = \frac{13,73}{3,54} = 3,88; \quad n_{II} = \frac{F_{II}}{F_{\text{сек}}} = \frac{5,92}{3,54} = 1,67.$$

К установке принимаем соответственно 4 и 2 секции.

Потери давления в трубном и межтрубном пространстве подогревателей первой и второй ступеней:

$$\Delta p_{\text{м.тр}}^I = 11 w_{\text{м.тр}}^2 \quad n = 11 \cdot 0,85^2 \cdot 4 = 31,79 \text{ кПа};$$

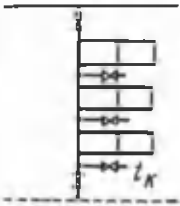
$$\Delta p_{\text{тр}}^I = 5,3 w_{\text{тр}}^2 \quad n = 5,3 \cdot 0,97^2 \cdot 4 = 19,95 \text{ кПа};$$

$$\Delta p_{\text{м.тр}}^{II} = 11 w_{\text{м.тр}}^2 \quad n = 11 \cdot 0,85^2 \cdot 2 = 15,89 \text{ кПа};$$

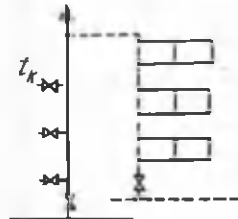
$$\Delta p_{\text{тр}}^{II} = 5,3 w_{\text{тр}}^2 \quad n = 5,3 \cdot 0,97^2 \cdot 2 = 9,97 \text{ кПа}.$$

Далее, в зависимости от компоновки теплового пункта следует произвести подбор насосов, водомеров, грязевиков и т.д.

1. Схемы присоединения стояков в системах горячего водоснабжения



Классическая схема с верхней разводкой



Классическая схема с нижней разводкой

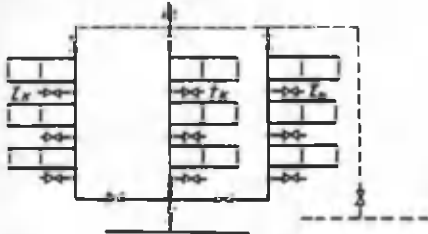


Схема с секционными узлами и нижней разводкой

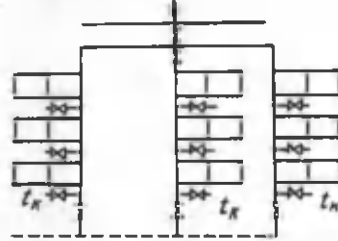


Схема с секционными узлами и верхней разводкой

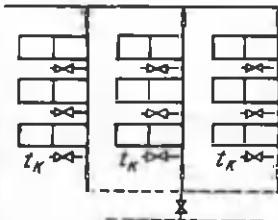


Схема с закольцованными стояками и верхней разводкой

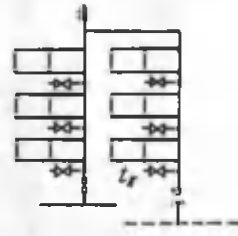


Схема с закольцованными стояками и нижней разводкой

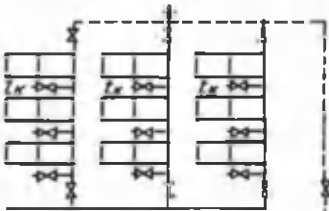


Схема с закольцованными стояками, нижней разводкой и разгруженным циркуляционным стояком

2. Значения безразмерных величин α и α_q в зависимости от числа водо-разборных приборов N , вероятности их действия P и использования P_q

Значения $P(P_q) \leq 0,1$ при любом N и $P(P_q) > 0,1$ при $N > 200$

NP или NP_q	α или α_q	NP или NP_q	α или α_q	NP или NP_q	α или α_q	NP или NP_q	α или α_q
1	2	3	4	5	6	7	8
Менее							
0,015	0,2	0,072	0,307	0,33	0,558	1,25	1,096
0,015	0,202	0,074	0,309	0,34	0,565	1,3	1,12
0,016	0,205	0,076	0,312	0,35	0,573	1,35	1,144
0,017	0,207	0,078	0,318	0,36	0,58	1,4	1,168
0,018	0,21	0,08	0,318	0,37	0,588	1,45	1,191
0,019	0,212	0,082	0,32	0,38	0,595	1,5	1,215
0,02	0,215	0,084	0,323	0,39	0,602	1,55	1,238
0,021	0,217	0,086	0,326	0,4	0,61	1,6	1,261
0,022	0,219	0,088	0,328	0,41	0,617	1,65	1,283
0,023	0,222	0,09	0,331	0,42	0,624	1,7	1,306
0,024	0,224	0,092	0,333	0,43	0,631	1,75	1,328
0,025	0,226	0,094	0,336	0,44	0,638	1,8	1,35
0,026	0,228	0,096	0,338	0,45	0,645	1,85	1,372
0,027	0,23	0,098	0,341	0,46	0,652	1,9	1,394
0,028	0,233	0,1	0,343	0,47	0,658	1,95	1,416
0,029	0,235	0,105	0,349	0,48	0,665	2	1,437
0,03	0,237	0,11	0,355	0,49	0,672	2,1	1,479
0,031	0,239	0,115	0,361	0,5	0,678	2,2	1,521
0,032	0,241	0,12	0,367	0,52	0,692	2,3	1,563
0,033	0,243	0,125	0,373	0,54	0,704	2,4	1,604
0,034	0,245	0,13	0,378	0,56	0,717	2,5	1,644
0,035	0,247	0,135	0,384	0,58	0,73	2,6	1,684
0,036	0,249	0,14	0,389	0,6	0,742	2,7	1,724
0,037	0,25	0,145	0,394	0,62	0,755	2,8	1,763
0,038	0,252	0,15	0,399	0,64	0,767	2,9	1,802
0,039	0,254	0,155	0,405	0,66	0,779	3	1,84
0,04	0,256	0,16	0,41	0,68	0,791	3,1	1,879
0,041	0,258	0,165	0,415	0,7	0,803	3,2	1,917
0,042	0,259	0,17	0,42	0,72	0,815	3,3	1,954
0,043	0,261	0,175	0,425	0,74	0,826	3,4	1,991
0,044	0,263	0,18	0,43	0,76	0,838	3,5	2,029
0,045	0,265	0,185	0,435	0,78	0,849	3,6	2,065
0,046	0,266	0,19	0,439	0,8	0,86	3,7	2,102
0,047	0,268	0,195	0,444	0,82	0,872	3,8	2,138
0,048	0,27	0,2	0,449	0,84	0,883	3,9	2,174
0,049	0,271	0,21	0,458	0,86	0,894	4	2,21
0,05	0,273	0,22	0,467	0,88	0,905	4,1	2,246
0,052	0,276	0,23	0,476	0,9	0,916	4,2	2,281
0,054	0,28	0,24	0,485	0,92	0,927	4,3	2,317
0,056	0,283	0,25	0,493	0,94	0,937	4,4	2,352
0,068	0,286	0,26	0,502	0,96	0,948	4,5	2,386
0,06	0,289	0,27	0,51	0,98	0,959	4,6	2,421
0,062	0,292	0,28	0,518	1	0,969	4,7	2,456
0,064	0,295	0,29	0,526	1,05	0,995	4,8	2,49
0,066	0,298	0,3	0,534	1,1	1,021	4,9	2,524
0,068	0,301	0,31	0,542	1,15	1,046	5	2,558
0,07	0,304	0,32	0,55	1,2	1,071	5,1	2,592

1	2	3	4	5	6	7	8
5,2	2,626	11,2	4,477	25	8,192	54	15,27
5,3	2,66	11,4	4,534	25,5	8,32	55	15,51
5,4	2,693	11,6	4,592	26	8,447	56	15,74
5,5	2,726	11,8	4,649	26,5	8,575	57	15,98
5,6	2,76	12	4,707	27	8,701	58	16,22
5,7	2,793	12,2	4,764	27,5	8,828	59	16,45
5,8	2,826	12,4	4,82	28	8,955	60	16,69
5,9	2,858	12,6	4,877	28,5	9,081	61	16,92
6	2,891	12,8	4,934	29	9,207	62	17,15
6,1	2,924	13	4,99	29,5	9,332	63	17,39
6,2	2,956	13,2	5,047	30	9,457	64	17,62
6,3	2,989	13,4	5,103	30,5	9,583	65	17,85
6,4	3,021	13,6	5,159	31	9,707	66	18,09
6,5	3,053	13,8	5,215	31,5	9,832	67	18,32
6,6	3,085	14	5,27	32	9,957	68	18,55
6,7	3,117	14,2	5,326	32,5	10,08	69	18,79
6,8	3,149	14,4	5,382	33	10,2	70	19,02
6,9	3,181	14,6	5,437	33,5	10,33	71	19,25
7	3,212	14,8	5,492	34	10,45	72	19,48
7,1	3,244	15	5,547	34,5	10,58	73	19,71
7,2	3,275	15,2	5,602	35	10,7	74	19,94
7,3	3,307	15,4	5,657	35,5	10,82	75	20,18
7,4	3,338	15,6	5,712	36	10,94	76	20,41
7,5	3,369	15,8	5,767	36,5	11,07	77	20,64
7,6	3,4	16	5,821	37	11,19	78	20,87
7,7	3,431	16,2	5,876	37,5	11,31	79	21,1
7,8	3,462	16,4	5,93	38	11,43	80	21,33
7,9	3,493	16,6	5,984	38,5	11,56	81	21,56
8	3,524	16,8	6,039	39	11,68	82	21,79
8,1	3,555	17	6,093	39,5	11,8	83	22,02
8,2	3,585	17,2	6,147	40	11,92	84	22,25
8,3	3,616	17,4	6,201	40,5	12,04	85	22,48
8,4	3,646	17,6	6,254	41	12,16	86	22,71
8,5	3,677	17,8	6,308	41,5	12,28	87	22,94
8,6	3,707	18	6,362	42	12,41	88	23,17
8,7	3,738	18,2	6,415	42,5	12,53	89	23,39
8,8	3,768	18,4	6,469	43	12,65	90	23,62
8,9	3,798	18,6	6,522	43,5	12,77	91	23,85
9	3,828	18,8	6,575	44	12,89	92	24,08
9,1	3,858	19	6,629	44,5	13,01	93	24,31
9,2	3,888	19,2	6,682	45	13,13	94	24,54
9,3	3,918	19,4	6,734	45,5	13,25	95	24,77
9,4	3,948	19,6	6,788	46	13,37	96	24,99
9,5	3,978	19,8	6,84	46,5	13,49	97	25,22
9,6	4,008	20	6,893	47	13,61	98	25,45
9,7	4,037	20,5	7,025	47,5	13,73	99	25,58
9,8	4,067	21	7,156	48	13,85	100	25,91
9,9	4,097	21,5	7,287	48,5	13,97	102	26,36
10	4,126	22	7,417	49	14,09	104	26,82
10,2	4,185	22,5	7,547	49,5	14,2	106	27,27
10,4	4,244	23	7,677	50	14,32	108	27,72
10,6	4,302	23,5	7,806	51	14,56	110	28,18
10,8	4,361	24	7,935	52	14,8	112	28,63
11	4,419	24,5	8,064	53	15,04	114	29,09

1	2	3	4	5	6	7	8
116	29,54	260	61,57	530	119,71	800	176,87
118	29,99	265	62,66	535	120,78	810	178,98
120	30,44	270	63,75	540	121,84	820	181,08
122	30,9	275	64,85	545	122,91	830	183,19
124	31,35	280	65,94	550	123,97	840	185,29
126	31,8	285	67,03	555	125,04	850	187,39
128	32,25	290	68,12	560	126,1	860	189,49
130	32,7	295	69,2	565	127,16	870	191,6
132	33,15	300	70,29	570	128,22	880	193,7
134	33,6	305	71,38	575	129,29	890	195,8
136	34,06	310	72,46	580	130,35	900	197,9
138	34,51	315	73,55	585	131,41	910	200
140	34,96	320	74,63	590	132,47	920	202,1
142	35,41	325	75,72	595	133,54	930	204,2
144	35,86	330	76,8	600	134,6	940	206,3
146	36,31	335	77,88	605	135,66	950	208,39
148	36,76	340	78,96	610	136,72	960	210,49
150	37,21	345	80,04	615	137,78	970	212,59
152	37,66	350	81,12	620	138,84	980	214,68
154	38,11	355	82,2	625	139,9	990	216,78
156	38,56	360	83,28	630	140,96	1000	218,87
158	39,01	365	84,36	635	142,02		
160	39,46	370	85,44	640	143,08		
162	39,91	375	86,52	645	144,14		
164	40,35	380	87,6	650	145,2		
166	40,8	385	88,67	655	146,25		
168	41,25	390	89,75	660	147,31		
170	41,7	395	90,82	665	148,37		
172	42,15	400	91,9	670	149,43		
174	42,6	405	92,97	675	150,49		
176	43,05	410	94,05	680	151,55		
178	43,5	415	95,12	685	152,60		
180	43,95	420	96,2	690	153,66		
182	44,4	425	97,27	695	154,72		
184	44,84	430	98,34	700	155,77		
186	45,29	435	99,41	705	156,83		
188	45,74	440	100,49	710	157,89		
190	46,19	445	101,56	715	158,94		
192	46,64	450	102,63	720	160		
194	47,09	455	103,7	725	161,06		
196	47,54	460	104,77	730	162,11		
198	47,99	465	105,84	735	163,17		
200	48,43	470	106,91	740	164,22		
205	49,49	475	107,98	745	165,28		
210	50,59	480	109,05	750	166,33		
215	51,7	485	110,11	755	167,39		
220	52,8	490	111,18	760	168,44		
225	53,9	495	112,25	765	169,5		
230	55	500	113,32	770	170,55		
235	56,1	505	114,38	775	171,6		
240	57,19	510	115,45	780	172,66		
245	58,29	515	116,52	785	173,71		
250	59,38	520	117,58	790	174,76		
255	60,48	525	118,65	795	175,82		

Значения $P(P_q) > 0,1$ при $N \leq 200$

N	P(P _q)									
	0,1	0,125	0,16	0,2	0,25	0,316	0,4	0,5	0,63	0,8
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
2	0,39	0,39	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
4	0,58	0,62	0,65	0,69	0,72	0,76	0,78	0,8	0,8	0,8
6	0,72	0,78	0,83	0,9	0,97	0,104	1,11	1,16	1,2	1,2
8	0,84	0,91	0,99	1,08	1,18	1,29	1,39	1,5	1,58	1,59
10	0,95	1,04	1,14	1,25	1,38	1,52	1,66	1,81	1,94	1,97
12	1,05	1,15	1,28	1,41	1,57	1,74	1,92	2,11	2,29	2,36
14	1,14	1,27	1,41	1,57	1,75	1,95	2,17	2,4	2,63	2,75
16	1,25	1,37	1,53	1,71	1,92	2,15	2,41	2,69	2,96	3,14
18	1,32	1,47	1,65	1,85	2,09	2,35	2,55	2,97	3,24	3,53
20	1,41	1,57	1,77	1,99	2,25	2,55	2,88	3,24	3,6	3,92
22	1,49	1,67	1,88	2,13	2,41	2,74	3,11	3,51	3,94	4,33
24	1,57	1,77	2	2,26	2,57	2,93	3,33	3,78	4,27	4,7
26	1,64	1,86	2,11	2,39	2,73	3,11	3,55	4,04	4,6	5,11
28	1,72	1,95	2,21	2,52	2,88	3,3	3,77	4,3	4,94	5,51
30	1,8	2,04	2,32	2,65	3,03	3,48	3,99	4,56	5,27	5,89
32	1,87	2,13	2,43	2,77	3,18	3,66	4,2	4,82	5,6	6,24
34	1,94	2,21	2,53	2,9	3,33	3,84	4,42	5,08	5,92	6,65
36	2,02	2,3	2,63	3,02	3,48	4,02	4,63	5,33	6,23	7,02
38	2,09	2,38	2,73	3,14	3,62	4,2	4,84	5,58	6,6	7,43
40	2,16	2,47	2,83	3,26	3,77	4,38	5,05	5,83	6,91	7,84
45	2,33	2,67	3,08	3,53	4,12	4,78	5,55	6,45	7,72	8,8
50	2,5	2,88	3,32	3,8	4,47	5,18	6,05	7,07	8,52	9,9
55	2,66	3,07	3,56	4,07	4,82	5,58	6,55	7,69	9,4	10,8
60	2,83	3,27	3,79	4,34	5,16	5,98	7,05	8,31	10,2	11,8
65	2,99	3,46	4,02	4,61	5,5	6,38	7,55	8,93	11	12,7
70	3,14	3,65	4,25	4,88	5,83	6,78	8,05	9,55	11,7	13,7
75	3,3	3,84	4,48	5,15	6,16	7,18	8,55	10,17	12,5	14,7
80	3,45	4,02	4,7	5,42	6,49	7,58	9,06	10,79	13,4	15,7
85	3,6	4,2	4,92	5,69	6,82	7,98	9,57	11,41	14,2	16,8
90	3,75	4,38	5,14	5,96	7,15	8,38	10,08	12,04	14,09	17,7
95	3,9	4,56	5,36	6,23	7,48	8,78	10,59	12,67	15,6	18,6
100	4,05	4,74	5,58	6,5	7,81	9,18	11,1	13,3	16,5	19,6
105	4,2	4,92	5,8	6,77	8,14	9,58	11,61	13,93	17,2	20,6
110	4,35	5,1	6,02	7,04	8,47	9,99	12,12	14,56	18	21,6
115	4,5	5,28	6,24	7,31	8,8	10,4	12,63	15,19	18,8	22,6
120	4,65	5,46	6,46	7,58	9,13	10,81	13,14	15,87	19,5	23,6
125	4,8	5,64	6,68	7,85	9,46	11,22	13,65	16,45	20,2	24,6
130	4,95	5,82	6,9	8,12	9,79	11,63	14,16	17,08	21	25,5
135	5,1	6	7,12	8,39	10,12	12,04	14,67	17,71	21,9	26,5
140	5,25	6,18	7,34	8,66	10,45	12,45	15,18	18,34	22,7	27,5
145	5,39	6,36	7,56	8,93	10,77	12,86	15,69	18,97	23,4	28,4
150	5,53	6,54	7,78	9,2	11,09	13,27	16,2	19,6	24,2	29,4
155	5,67	6,72	8	9,47	11,41	13,68	16,71	20,23	25	30,4
160	5,81	6,9	8,22	9,74	11,73	14,09	17,22	20,86	25,6	31,3
165	5,95	7,07	8,44	10,01	12,05	14,5	17,73	21,49	26,4	32,5
170	6,09	7,23	8,66	10,28	12,37	14,91	18,24	22,12	27,1	33,6
175	6,23	7,39	8,88	10,55	12,69	15,32	18,75	22,75	27,9	34,7
180	6,37	7,55	9,1	10,82	13,01	15,73	19,26	23,38	28,5	35,4
185	6,5	7,71	9,32	11,09	13,33	16,14	19,77	24,01	29,4	36,6
190	6,63	7,87	9,54	11,36	13,65	16,55	20,28	24,64	30,1	37,6
195	6,76	8,03	9,75	11,63	13,97	16,96	20,79	25,27	30,9	38,3
200	6,89	8,19	9,96	11,9	14,3	17,4	21,3	25,9	31,8	39,5

3. Выбор схем присоединения водоподогревательных установок при закрытых системах теплоснабжения

Соотношение расходов теплоты $Q_{г.в}^{max} / Q_0$	В общественных зданиях с расходом теплоты на вентиляцию не более 15 % расхода на отопление и в жилых зданиях в зависимости от способа регулирования отпуска теплоты в тепловых сетях и применяемых в тепловых пунктах регуляторов расхода воды или теплоты на отопление				В общественных зданиях с расходом теплоты на вентиляцию более 15 % расхода на отопление и в производственных зданиях независимо от способа регулирования отпуска теплоты в тепловых сетях и применяемых в тепловых пунктах регуляторов расхода воды или теплоты на отопление
	по отопительному графику, с регуляторами расхода воды	по повышенному графику, с регуляторами расхода воды	независимо от графика, с электронным регулятором расхода теплоты	независимо от графика, с манометрическим регулятором расхода теплоты либо с водоструйным элеватором с автоматическим регулированием	
0,2...1	Двухступенчатая смешанная	Двухступенчатая последовательная	Двухступенчатая смешанная с ограничением максимального расхода воды на ввод	Двухступенчатая смешанная	
Менее 0,2 Более 1	Параллельная				

Примечание. При двухступенчатой смешанной схеме с ограничением максимального расхода воды на ввод и зависимом присоединении системы отопления обязательна установка корректирующих насосов, подмешивающих воду из обратного трубопровода системы отопления в подающий, и не допускается применение устройств, изменяющих расход воды в распределительных сетях после ЦТП в системе отопления при размещении водоподогревателей горячего водоснабжения в ИТП.

4. Основные типы сборных железобетонных каналов для тепловых сетей

[5, с. 72...74]

Условный диаметр труб D_y , мм	Марка канала	Размеры канала, мм	
		внутренние	наружные
25...50	КЛ60-30	600x300	850x440
70...80	КЛ60-45	600x450	850x440
100...150	КЛ90-45	900x450	1150x630
	КЛ60-60	600x600	850x750
175...200	КЛ90-60	900x600	1150x780
200...300	КЛ120-60	1200x600	1450x780
350...400	КЛ150-60	1500x600	1800x850
	КЛ210-60	2100x600	2400x890
450...500	КЛс90-90	900x900	1060x1070
	КЛс120-90	1200x900	1400x1070
	КЛс150-90	1500x900	1740x1070
600	КС120-120	1200x1200	1400x1370
700	КС210-120	2100x1200	2380x1470
800	КС300-150	3000x1500	3610x1950
900	КС360-180	3600x1800	4300x2280
1000	КС420-210	4200x2100	4940x2640
600...700	КЛс120-120	1200x1200	1400x1370
	КЛс150-120	1500x1200	1740x1470
	КЛс210-120	2100x1200	2380x1470
450...800	КС90-90	900x900	1380x1090
	КС120-90	1200x900	1680x1090
	КС90-120	900x1200	1680x1390
	КС150-90	1500x900	1980x1110
	КС210-90	2100x900	2580x1180

5. Расстояние между неподвижными опорами теплопроводов при канальной [15, табл. 3.7] и бесканальной прокладке*

Диаметр теплопровода D_y , мм	Канальная прокладка				Бесканальная прокладка	
	П-образные компенсаторы		Сальниковые компенсаторы		П-образные компенсаторы	Сальниковые компенсаторы
	$p_p = 0,8$ МПа, $t = 100$ °С	$p_p = 1,3$ МПа, $t = 300$ °С	$p_p = 0,8$ МПа, $t = 100$ °С	$p_p = 1,3$ МПа, $t = 300$ °С		
$p_p = 1,6$ МПа, $t = 150$ °С		$p_p = 1,6$ МПа, $t = 150$ °С				
50	60	60	—	—	50	—
70	70	70	—	—	55	—
80	80	80	—	—	65	—
100	80	80	70	50	65	—
125	90	90	70	50	—	25
150	100	90	80	60	—	30
175	100	100	80	60	—	35
200	120	100	80	60	—	50
250	120	100	100	60	—	60
300	120	120	100	60	—	70
350	140	120	120	60	—	70
400	160	140	140	80	—	70
450	160	140	140	80	—	70
500	180	160	140	80	—	80
600...1000	200	160	160	80	—	80

П р и м е ч а н и е. На участках самокомпенсации расстояние между неподвижными опорами принимать как на участках с П-образными компенсаторами с учетом коэффициента 0,6.

*Витальев В.П. Бесканальные прокладки тепловых сетей. — М.: Энергия, 1971, с.282.

6. Основные типы и показатели крупных теплофикационных турбин

Тип турбины	Номинальная мощность, МВт	Давление свежего пара, МПа	Температура свежего пара, °С	Номинальный расход свежего пара, т/ч	Давление в регулируемых отборах, МПа		Номинальная нагрузка теплофикационного отбора, ГДж/ч	Номинальная нагрузка производственного отбора, т/ч	Расход пара в отборе, т/ч	Площадь поверхности сетевых подогревателей, м ²
					теплофикационном	производственном				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
T-50/60-130	55	13	565	256	0,05...0,2 0,06...0,25	—	398	—	180	2x1300
T-100/120-130	105	13	565	460	0,05...0,2 0,06...0,25	—	704	—	310	2x2300
T-170/205-130	170	13	565	738	0,05...0,2 0,06...0,3	—	1100	—	520	2x5000
T-175/215-130	175	13	540	628	0,05...0,15 0,06...0,2	—	1006	—	465	2x5000
T-250/300-240	250	24	565	905	0,05...0,2 0,06...0,2	—	1383	—	645	2x5000
ПТ-60/75-90/13	60	9	565	390	0,07...0,25	1...1,6	251	165	115/160 (165/290)	—
ПТ-60/75-130/13	60	13	565	350	0,07...0,25	1...1,6	218	140	100/160 (140/250)	—
ПТ-50/60-130/7	50	13	565	274	0,05...0,25	0,5...1	168	118	80/120 (118/160)	2x800
ПТ-135/165-130/15	135	13	565	738	0,04...0,25	1,2...2,1	461	320	220/320 (320/480)	2x1300
P-50-130/13	50	13	565	370	—	0,7...2,1	—	320	—	—
P-100-130./15	100	13	565	760	—	1,2...1,5	—	650	—	—

Примечание. В графе "10" первая дробь — расход пара в теплофикационном отборе, в скобках — расход пара в производственном отборе, в числителе — при номинальном режиме, в знаменателе — максимальный расход пара через данный отбор, когда второй закрыт.

7. Нормы потерь теплоты для водяных тепловых сетей при подземной прокладке в непроходных каналах и бесканальной [15, табл. 13.6]

D_n , мм	Потери теплоты, Вт/м			
	в подающем теплопроводе при			в обратном теплопроводе при $t^{cp} = 50^\circ\text{C}$
	$t^{cp} = 65^\circ\text{C}$, $t^{max} = 95^\circ\text{C}$, $t^{min} = 40^\circ\text{C}$	$t^{cp} = 90^\circ\text{C}$, $t^{max} = 150^\circ\text{C}$, $t^{min} = 70^\circ\text{C}$	$t^{cp} = 100^\circ\text{C}$, $t^{max} = 180^\circ\text{C}$, $t^{min} = 90^\circ\text{C}$	
32	29	37	44	23
57	36	46	55	29
76	40	52	62	34
89	44	57	66	36
108	49	63	72	40
159	60	76	87	49
219	72	92	106	59
273	84	105	120	70
325	94	116	134	79
377	—	124	146	88
426	—	141	159	95
478	—	154	174	106
529	—	165	186	117
630	—	189	213	132
720	—	210	234	145
820	—	232	259	164
920	—	253	283	180
1020	—	278	309	197
1220	—	325	358	231

П р и м е ч а н и е. Данные приведены при температуре грунта на глубине заложения +5 °С и среднегодовой температуре теплоносителя.

Нормы потерь теплоты для изолированных теплопроводов при надземной прокладке и расчетной среднегодовой температуре воздуха 0...10 °С [15, табл. 13.5]

D_n , мм	Потери теплоты (Вт/м) при среднегодовой температуре теплоносителя			
	50	70	100	150
32	17	28	36	54
57	24	32	46	67
76	29	38	52	77
89	33	42	58	82
108	36	48	64	90
133	41	53	70	99
159	44	56	76	109
219	53	66	91	128
273	62	66	101	145
325	70	88	116	163
377	82	113	132	181
426	95	116	149	201
478	103	126	158	215
529	110	134	169	228
630	121	148	186	253
720	133	161	204	276
820	157	187	232	309
920	180	212	261	343
1020	209	246	296	383
1220	238	277	336	441

8. Укрупненные показатели максимального часового расхода теплоты на отопление жилых зданий (СНиП II-36-73)

Расчетная отопительная температура наружного воздуха $t_{p.o}, ^\circ\text{C}$	0	-10	-20	-30	-40
$q, \text{Вт/м}^2$	93	128	151	174	186

Примечание. Промежуточные значения q определяются интерполяцией.

9. Укрупненные показатели среднечасового расхода теплоты на горячее водоснабжение на одного человека (с учетом общественных зданий района)

Средние нормы расхода горячей воды за отопительный период, л/чел.сут	80	90	100	110	120	130
$q_{г.}, \text{Вт/чел.}$	290	320	348	377	405	435

10. Плотность жилого фонда (м^2) жилой площади на 1 га территории жилого района

Этажность застройки								
2	3	4	5	6	7	8	9	12
2200	2600	2800	3100	3200	3400	3500	3700	3900
2600	3200	3400	3700	3900	4100	4300	4600	-

11. Технические характеристики стальных труб тепловых сетей

Условный диаметр D_y , мм	Наружный диаметр D_n , мм	Толщина стенки, мм	Внутренний диаметр $D_{вн}$, мм	Масса 1 м, кг	Площадь поперечного сечения стенки трубы, $см^2$	Внутренний объем 1 м трубы, л	Момент инерции, $см^4$	Момент сопротивления, $см^3$	Площадь наружной поверхности 1 м трубы, $м^2$
32	38	2,5	33	2,19	2,79	0,855	4,41	2,32	0,12
40	45	2,5	40	2,62	3,30	1,26	7,56	3,36	0,14
50	57	3,5	50	4,62	5,92	1,96	21,1	7,42	0,18
70	76	3,5	69	6,26	7,96	3,74	52,5	13,8	0,24
80	89	3,5	82	7,38	9,41	5,28	86,1	19,3	0,28
100	108	4,0	100	10,26	13,11	7,85	177	32,8	0,34
125	133	4,0	125	12,73	16,2	12,27	338	50,8	0,42
150	159	4,5	150	17,15	21,9	17,67	652	82	0,50
175	194	5,0	184	23,31	29,70	26,59	1327	137	0,61
200	219	6,0	207	31,52	40,2	33,65	2279	208	0,69
250	273	7,0	259	45,92	58,4	52,69	5177	379	0,86
300	325	8,0	309	62,54	79,4	74,99	10014	616	1,02
350	377	9,0	359	81,68	104	101,2	17624	935	1,18
350	377	10,0	357	90,51	115	100,1	19426	1031	1,18
400	426	9,0	408	92,56	118	130,7	25640	1204	1,34
400	426	6,0	414	62,15	79	134,6	17460	820	1,34
450	480	6,0	469	69,84	89	170,6	24780	1037	1,51
500	529	6,0	517	77,39	99	209,9	33711	1275	1,66
500	529	7,0	515	90,11	115	208,3	39160	1479	1,66
600	630	7,0	616	107,5	137	298	66478	2110	1,98
600	630	8,0	614	122,7	156	296	75612	2400	1,98
700	720	7,0	706	123,1	157	391	99648	2768	2,26
700	720	8,0	704	140,5	179	389	110200	3150	2,26
700	720	9,0	702	157,8	202	387	127052	3529	2,26
800	820	8,0	804	160,2	204	508	168213	5077	2,58
900	920	9,0	902	179,9	258	639	287239	5810	2,89
1000	1020	10	1000	199,7	317	788	404638	7934	3,20
1200	1220	11	1198	328	417	1127	784192	12857	3,83
1200	1220	14	1192	416,4	530	1116	998063	16364	3,83
1400	1420	11	1398	382,2	486	1520	1,23·10 ⁶	17420	4,45
1400	1420	14	1392	485,4	618	1530	1,57·10 ⁶	22170	4,45

ЛИТЕРАТУРА

1. *Временная инструкция о составе и оформлении рабочих чертежей. Раздел 9. Тепловые сети. СН-460-74.* — М.: Стройиздат, 1977. — 15 с.
2. *Журавлев Б.А. Справочник мастера-сантехника.* — 5-е изд. — М.: Стройиздат, 1981. — 423 с.
3. *Лейв Ж.Я., Либер И.С., Евдокимова В.А. Справочная книга по санитарной технике (Отопление, вентиляция, теплоснабжение).* — Л.: Лениздат, 1966. — 129 с.
4. *Наладка систем централизованного теплоснабжения: Справ. пособие/ И.М. Сорокин, А.И. Кузнецов, Л.М. Александров, Л.А. Рогов.* — М.: Стройиздат, 1979. — 222 с.
5. *Переверзев В.А., Шумов В.В. Справочник мастера тепловых сетей.* — Л.: Энергия. Ленингр. отд-ние, 1980. — 248 с.
6. *Сафонов А.А. Сборник задач по теплофикации и тепловым сетям.—2-е изд.* — М.: Энергия, 1968. — 240 с.
7. *СНиП II-34-76. Горячее водоснабжение.* — М.: Стройиздат, 1976. — 28 с.
8. *СНиП II-60-75. Планировка и застройка городов, поселков и сельских населенных пунктов.* — М.: Стройиздат, 1976. — 80 с.
9. *СНиП II-A.6.-72. Строительная климатология и геофизика.* — М.: Стройиздат, 1973. — 320 с.
10. *СНиП II-36-73. Тепловые сети.* — М.: Стройиздат, 1974. — 56 с.
11. *Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: Учеб. для вузов.* — 5-е изд. — М.: Энергоиздат, 1982. — 360 с.
12. *Соловьев Ю.П. Проектирование теплоснабжающих установок для промышленных предприятий.* — 2-е изд. — М.: Энергия, 1978. — 192 с.
13. *Справочник по наладке и эксплуатации водяных тепловых сетей/В.И. Манюк, Я.И. Каплинский, Э.Б. Хиж и др.* — 2-е изд. — М.: Стройиздат, 1982. — 215 с.
14. *Справочник по теплоснабжению и вентиляции/Р.В. Шекин, С.М. Кореневский, Г.Е. Бем и др.* — Киев, Будівельник, 1976. — Ч. I. — 415 с.
15. *Справочник проектировщика. Проектирование тепловых сетей/ Под ред. А.А. Николаева.* — М.: Стройиздат, 1965. — 359 с.
16. *Справочник проектировщика. Отопление, водопровод, канализация/Под ред. И.Г. Старовойтова.* — М.: Стройиздат, 1975. — Ч. I. — 430 с.
17. *Теплоснабжение: Учеб. для вузов/А.А. Ионин, Б.М. Хлыбов и др.; Под ред. А.А. Ионина.* — М.: Стройиздат, 1982. — 336 с.
18. *Теплоснабжение: Учеб. пособие для вузов/ В.Е. Козин, Т.А. Левина, А.П. Марков и др.* — М.: Высш. шк., 1980. — 408 с.
19. *Энергетические насосы: Справ. пособие/В.В. Малюшенко, А.К. Михайлов.* — М.: Энергоиздат, 1981. — 200 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава 1. Методические указания по выполнению курсовой работы "Горячее водоснабжение жилого дома"	
1.1. Исходные данные для проектирования, содержание и объем курсовой работы	4
1.2. Обоснование выбора системы горячего водоснабжения. Конструктивные элементы системы	5
1.3. Определение расчетных расходов воды и теплоты. Построение графиков расхода теплоты, Расчет вместимости аккумулятора теплоты	6
1.4. Гидравлический расчет подающих теплопроводов системы горячего водоснабжения	8
1.5. Расчет потерь теплоты подающими теплопроводами	10
1.6. Гидравлический расчет циркуляционных теплопроводов	11
1.7. Подбор оборудования теплового пункта	12
Глава 2. Примеры расчета систем горячего водоснабжения	
2.1. Определение расчетных расходов воды и теплоты	14
2.2. Построение графиков расхода теплоты	16
2.3. Подбор баков-аккумуляторов	18
2.4. Гидравлический расчет подающих теплопроводов системы горячего водоснабжения	19
2.5. Расчет потерь теплоты	24
2.6. Гидравлический расчет циркуляционных теплопроводов	28
2.7. Подбор оборудования	34
Глава 3. Методические указания по выполнению курсового проекта "Теплоснабжение района города"	
3.1. Исходные данные для проектирования, содержание и объем курсового проекта	39
3.2. Описание систем теплоснабжения	40
3.3. Определение расчетных тепловых нагрузок района города. Построение графиков расхода теплоты	41
3.4. Регулирование отпуска теплоты	42
3.4.1. Регулирование отпуска теплоты по отопительной нагрузке	42
3.4.2. Регулирование отпуска теплоты по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения	46
3.5. Определение расчетных расходов теплоносителя в тепловых сетях	48
3.5.1. Закрытие системы теплоснабжения	48
3.5.2. Открытие системы теплоснабжения	50
3.6. Выбор конструкций тепловой сети и разработка монтажной схемы	50
3.7. Гидравлический расчет водяных тепловых сетей	53
3.8. Разработка графиков давлений и выбор схем присоединения абонентов к тепловым сетям	55
3.9. Построение продольного профиля тепловых сетей	57
3.10. Подбор основного оборудования теплоподготовительной установки источника теплоты	58
3.11. Механический расчет теплопроводов	62
3.12. Тепловой расчет изоляционной конструкции	64
3.13. Подбор оборудования тепловых пунктов	65
Глава 4. Примеры расчета систем теплоснабжения	
4.1. Определение расчетных тепловых нагрузок района города	68
4.2. Построение графиков расхода теплоты	70
4.3. Центральное регулирование отпуска теплоты в закрытых системах теплоснабжения	72

4.4. Центральное регулирование отпуска теплоты в открытых системах теплоснабжения	76
4.5. Построение графиков расхода воды и температура обратной воды после теплопотребляющих установок	78
4.6. Примеры гидравлического расчета тепловых сетей	89
4.7. Подбор сетевых и подпиточных насосов	93
4.8. Расчет усилий на неподвижные опоры теплопроводов	95
4.9. Расчет компенсаторов	96
4.10. Тепловой расчет изоляции	101
4.11. Тепловой и гидравлический расчет водоподогревательных установок систем горячего водоснабжения	112

Приложение	125
Литература	135

*Виктор Михайлович Копко,
Наталья Константиновна Зайцева,
Галина Ивановна Базыленко*

ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ

Зав.редакцией В.Г.Самарина
Редактор Э.Н.Капрова
Мл.редакторы А.П.Берлина, Т.И.Крючкова
Худож.редактор И.А.Демковский
Техн.редактор Л.И.Счисленок
Корректоры Н.С.Нипикина, Э.Б.Звоинарева
Оператор И.В.Скубий

ИБ № 1981

Подписано в печать 25.01.85 г. АТ 18514. Формат 60х90 1/16.
Бумага офсет. Офсет. печать. Усл. печ. л. 8,75. Усл. кр.-отт. 9,125.
Уч.-изд. л. 10,02. Тираж 4600 экз. Зак. 5010. Цена 40 к.

Издательство "Высшая школа" Государственного комитета БССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли, 220048, Минск, пр. Машерова, 11.

Типография "Победа", Молодечно, ул. Тавлая, 11.

Отпечатано с оригинала-макета, подготовленного в издательстве "Высшая школа".