

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Теплогасоснабжение и вентиляция»

В.М. Копко

ГОРЯЧЕЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ

Курс лекций
для студентов специальности 1-70 04 02
«Теплогасоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна»
высших учебных заведений

В 3 частях

Часть 1

Минск
БНТУ
2011

УДК 697.34 (075.8)

ББК 38.765я7

К 65

Рецензенты:

П.И. Дячек, В.Д. Акельев

Копко, В.М.

К 65 Горячее водоснабжение: курс лекций для студентов специальности 1-70 04 02 «Теплогазоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна» высших учебных заведений: в 3 ч. / В.М. Копко. – Минск: БНТУ, 2011. – Ч.1. – 119 с.

ISBN 978-985-525-431-8 (Ч.1).

Приводится методика по определению теплотребления на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение. Изложены устройство систем горячего водоснабжения, тепловой и гидравлический расчеты, а также подбор оборудования систем. Приведены схемы систем теплообеспечения с анализом их устройства и функционирования. Рассматриваются вопросы регулирования систем теплотребления.

Для студентов вузов по специальности «Теплогазоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна».

УДК 697.34 (075.8)

ББК 38.765я7

ISBN 978-985-525-431-8 (Ч.1)

ISBN 978-985-525-573-5

© Копко В.М., 2011

© БНТУ, 2011

О г л а в л е н и е

Введение.	5
1. Тепловое потребление.	6
1.1. Тепловые нагрузки.	6
1.2. Определение тепловых нагрузок для жилых районов города и населенных пунктов.	7
1.3. Определение тепловых нагрузок для отдельных зданий и сооружений.	11
1.4. Часовые и суточные графики потребления горячей воды.	16
1.5. Интегральные графики расхода тепла. Аккумуляторы тепла.	19
1.6. Годовые графики потребления тепла.	22
2. Системы теплоснабжения.	25
2.1. Классификация систем теплоснабжения. Теплоносители.	25
2.2. Водяные системы.	28
2.2.1. Закрытые системы.	29
2.2.2. Открытые системы.	40
2.2.3. Однотрубные системы.	43
2.2.4. Преимущества и недостатки закрытых и открытых систем теплоснабжения.	46
2.2.5. Паровые системы.	47
3. Горячее водоснабжение.	51
3.1. Автономные системы горячего водоснабжения.	51
3.2. Централизованные системы горячего водоснабжения.	54
3.3. Расчетный расход горячей воды.	65
3.4. Гидравлический расчет подающих теплопроводов системы горячего водоснабжения.	67
3.5. Основные гидравлические режимы циркуляционных систем горячего водоснабжения.	71
3.6. Гидравлический расчет циркуляционных теплопроводов.	73
3.7. Подбор циркуляционных насосов.	80
4. Регулирование централизованного теплоснабжения.	83
4.1. Задачи и виды регулирования.	83
4.2. Общее уравнение регулирования.	85

4.3. Тепловые характеристики теплообменных аппаратов.	89
4.4. Центральное качественное регулирование.	93
4.5. Центральное количественное регулирование.	97
4.6. Центральное качественно-количественное регулирование.	99
4.7. Центральное качественное регулирование по отопительной нагрузке.	101
4.7.1. Графики тепловой нагрузки, температур и расходов сетевой воды на отопление.	101
4.7.2. Графики тепловой нагрузки, температур и расходов сетевой воды на вентиляцию.	102
4.7.3. Графики тепловой нагрузки, температур и расходов сетевой воды на горячее водоснабжение при закрытой системе теплоснабжения.	104
4.7.4. Графики тепловой нагрузки, температур и расходов сетевой воды на горячее водоснабжение при открытой системе теплоснабжения.	105
4.7.5. Суммарный расход воды в теплосети.	107
4.7.6. Средняя температура воды в обратном трубопроводе теплосети.	110
4.8. Центральное качественное регулирование по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения.	110
4.9. Регулирование отпуска теплоты в открытых системах теплоснабжения.	113
Список использованных источников.	118

Введение

Теплоснабжение является одной из специальных дисциплин специальности «Теплогасоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна» и базируется на предварительном изучении студентами основополагающих дисциплин, таких как «Техническая термодинамика», «Тепломассообмен», «Механика жидкости и газа», «Строительная теплофизика», поэтому изложение материала основано на знании студентами вышеназванных дисциплин, а также спецкурсов «Отопление» и «Теплогенерирующие установки»,

Издание является частью общего курса «Теплоснабжение» и содержит четыре главы: «Теплопотребление», «Системы теплоснабжения», «Горячее водоснабжение» и «Регулирование централизованного теплоснабжения».

Изложение курса лекций в значительной мере основывается на материалах учебника Соколова Е.Я. «Теплофикация и тепловые сети», а также учебного пособия Козина В.Е. и др. «Теплоснабжение», указанных в списке использованной литературы.

В подготовке иллюстративного материала активное участие принимали студенты Федынко П.П. и Литвина А.А.

1. ТЕПЛОВОЕ ПОТРЕБЛЕНИЕ

1.1. Тепловые нагрузки

По режиму потребления тепла в течение года различают сезонные и круглогодичные тепловые нагрузки.

К сезонным относят тепловые нагрузки на отопление, вентиляцию и кондиционирование воздуха. График каждой из этих нагрузок не имеет круглогодичного характера, а действует только в течение отопительного периода. Характер изменения величины сезонных нагрузок зависит от географического положения теплопотребляющего объекта и от изменяющихся климатических условий (температуры наружного воздуха, его влажности, скорости и направления ветра).

Сезонные тепловые нагрузки имеют относительно постоянный суточный график и переменный годовой график.

Величина отопительной нагрузки в течение года зависит от метеорологических условий данного отопительного периода и может значительно отличаться от нагрузок отопительных периодов предыдущих лет. Изменение отопительной нагрузки в течение суток зависит от теплоустойчивости ограждающих конструкций здания.

Тепловая нагрузка на вентиляцию по часам суток может отличаться большим разнообразием в зависимости от типа предприятий, режима работы и технологии. Если в системах кондиционирования воздуха искусственный холод производится на основе использования тепловой энергии из теплосети, то такие системы относятся к круглогодичным потребителям.

К круглогодичным тепловым нагрузкам относят нагрузку горячей водоснабжения и технологическую нагрузку.

Величина и характер нагрузки горячего водоснабжения зависят от типа теплопотребляющего объекта (жилые здания, общежития, гостиницы, общественные здания, коммунальные потребители и т. д.), степени благоустройства жилых и других зданий, от вида теплопотребителей и от режима потребления горячей воды населением.

В теплый период года тепловая нагрузка на горячее водоснабжение уменьшается по сравнению с холодным периодом на 30–35 %, так как летом температура холодной воды в водопроводе на 10–12 °С

выше, чем зимой. Кроме того, в теплый период уменьшается количество потребителей (отпуска, дачи и т. п.).

Технологические нагрузки зависят от типа предприятий, количества потребляемого тепла и его вида (горячая вода, пар), режима работы предприятий (количество смен) и от технологии.

Круглогодичные тепловые нагрузки не зависят от метеорологических факторов. Они имеют переменный суточный график и относительно постоянный годовой график.

При проектировании систем теплоснабжения расчетные величины тепловых нагрузок следует принимать по типовым проектам отопления, вентиляции и горячего водоснабжения теплопотребляющих объектов, технологическим проектам или по эксплуатационным данным. При перспективном строительстве расчетные тепловые нагрузки из типовых проектов следует принимать с соответствующими корректировками по климатическим условиям и новым нормативным требованиям.

При отсутствии вышеуказанных сведений расчетные тепловые нагрузки определяются расчетом по укрупненным показателям. Степень укрупнения при этом может быть различной.

Например, при расчете теплопотребления проектируемого района города удельные тепловые нагрузки можно рассчитывать на одного жителя, на 1 м^2 жилой площади и относить ко всей территории, к микрорайону или к кварталу, так как соотношение жилых, общественных, административных и промышленных зданий обычно бывает различным.

Из укрупненных показателей тепловых нагрузок наименьшую степень укрупнения имеют показатели по отдельным зданиям, следовательно, они обладают наибольшей точностью.

1.2. Определение тепловых нагрузок для жилых районов городов и населенных пунктов

При отсутствии нормативных данных, т. е. при отсутствии проектов отопления, вентиляции и горячего водоснабжения жилых, общественных и производственных зданий, а также технологических проектов производств тепловые нагрузки должны определяться [8]:

– для предприятий — по укрупненным ведомственным нормам расхода тепла или по проектам аналогичных предприятий;

– для жилых районов городов и населенных пунктов – по формулам, приведенным ниже.

Максимальный тепловой поток (тепловая нагрузка), Вт, на отопление жилых и общественных зданий

$$Q_{o \max} = q_o A(1 + K_1), \quad (1.1)$$

где q_o – укрупненный показатель максимального теплового потока (тепловой нагрузки) на отопление жилых зданий на 1 м^2 общей площади, принимаемый по прил. А [8] в зависимости от t_o , этажности и периода строительства здания, Вт;

A – общая площадь жилых зданий, м^2 ;

K_1 – коэффициент, учитывающий тепловой поток на отопление общественных зданий. При отсутствии данных следует принимать $K_1 = 0,25$.

Общая и жилая площадь связаны соотношением

$$\frac{F_{\text{ж}}}{F} = 0,6-0,72.$$

Общую площадь жилых зданий A , м^2 , определяют исходя из жилой площади $F_{\text{ж}}$ и безразмерного планировочного коэффициента квартиры K , величину которого рекомендуется принимать равной $0,6-0,72$ [4, с. 10]. Пользуясь табл. 4.1 и 4.1, а [5] можно определить жилую площадь квартала и количество населения, проживающего в квартале:

$$m = \frac{F_{\text{ж}}}{9,0}.$$

Максимальный тепловой поток, Вт, на вентиляцию общественных зданий

$$Q_{v \max} = q_o A K_1 K_2, \quad (1.2)$$

где K_2 – коэффициент, учитывающий тепловой поток на вентиляцию общественных зданий; при отсутствии данных следует при-

мать для общественных зданий постройки до 1985 г. – 0,4; для зданий постройки после 1985 г. – 0,6.

Средний тепловой поток, Вт, на горячее водоснабжение жилых и общественных зданий

$$Q_{hm} = \frac{m \cdot c(a+b)(t_m^h - t_c) \cdot 1,2}{24 \cdot 3600} \quad (1.3)$$

или
$$Q_{hm} = q_h \cdot m,$$

где m – количество жителей (в квартале, микрорайоне), чел.;

c – удельная теплоемкость воды, $c = 4187$ Дж/(кг · °С);

a – норма расхода горячей воды в литрах при температуре 55 °С одного человека в средние сутки за отопительный период [2, прил. Б];

b – то же для общественных зданий. При отсутствии данных принимать равной 25 кг/сут на одного человека (25 л/сут · чел.);

t_m^h – средняя температура горячей воды в водоразборных стояках: $t_m^h = 55$ °С;

t_c – температура холодной воды в зимний период: $t_c = 5$ °С (при отсутствии данных);

1,2 – коэффициент, учитывающий теплоотдачу в помещения от трубопроводов системы горячего водоснабжения, в том числе на отопление ванных комнат;

q_h – укрупненный показатель среднего теплового потока на горячее водоснабжение на одного человека (с учетом общественных зданий), Вт/чел. [8, прил. А].

Максимальный тепловой поток, Вт, на горячее водоснабжение жилых и общественных зданий

$$Q_{h \max} = 2,4 Q_{hm}. \quad (1.4)$$

Средний тепловой поток на отопление, Вт, за отопительный период следует определять по выражению

$$Q_{\text{от}} = Q_{\text{о max}} \frac{t_i - t_{\text{от}}}{t_i - t_0}, \quad (1.5)$$

где t_i – расчетная температура внутреннего воздуха в помещениях. В расчетах теплотребления следует принимать для жилых зданий $t_i = 18^\circ\text{C}$, для производственных зданий $t_i = 16^\circ\text{C}$; при расчете теплотребления городов (районов) $t_i = 18^\circ\text{C}$;

$t_{\text{от}}$ – средняя температура наружного воздуха за отопительный период, $^\circ\text{C}$;

t_0 – расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления, $^\circ\text{C}$.

Средний тепловой поток на вентиляцию, Вт (также за отопительный период)

$$Q_{\text{в m}} = Q_{\text{в max}} \frac{t_i - t_{\text{ом}}}{t_i - t_0}. \quad (1.6)$$

Средний тепловой поток, Вт, на горячее водоснабжение в теплый период года

$$Q_{hm}^s = Q_{hm} \frac{t_m^h - t_c^s}{t_m^h - t_c} \cdot \beta, \quad (1.7)$$

где t_c^s – температура холодной воды в водопроводе в летний период, при отсутствии данных следует принимать $t_c^s = 15^\circ\text{C}$;

β – коэффициент, учитывающий изменение среднечасового расхода воды на горячее водоснабжение в летний период, принимаемый для жилых, общественных и коммунальных зданий $\beta = 0,8$. Для южных и курортных городов $\beta = 1,5$, а для промпредприятий $\beta = 1,0$.

Годовая тепловая нагрузка на отопление, кВт·ч:

$$Q_0^{\text{год}} = Q_{\text{от}} \cdot n_0 \cdot 24 \cdot 10^{-3}, \quad (1.8)$$

где n_0 – продолжительность отопительного периода в сутках (число суток с температурой наружного воздуха $t_0 = +8^\circ$ и ниже).

Годовая тепловая нагрузка на вентиляцию общественных зданий кВт·ч:

$$Q_v^{\text{год}} = Q_{vm} \cdot \eta_o \cdot Z \cdot 10^{-3}, \quad (1.9)$$

где Z – усредненное за отопительный период число часов работы систем вентиляции общественных зданий в течение суток (при отсутствии данных принимать $Z = 16$ часов).

Годовая тепловая нагрузка на горячее водоснабжение жилых и общественных зданий, кВт·ч:

$$Q_h^{\text{год}} = Q_{hm} \cdot \eta_o \cdot 24 \cdot 10^{-3} + Q_{hm}^s (350 - \eta_o) 24 \cdot 10^{-3}, \quad (1.10)$$

где $350 = 365 - 15$, а 15 – число суток в году, когда тепловая сеть отключается на профилактику и текущий ремонт.

Годовые тепловые нагрузки для промпредприятий определяют по ведомственным нормам теплопотребления, а для действующих предприятий используют эксплуатационные данные. При определении нагрузок учитывают режимы теплопотребления, сменность работы и число дней работы в году.

1.3. Определение тепловых нагрузок для отдельных зданий и сооружений

Расчетные тепловые нагрузки, Вт, на отопление для отдельных зданий, объемы и размеры которых известны, определяют по выражению

$$Q_o = (1 + \mu) q_o V_c (t_i - t_o), \quad (1.11)$$

где q_o – удельная тепловая нагрузка на отопление (удельная отопительная характеристика здания), определяемая по справочной литературе в зависимости от типа здания, его размеров, расчетной температуры наружного воздуха, времени постройки, Вт/(м³·°С);

V_c – объем здания по наружному обмеру – строительный объем здания, м³;

μ – коэффициент инфильтрации, учитывающий долю расхода тепла на подогрев наружного воздуха, поступающего в помещения через неплотности наружных ограждений:

$$\mu = b \sqrt{2gH \left(1 - \frac{t_0 + 273}{t_i + 273}\right)} + v^2, \quad (1.12)$$

где b – постоянная инфильтрации, учитывающая коэффициент остекления наружных ограждений и конструкцию оконных проемов, с/м; для отдельных промышленных зданий с большими световыми проемами $b = (35-40) \cdot 10^{-3}$ с/м; для жилых и общественных зданий с двойным остеклением $b = (8-10) \cdot 10^{-3}$ с/м;

g – ускорение силы тяжести, м/с²;

H – высота помещения (здания), м;

v – расчетная скорость ветра в холодный период года, м/с.

В соответствии с последними нормативными требованиями расчетная тепловая нагрузка на отопление жилых зданий должна вычисляться исходя из величины жилой площади, тогда выражение (1.11) будет иметь вид

$$Q_0 = (1 + \mu) q_0 A_{\text{ж}} \cdot K_v (t_{\text{в}} - t_{\text{н.о}}). \quad (1.13)$$

Объемный коэффициент здания равен

$$K_v = V_c / A_{\text{ж}}, \text{ м}^3/\text{м}^2.$$

Для кирпичных зданий старой застройки с высотой этажа 4 м $K_v = 7-8$ м³/м²; для кирпичных и крупнопанельных зданий 1955–1970 гг. с высотой этажа 2,8 м $K_v = 5,2-6,2$ м³/м²; для зданий более поздней постройки $K_v = 6,2-7,3$ м³/м².

Расчетный тепловой поток, Вт, на вентиляцию для отдельных общественных и промышленных зданий

$$Q_v = q_v V_c \cdot (t_i - t_0), \quad (1.14)$$

где q_v – удельная вентиляционная характеристика зданий, Вт/(м³·°С), принимается в зависимости от назначения здания, его объема, условий вентиляции и др. [7]. При отсутствии данных для обществен-

ных зданий допускается принимать усредненную величину $q_v = 0,232 \text{ Вт}/(\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{С})$.

Тепловой поток, Вт, на горячее водоснабжение за период (сутки, смена) максимального водопотребления следует вычислять по формулам:

а) в течение часа среднего водопотребления

$$Q_{\tau}^h = \frac{c \cdot \rho \cdot q_{\tau}^h \cdot (t_{\tau}^h - t_c)}{3600} + Q^{ht}, \text{ Вт}; \quad (1.15)$$

б) в течение часа максимального водопотребления

$$Q_{hr}^h = \frac{c \cdot \rho \cdot q_{hr}^h \cdot (t_m^h - t_c)}{3600} + Q^{ht}. \quad (1.16)$$

В этих выражениях:

c – удельная теплоемкость воды: $c = 4186 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{С})$;

ρ – плотность воды: $\rho = 1000 \text{ кг}/\text{м}^3$;

q_{hr}^h – максимальный часовой расход горячей воды, $\text{м}^3/\text{ч}$;

q_{τ}^h – средний часовой расход горячей воды, $\text{м}^3/\text{ч}$;

Q^{ht} – потери теплоты подающими теплопроводами и полотенцесушителями системы горячего водоснабжения, Вт.

На начальном этапе проектирования системы горячего водоснабжения, когда диаметры теплопроводов не известны, точное определение потерь тепла в системе невозможно и Q^{ht} оценивается приближенно, в долях от расхода тепла на подогрев среднечасового расхода воды до нормативной температуры, т. е.

$$Q^{ht} = \beta_n \frac{q_{\tau}^h \cdot c \cdot \rho \cdot (t_m^h - t_c)}{3600} \quad (1.17)$$

при этом формулы (1.15) и (1.16) принимают вид

$$Q_T^h = \frac{c \cdot \rho \cdot q_T^h (t_m^h - t_c)(1+\beta)}{3600}; \quad (1.18)$$

$$Q_{hr}^h = \frac{c \cdot \rho \cdot q_{hr}^h (t_m^h - t_c)(1+\beta)}{3600}. \quad (1.19)$$

Величину β следует принимать 0,05–0,2 при изолированных водоразборных стояках и 0,1–0,3 при неизолированных водоразборных стояках или по табл. Г4 [2].

Максимальный часовой расход горячей воды в системе горячего водоснабжения, м³/ч, следует вычислять по формуле

$$q_{hr}^h = 0,005 \cdot q_{o,hr}^h \cdot \alpha_{hr}, \quad (1.20)$$

где α_{hr} – коэффициент, принимаемый согласно [В, прил. 4] в зависимости от общего количества приборов N , обслуживаемых системой, и вероятности их использования P_{hr} .

Вероятность использования приборов для системы в целом определяется по формуле

$$P_{hr} = \frac{3600 \cdot P \cdot q_o^h}{q_{o,hr}^h}. \quad (1.21)$$

Часовой расход воды санитарно-техническим прибором $q_{o,hr}^h$, л/ч, определяется при одинаковых потребителях воды в здании или сооружении по [2, прил. А и Б], а при отличающихся потребителях – по формуле

$$q_{o,hr}^h = \frac{\sum_1^i N_i P_{hr,i} \cdot q_{o,hr,i}^h}{\sum_1^i N_i P_{hr,i}}. \quad (1.22)$$

При отсутствии сведений о видах и количестве санитарно-технических приборов допускается принимать $q_{o,hr}^h = 200$ л/ч.

Вероятность действия санитарно-технических приборов P на участке сети следует определять:

а) при одинаковых потребителях в системе

$$P = \frac{q_{hr,u}^h \cdot U}{q_o^h \cdot N \cdot 3600}; \quad (1.23)$$

б) при отличающихся группах потребителей воды в системе

$$P = \frac{\sum_i N_i P_i}{\sum_i N_i}. \quad (1.24)$$

При отсутствии данных о количестве водоразборных приборов допускается определять P , принимая $N = U$.

В выражении (1.23) $q_{hr,u}^h$ есть норма расхода горячей воды, л, одним потребителем в час наибольшего потребления [2, прил. Б], а U – количество потребителей горячей воды.

Секундный расход горячей воды q_o^h , л/с, водоразборной арматурой (прибором), отнесенный к одному прибору, необходимо определять:

- а) отдельным прибором – согласно [2, прил. А];
- б) различными приборами, обслуживающими одинаковых потребителей на участке системы горячего водоснабжения, – согласно [2, прил. Б];
- в) различными приборами, обслуживающими различных потребителей, – по выражению

$$q_0^h = \frac{\sum_1^i N_i \cdot P_i \cdot q_{0,i}^h}{\sum_1^i N_i P_i}, \quad (1.25)$$

где q_0^h – секундный расход воды водоразборной арматурой (прибором), принимаемый по [2, прил. 3] для каждой группы потребителей, л/с.

Максимальный секундный расход воды на расчетном участке системы горячего водоснабжения при гидравлическом расчете

$$q^h = 5 \cdot q_0^h \cdot \alpha, \quad (1.26)$$

где α – коэффициент, определяемый по [2, прил. В] в зависимости от общего количества водоразборных приборов N , обслуживаемых расчетным участком, и вероятности их действия P в системе.

Средний часовой расход горячей воды q_T^h , м³/ч, за период (сутки, смена) максимального потребления воды T , ч, следует определять по выражению

$$q_T^h = \frac{q_U^h \cdot U}{1000 \cdot T}, \quad (1.27)$$

где q_U^h – норма расхода горячей воды одним потребителем в сутки (смену) максимального потребления, л/сут (л/см) [2, прил. Б].

1.4. Часовые и суточные графики потребления горячей воды

Расход воды (тепла) на горячее водоснабжение в жилых зданиях колеблется в течение суток, недели, месяца. По нормам расхода воды или на основании данных наблюдений строятся графики потребления (расхода): часовые, суточные, недельные и годовые.

Графики могут быть для одного объекта или группы объектов, обслуживаемых центральным тепловым пунктом (ЦТП), и для района города. На рис. 1.1 показан пример суточного графика расхода тепла на горячее водоснабжение в жилом доме. Здесь за 100 % принята величина среднесуточного расхода тепла. Могут быть графики, где за 100 % принят среднечасовой расход. Переход к графику в единицах расхода тепла производится по величине среднечасового (среднесуточного) расхода, равного 100 % на безразмерном графике.

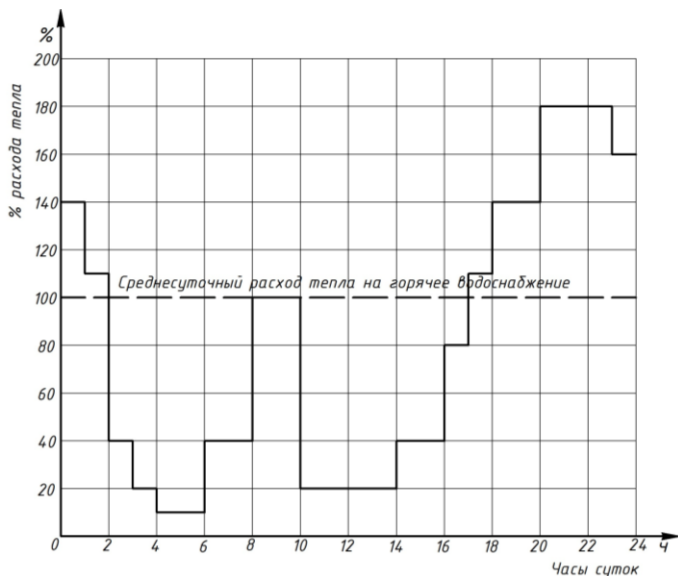


Рис. 1.1. Суточный график расхода тепла на горячее водоснабжение жилого дома

На рис. 1.2 приведен суточный график расхода тепла для бани, а на рис. 1.3 – график потребления горячей воды по характерным дням недели.

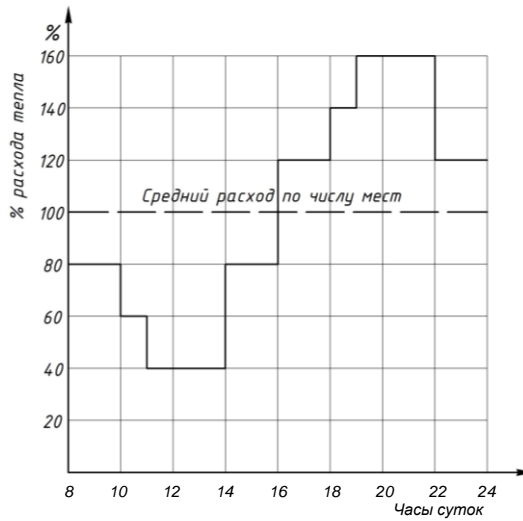


Рис. 1.2. Суточный график расхода тепла для бани

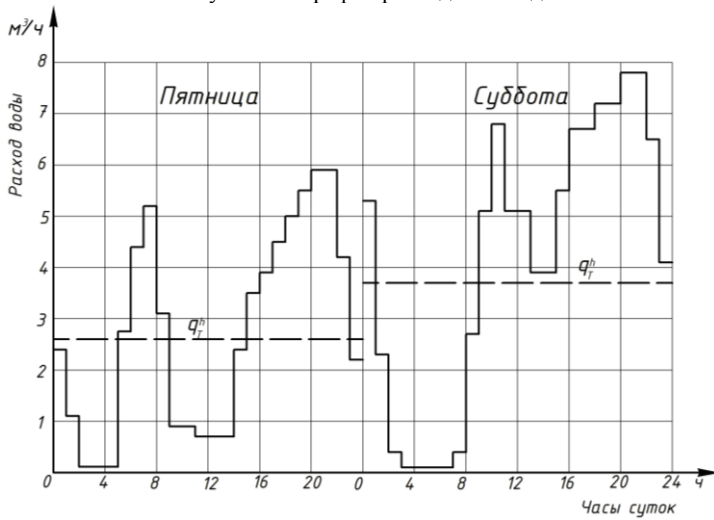


Рис. 1.3. Суточный график потребления горячей воды по характерным дням недели:

q_r^h – средний часовой расход горячей воды, м³/ч за сутки

Неравномерность потребления тепла в течение суток характеризуется коэффициентом часовой неравномерности $K_{\text{ч}}$, показывающим отношение максимального часового расхода воды q_{hr}^h к среднечасовому расходу воды $q_{\text{Т}}^h$:

$$K_{\text{ч}} = \frac{q_{hr}^h}{q_{\text{Т}}^h}. \quad (1.28)$$

В общем случае для определения $K_{\text{ч}}$ вначале необходимо определить q_{hr}^h по формуле (1.20), а затем использовать выражение [4]

$$K_{\text{ч}} = \frac{24 \cdot 1000 \cdot q_{hr}^h}{q_u^h \cdot N}. \quad (1.29)$$

1.5. Интегральные графики расхода тепла. Аккумуляторы тепла

Для определения режима подачи и потребления тепла строят интегральные графики. Исходные данные принимают по суточному графику расхода тепла для характерного потребителя или объекта.

Пример

По имеющемуся суточному графику потребления тепла на горячее водоснабжение (рис. 1.4) построить интегральный график подачи и потребления тепла.

ГДж

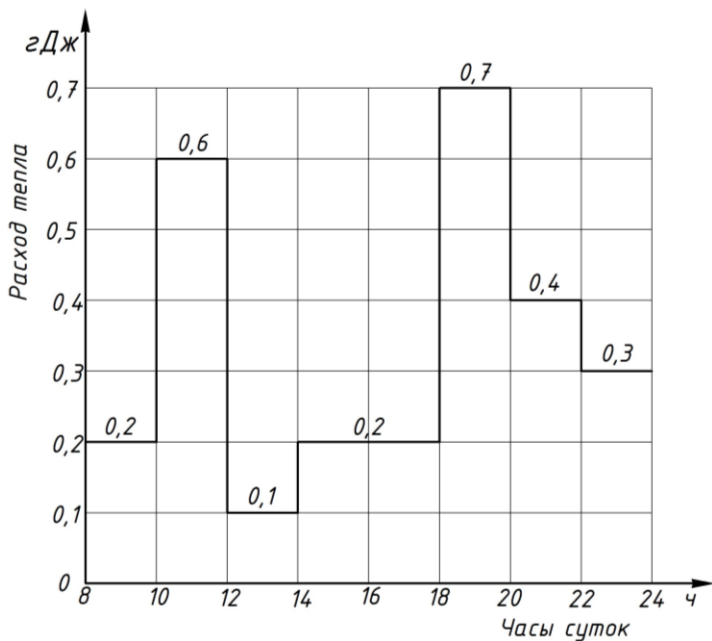


Рис. 1.4. Суточный график потребления тепла на горячее водоснабжение

По суточному графику определяем произведения часовых расходов тепла на продолжительность данных величин расходов. Далее суммируем расход тепла от начала потребления. Результаты сводим в табл. 1.1 и строим график в координатах «количество тепла–часы суток» (рис. 1.5).

Таблица 1.1

Часы	Теплопотребление, Q , ГДж	Суммарное теплопотребление ΣQ , ГДж
8–10	0,4	0,4
10–12	1,2	1,6
12–14	0,2	1,8
14–18	0,8	2,6
18–20	1,4	4,0
20–22	0,8	4,8
22–24	0,6	5,4

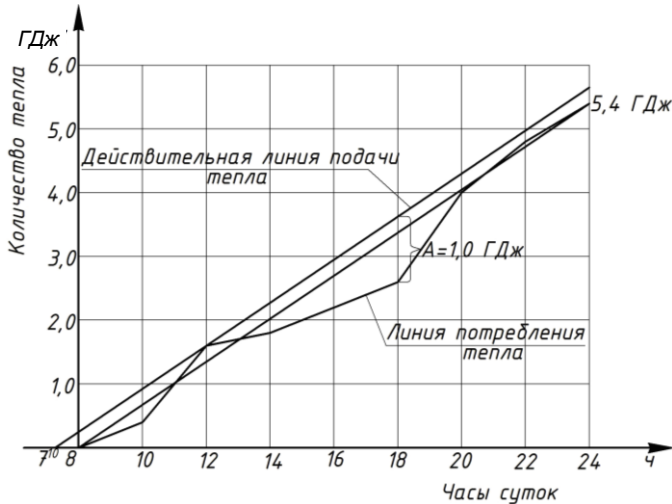


Рис. 1.5. Интегральный график подачи и потребления тепла

Соединяем точку начала потребления тепла 0 ГДж – в 8 часов с конечной точкой: 5,4 ГДж – в 24 часа. Эта линия есть линия подачи тепла, а ломаная – это линия потребления тепла. Тангенс угла наклона линии подачи тепла есть среднечасовой расход тепла за сутки:

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{\sum Q_{\text{сут}}}{24} = Q_{\text{Т}}^h. \quad (1.30)$$

Линия подачи тепла не может проходить ниже линии потребления тепла, так как это означает, что в некоторое время тепла потребляется больше, чем подается в систему. Поэтому линию подачи тепла поднимаем вверх до точки максимальной разницы величин потребления и подачи (в примере это точка в 12 часов). Получаем действительную линию подачи тепла. Из интегрального графика видно, что в этом случае необходимо опережение подачи тепла в систему на 50 минут. Подаваемая вода накапливается в баке-аккумуляторе. Это дает возможность:

- увеличить время потребления горячей воды абонентами;
- уменьшить теплопроизводительность водоподогревателей, а также выровнять их нагрузку;
- устранить колебания температуры горячей воды в системе.

Аккумуляторы тепла устанавливают в банях, прачечных и для других потребителей с большой неравномерностью расхода горячей воды. Для жилых зданий, присоединенных к тепловой сети с круглосуточным графиком подачи теплоты, аккумуляторы тепла не предусматриваются.

Максимальная разность ординат подачи и потребления тепла показывает вместимость бака-аккумулятора в тепловых единицах. Вместимость, л (объем, м³), аккумулятора тепла находят по выражениям:

а) при схеме с постоянным объемом и переменной температурой воды

$$V_{\text{ак}} = \frac{A_{\text{max}}}{(t_{\text{max}} - t_{\text{min}}) c \cdot \rho}; \quad (1.31)$$

б) при схеме с переменным объемом и постоянной температурой воды

$$V_{\text{ак}} = \frac{A_{\text{max}}}{(t_h - t_c) c \cdot \rho}, \quad (1.32)$$

где A_{max} – максимальная разность ординат линий подачи и потребления тепла, кДж;

$t_{\text{max}}, t_{\text{min}}$ – соответственно максимальная и минимальная температура воды в аккумуляторе: $t_{\text{max}} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{\text{min}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$;

t_h – расчетная температура горячей воды в системе горячего водоснабжения, $^\circ\text{C}$;

t_c – расчетная температура холодной воды в водопроводе, $^\circ\text{C}$.

Баки-аккумуляторы устанавливают по схеме с верхним (открытые баки на чердаках, технических этажах) и с нижним расположением (аккумуляторы продавливания с зарядным насосом и без него). В качестве аккумуляторов применяют различные емкости, баки по МВН-718-724, конденсатные баки по МВН ССЭС-2102, корпуса унифицированных механических фильтров, емкостных водоподогревателей и т. п.

1.6. Годовые графики потребления тепла

Для определения расхода топлива, разработки режимов использования оборудования и графиков его ремонта, а также графиков отпусков обслуживающего персонала строятся годовые графики расхода тепла.

Графики тепловых нагрузок на отопление и вентиляцию (рис. 1.6) представляют собой прямые линии, построенные по формулам (1.13) и (1.14).

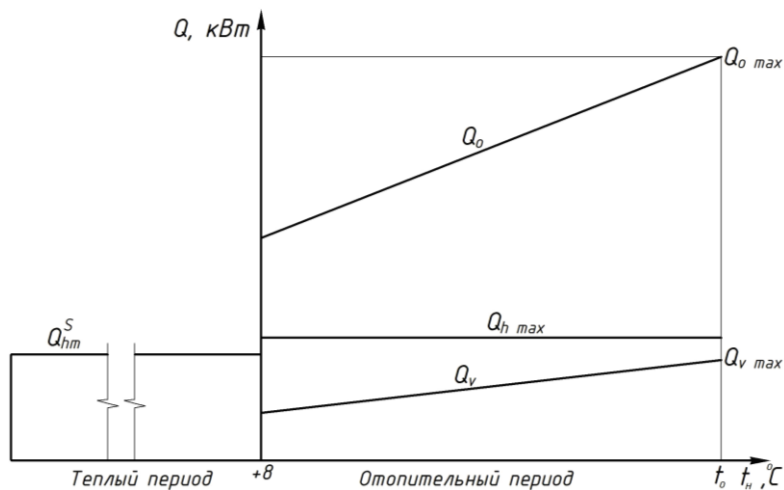


Рис. 1.6. Графики тепловых нагрузок на отопление и вентиляцию (в отопительный период) и на горячее водоснабжение

Пересчет тепловых нагрузок при текущих значениях температуры наружного воздуха производится по формулам

$$Q_o^t = Q_{o \max} \cdot \frac{t_j - t_n}{t_j - t_o}; \quad (1.33)$$

$$Q_v^t = Q_{v \max} \cdot \frac{t_j - t_n}{t_j - t_o}, \quad (1.34)$$

где t_n - текущая температура наружного воздуха, например: $t_n = +8^\circ\text{C}$.

При построении годового графика потребления тепла на горячее водоснабжение величины нагрузок определяют по формулам (1.18), (1.19) и (1.7).

При построении годовых графиков по месяцам расходы тепла на отопление, вентиляцию определяют по среднемесячным температурам наружного воздуха, формулы (1.33) и (1.34). Пример годового графика расхода тепла по месяцам приведен на рис. 1.7.

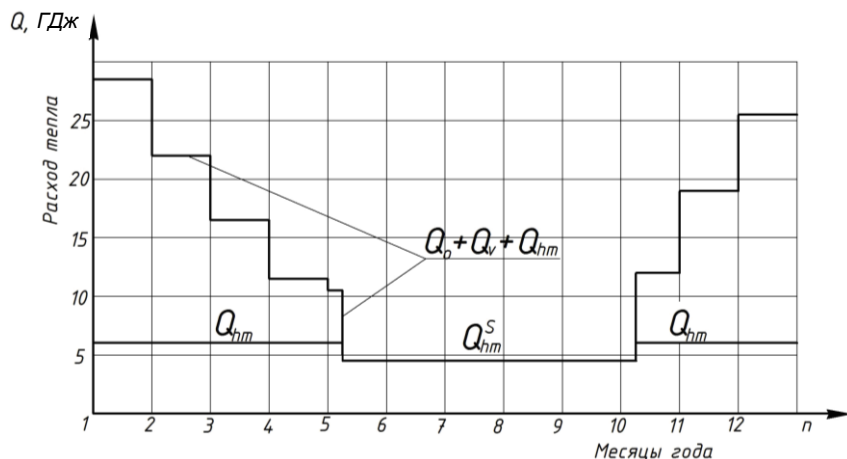


Рис. 1.7. Годовой график расхода тепла по месяцам

Для определения расчетной теплопроизводительности и режима совместной работы источников тепла, установления выгодных параметров теплоносителя, выбора экономического режима работы теплоподготовительного оборудования источников тепла, а также определения других экономических показателей используют годовые графики продолжительности тепловой нагрузки (сезонной, отопительно-вентиляционной, суммарной на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение и технологию).

График годового расхода тепла по продолжительности стояния температур наружного воздуха строится на основании графика суммарных часовых расходов тепла и состоит из двух частей: правой – графика зависимости суммарных часовых расходов тепла от температуры наружного воздуха и левой – годового графика расхода тепла (рис. 1.8).

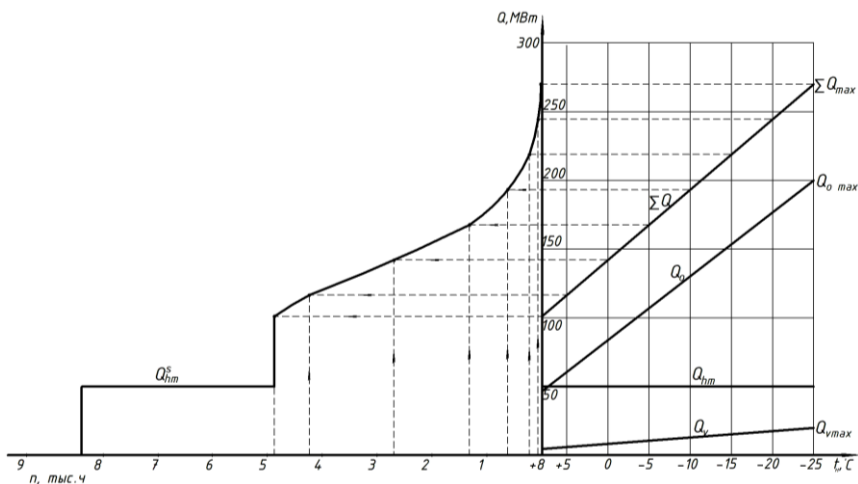


Рис. 1.8. Годовой график расхода тепла по продолжительности стояния температур наружного воздуха

По оси абсцисс в одну сторону откладывают температуры наружного воздуха, в другую сторону – число часов стояния температур наружного воздуха, по оси ординат – тепловые нагрузки (расходы тепла).

Число часов стояния температур наружного воздуха за отопительный период для данного города определяют по [5, прил. 3 и 6, табл. 1.3].

2. СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

2.1. Классификация систем теплоснабжения.

Теплоносители

Основными составными частями системы теплоснабжения являются источник тепла, тепловая сеть и местные системы теплоснабжения. В качестве источника тепла могут быть ТЭЦ, районные или групповые котельные, местные котельные и индивидуальные источники тепла. На теплоэлектроцентрали (ТЭЦ) одновременно

производятся электрическая и тепловая энергия (электрическая энергия производится на тепловом потреблении), т. е. осуществляется теплофикация, поэтому системы теплоснабжения от ТЭЦ называют **теплофикационными**. Системы теплоснабжения от районных котельных (РК) или групповых котельных называют **централизованными системами теплоснабжения**.

Местная котельная обслуживает, как правило, одного потребителя, например, баню. Этот источник теплоты можно считать **децентрализованным или индивидуальным**.

На ТЭЦ или в котельной имеется комплекс установок и оборудования для приготовления теплоносителя (воды или пара), который транспортируется в тепловой район к потребителям по тепловым сетям из стальных трубопроводов. В тепловом районе имеются групповые или индивидуальные тепловые пункты (станции), к которым присоединены системы теплоиспользования потребителей тепла (системы отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха, технологические системы).

Таким образом, комплекс установок и оборудования, предназначенных для подготовки, транспорта и использования теплоносителя, составляет систему теплоснабжения.

Системы теплоснабжения можно классифицировать:

- по источнику теплоснабжения – теплофикационные системы, централизованные системы от районных или групповых котельных и децентрализованные системы от местных, индивидуальных котельных, отопительных печей и т. п.;

- теплоносителю – водяные и паровые;

- способу присоединения систем горячего водоснабжения потребителей тепла – на закрытые и открытые;

- способу транспорта теплоносителей или по количеству трубопроводов теплосети – на одно-, двух- и многотрубные;

- режиму отпуска теплоты – системы с центральным, местным и смешанным регулированием; с количественным, качественным, качественно-количественным и прерывистым регулированием (регулирование пропусками).

Для перемещения теплоты в настоящее время используют два вида теплоносителя – воду и пар, в связи с чем и различают водяные и паровые системы теплоснабжения. Для покрытия сезонной нагрузки и нагрузки горячего водоснабжения в качестве теплоноси-

теля используют воду. Пар в качестве теплоносителя используется для покрытия технологических нагрузок в паровых системах теплоснабжения промпредприятий. В этих случаях теплоноситель – пар часто используется также для покрытия нагрузок отопительной, вентиляционной и системы горячего водоснабжения.

Выбор теплоносителя определяется технико-экономическим расчетом и зависит от характера источника тепла и вида теплопотребителя.

Вода как теплоноситель имеет ряд преимуществ перед паром:

- возможность транспорта тепла на большие расстояния без его существенных потерь. Понижение температуры воды в среднем составляет менее $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ на 1 км теплопровода. Энергетический потенциал пара изменяется более значительно, например, давление пара уменьшается в среднем на $0,1\text{--}0,15\text{ МПа}$ на 1 км длины паропровода. Соответственно при водяных системах давление пара в отборах турбин значительно ниже, чем при паровых системах ($0,06\text{--}0,2\text{ МПа}$ против $0,1\text{--}0,15\text{ МПа}$);

- осуществление центрального качественного и количественного регулирования у источника тепла;

- сохранение всего конденсата у источника тепла. В паровых системах неизбежна потеря конденсата, а также его загрязнение и аэрация. Очистка возвращаемого конденсата и его деаэрация в ряде случаев приводит к значительным материальным затратам;

- схемы присоединения потребителей к водяным теплосетям проще, чем к паропроводам. Дополнительные устройства и оборудование систем возврата и транспорта конденсата в паровых системах также увеличивают материальные затраты;

- повышенная аккумулирующая способность водяной системы позволяет сглаживать график теплоснабжения.

В свою очередь, пар как теплоноситель по сравнению с водой имеет следующие достоинства:

- более широкие возможности применения пара как теплоносителя при сочетании технологических нагрузок с нагрузками отопительной, вентиляционной системы и системы горячего водоснабжения;

- хорошее распределение тепла между абонентами при разветвленной теплосети. В водяных теплосетях хорошее распределение теплоносителя может быть достигнуто более точной увязкой всех ответвлений при гидравлическом расчете теплопроводов;

– незначительная величина гидростатического давления при больших перепадах высот рельефа местности вследствие значительно меньшей удельной плотности пара по сравнению с водой;

– отсутствие расхода электроэнергии на перемещение пара. В паровых системах электроэнергия расходуется только на возврат конденсата, количество ее не сравнимо с количеством электроэнергии на транспорт воды в водяных системах;

– простота обнаружения аварий и их ликвидация (полностью пар из паропровода не выпускается).

При выборе параметров теплоносителя учитываются технико-экономические показатели по всем элементам системы – источнику тепла, теплосети, абонентским установкам.

В настоящее время в Республике Беларусь для удовлетворения коммунально-бытовой нагрузки (нагрузки отопления, вентиляции и горячего водоснабжения) жилых, общественных зданий и промышленных предприятий в качестве теплоносителя используется вода, т. е. применяют водяные системы теплоснабжения. При теплофикации это позволяет использовать для теплоснабжения отработавший пар низкого давления из отборов теплофикационных турбин, что повышает эффективность теплофикации.

Пар как теплоноситель используется на предприятиях, обычно в сочетании с технологическим потреблением пара, а также после технологических аппаратов в виде конденсата.

В тех случаях, когда основной тепловой нагрузкой теплового района является технологическая нагрузка высокого потенциала, а сезонная нагрузка невелика, в качестве теплоносителя применяется пар.

При выборе системы теплоснабжения и параметров теплоносителя учитываются технические и экономические показатели по всем элементам системы: источнику тепла, теплосети, абонентским установкам. При выборе паровых систем от ТЭЦ тепловая нагрузка покрывается паром более высокого потенциала, поэтому удельная комбинированная выработка электрической энергии снижается.

Температуру воды в водяных тепловых сетях в настоящее время принимают по графику от 120–70 до 150–70. Переход на повышенные параметры сулит экономическую выгоду, однако это требует повышение давления, что в свою очередь требует перевода всех систем отопления на независимую схему и возможно при соответствующих запасах прочности трубопроводов теплосети.

Но увеличение температуры теплоносителя снижает его расход и соответственно уменьшает диаметры теплопроводов. Это влечет за собой уменьшение энергии на транспорт теплоносителя, уменьшение капитальных затрат и т. д.

Так, если увеличить расчетный перепад температур теплоносителя в два раза (с 120–70 до 170–70), то расход сетевой воды сократится в два раза, гидравлическое сопротивление уменьшится в четыре раза (квадратичная зависимости), а расход энергии на привод сетевых насосов уменьшится в восемь раз (кубическая зависимость).

С другой стороны, увеличение температуры теплоносителя при его неизменном расходе позволяет увеличить количество транспортируемой теплоты в тепловой район, что дает возможность подключать новых потребителей теплоты при уплотнении застройки.

2.2. Водяные системы

По способу подключения потребителей тепла различают два типа систем теплоснабжения: закрытые и открытые. В *закрытых* системах вода, циркулирующая в теплосети, используется только как теплоноситель и из трубопроводов сети разбор воды не производится. В *открытых* системах вода частично или полностью разбирается из трубопроводов на горячее водоснабжение абонентов, подключенных к теплосети.

В зависимости от числа труб водяные системы разделяют на однотрубные, двухтрубные и многотрубные. Наиболее простой является *однотрубная* бессливная система, которая может применяться при равенстве расходов сетевой воды на покрытие отопительно-вентиляционной нагрузки и нагрузки горячего водоснабжения, величина которой имеет постоянное значение.

Наибольшее применение в настоящее время находят *двухтрубные* системы, как требующие меньших капиталовложений по сравнению с многотрубными и более надежные в эксплуатации. Двухтрубные системы применимы в тех случаях, когда всем потребителям теплового района требуется теплота одинакового потенциала (отопление, вентиляция и горячее водоснабжение).

Если требуется тепло разного потенциала (например, технологическая нагрузка), то применяют трехтрубные системы – две подающие линии с теплоносителем разного потенциала – и общая обрат-

ная линия. Примером однотрубной системы могут служить системы горячего водоснабжения без циркуляционного трубопровода, паровые системы без возврата конденсата, транзитный трубопровод от загородного источника теплоты в тепловой район с открытой системой теплоснабжения.

2.2.1. Закрытые системы

В зависимости от характера и величины тепловой нагрузки и режима работы теплосетей могут применяться различные схемы присоединения абонентов – абонентские вводы, местные или индивидуальные тепловые пункты (ИТП) и центральные тепловые пункты (ЦТП). На рис. 2.1 показаны возможные схемы присоединения систем отопления к тепловой сети. На рис. 2.1, *а–е* системы отопления подключены по зависимой схеме, на рис. 2.1, *ж* система отопления присоединена по независимой схеме, через теплообменник. При зависимых схемах присоединения вода из теплосети поступает непосредственно в систему отопления, давление теплоносителя в системе отопления зависит от давления в теплосети в месте присоединения системы отопления, система отопления гидравлически связана с теплосетью.

При независимом присоединении сетевая вода поступает в теплообменник, в котором нагревает воду из системы отопления. Давление воды в системе отопления не зависит от давления в тепловой сети, так как система отопления гидравлически не связана (не зависима) с тепловой сетью.

Основным недостатком зависимых схем присоединения является жесткая гидравлическая связь тепловой сети и нагревательных приборов систем отопления абонентов. Поэтому зависимые системы отопления применяют в условиях, когда давление в тепловых сетях не превышает прочности отопительных приборов. Например, чугунные радиаторы выдерживают избыточное давление до 0,6 МПа, стальные конвекторы – до 1,0 МПа.

а б в г д е ж

РБ

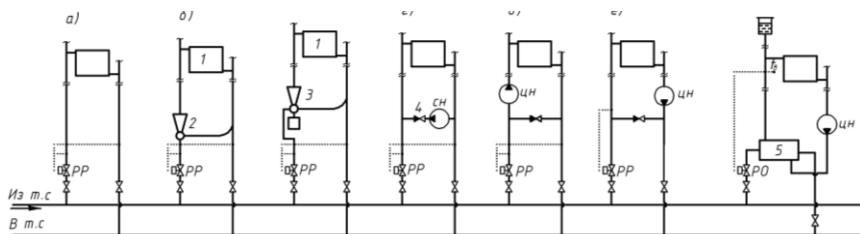


Рис. 2.1. Схемы присоединения местных систем отопления к двухтрубным водяным теплосетям.

а-е – зависимые схемы:

а – непосредственное присоединение; *б* – со смесительным узлом в виде водоструйного элеватора; *в* – то же с регулируемым водоструйным элеватором; *г* – со смесительным насосом на перемычке; *д* – с циркуляционным насосом на подающем трубопроводе; *е* – то же на обратном трубопроводе; *ж* – независимая схема присоединения системы отопления к тепловой сети;

PP – регулятор расхода (перепада давления в теплосети); РО – регулятор отопления; СН – смесительный насос; ЦН – циркуляционный насос; РБ – расширительный бак; 1 – нагревательный прибор; 2 – водоструйный элеватор нерегулируемый; 3 – регулируемый водоструйный элеватор; 4 – обратный клапан; 5 – водоводяной теплообменник

Рассмотрим возможные случаи присоединения местных систем отопления.

По схеме рис. 2.1, *а* присоединяются системы отопления промышленных предприятий, а если температура сетевой воды не превышает 105°C , то могут присоединяться и системы отопления жилых и общественных зданий. Вода из подающего трубопровода теплосети поступает в нагревательные приборы, остывшая вода возвращается в обратный трубопровод теплосети.

До последнего времени системы отопления малоэтажных жилых и общественных зданий (до девяти этажей) в большинстве своем присоединялись к тепловым сетям по зависимой схеме с элеваторным смещением (рис. 2.1, *б*). Так как температурный график в теплосети часто бывает выше 100°C , а в системах отопления жилых и общественных зданий температура теплоносителя не должны превышать 95°C , то понижение температуры осуществляется подмешиванием воды из обратного трубопровода системы отопления в подающий. Смешанная вода, имеющая более низкую температуру, поступает в систему отопления. Серьезным недостатком схемы яв-

ляется отсутствие циркуляции в системе отопления при прекращении подачи воды в сопло элеватора (при аварийном выключении возможно замораживание воды в системе отопления).

Другим недостатком элеватора является низкий КПД, равный 0,2–0,3. Для создания требуемой разности давления после элеватора необходимо иметь разность давлений в трубопроводах теплосети до элеватора в 8–10 раз большую (не менее 100–150 кПа), что требует увеличения мощности сетевых насосов. Работа элеватора характеризуется постоянной величиной коэффициента смешения, т. е. соотношением количества подмешиваемой воды из обратного трубопровода к количеству сетевой воды, проходящей через сопло элеватора. Этот недостаток не позволяет с повышением температуры наружного воздуха уменьшать расход сетевой воды при расчетных параметрах. При постоянном коэффициенте смешения сокращение расхода воды через сопло элеватора уменьшает расход воды в системе отопления, что в свою очередь вызывает гидравлическую и тепловую разрегулировку системы отопления.

Этот недостаток устраняется при применении элеваторов с регулируемым соплом (рис. 2.1, в). Такие элеваторы позволяют в определенных пределах изменять коэффициент смешения, уменьшая температуру воды, подаваемую в систему отопления, осуществляя местное качественно-количественное регулирование, не допуская «пере-топов» зданий.

Встречается применение схем с элеваторным смешением и с дополнительным насосом на перемычке элеватора. Насос включается в работу только в периоды необходимости количественного регулирования или регулирования «пропусками», при температурах наружного воздуха $t_n > t'_n > 0$ °С. Кроме того, насос на перемычке может включаться в аварийной ситуации для создания циркуляции в местной системе отопления при отключении теплосети.

Схема с циркуляционным смесительным насосом на перемычке (рис. 2.1, г) применяется при недостаточной для работы элеватора разности давлений в трубопроводах ввода теплосети. Это прогрессивное решение кроме преимущества перед элеваторным смешением позволяет увеличивать гидравлическое сопротивление системы отопления, используя уменьшенные диаметры труб системы отопле-

ния. Это увеличивает гидравлическую устойчивость как системы отопления, так и системы теплоснабжения в целом.

Схема с повысительно-циркуляционным насосом на подающем трубопроводе (рис. 2.1, *д*) находит применение, когда необходимо повысить давление в подающем трубопроводе системы отопления до нужной величины. Схемы с циркуляционным насосом на обратном трубопроводе (рис. 2.1, *е*) применяют, когда необходимо понизить давление в обратном трубопроводе системы отопления. В обоих случаях насосы выполняют роль смесительных.

На (рис. 2.1, *ж*) показана независимая схема присоединения системы отопления к тепловой сети. По такой схеме подключают системы отопления в случаях с высоким давлением в теплосети или отдельные высотные здания, для которых давление в теплосети недостаточно для заполнения верхних элементов системы отопления. Система отопления гидравлически независима от тепловой сети. Циркуляция воды в системе отопления создается циркуляционным насосом по схеме: ЦН–теплообменник–нагревательные приборы–ЦН. Местная система оборудуется расширительным баком (РБ), создающим необходимое гидростатическое давление независимо от теплосети. Подпитка системы отопления осуществляется из теплосети (на схеме не показана). Регулятор отопления поддерживает требуемую температуру внутреннего воздуха в контрольном помещении, изменяя расход сетевой воды (первичного теплоносителя) через отопительный теплообменник.

На рис. 2.2 показаны примеры отдельного присоединения системы горячего водоснабжения к тепловой сети.

Вода (рис. 2.2, *а*) из водопровода поступает в теплообменник Т, в котором нагревается сетевой водой до расчетной температуры t_r и подается в систему горячего водоснабжения. Циркуляционная вода по сборному циркуляционному трубопроводу циркуляционным насосом ЦН подается к теплообменнику, где смешивается с водопроводной водой (точка 1). Температура горячей воды поддерживается на заданном уровне t_r регулятором температуры РТ, установленном на подающем трубопроводе сетевой воды. Аккумулятор тепла А выравнивает график неравномерного водопотребления. Зарядка аккумулятора производится снизу при уменьшении водоразбора в системе горячего водоснабжения, разрядка – под действием массы воды в баке при увеличении водоразбора в системе. В схеме рис.

2.2, б) с нижним расположением аккумулятора насос Н при недостатке давления на вводе водопровода выполняет роль повысительно-циркуляционного. В схеме насос, диаметры труб и сопротивление теплообменника на участке 1–2 подбираются так, чтобы при среднечасовом расходе воды потери давления на этом участке были равны разности давлений, создаваемой насосом, т. е. чтобы при среднечасовом расходе разность давлений в точках 2 и 1 была равна нулю. Следовательно, при среднечасовом водоразборе движения воды через аккумулятор и по циркуляционному трубопроводу нет.

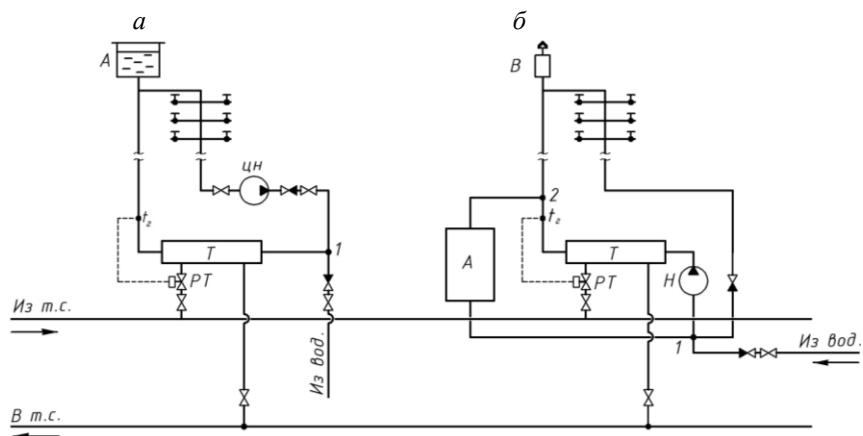


Рис. 2.2. Схемы присоединения местных систем горячего водоснабжения к двухтрубным водяным теплосетям:

а – закрытая с верхним расположением аккумулятора тепла;

б – закрытая с нижним расположением аккумулятора тепла;

ЦН – циркуляционный насос; А – аккумулятор тепла; РТ – регулятор температуры;

Т – водо-водяной теплообменник; Н – повысительно-циркуляционный насос;

В – воздухоосборник; t_r – расчетная температура

Допустим, водоразбор стал меньше среднечасового. Потери давления на участке 1–Н–Т–2 уменьшатся и станут меньше разности давления, создаваемого насосом, давление в точке 2 станет больше, чем в точке 1, циркуляция возобновится, аккумулятор начнет заполняться «сверху вниз», выталкивая вниз холодную воду.

При водоразборе, равном среднечасовому расходу, зарядка аккумулятора прекратится. Если водоразбор увеличится и станет боль-

ше среднечасового, то потери давления на участке 1–Н–Т–2 увеличатся, давление в точке 2 станет меньше, чем в точке 1, холодная вода кроме основного направления 1–Н–П–2 дополнительно пойдет в аккумулятор снизу и будет осуществляться разрядка аккумулятора. Схема хорошо работает при тщательном расчете, подборе оборудования и регулировке.

В большинстве случаев для абонентов характерны сочетание нагрузок отопления, горячего водоснабжения и вентиляции, особенно отопления и горячего водоснабжения. Такое сочетание нагрузок характерно для жилых районов и микрорайонов в городах. Поэтому в тепловых пунктах имеют место схемы совместного присоединения установок отопления и горячего водоснабжения – параллельная, предвключенная, двухступенчатая смешанная и двухступенчатая последовательная. В этих схемах отопительные установки могут присоединяться как по зависимой, так и по независимой схеме.

При предвключенной схеме (рис. 2.3) подогреватель системы горячего водоснабжения подключен к теплосети перед системой отопления. Происходит частичное охлаждение сетевой воды, и при увеличении водоразбора на горячее водоснабжение в систему отопления поступает количество теплоты ниже расчетного. Для уменьшения влияния нагрузки горячего водоснабжения на отопление в схеме применен метод связанной подачи тепла (связанное регулирование), суть которого состоит в следующем: регулятор расхода РР и регулятор температуры РТ работают связано, зависимо один от другого. При минимальном водоразборе на горячее водоснабжение клапан РТ прикрыт, а РР открыт, в систему отопления поступает максимальное количество теплоты, которое аккумулируется в ограждающих конструкциях, оборудовании и мебели. При максимальном водоразборе в системе горячего водоснабжения клапан РТ открыт, а клапан РР прикрыт, в систему отопления поступает тот же расход сетевой воды, но с меньшей температурой, охлажденной в подогревателе горячего водоснабжения. В системе отопления наблюдается «недотоп», а саккумулированная теплота в ограждающих конструкциях и оборудовании дополнительно поступает в помещение. Эффект аккумуляирования тепла и отдачи его в помещении увеличивается при увеличении тепловой инерции отапливаемых

помещений и системы отопления. Тем не менее предвключенная схема может применяться при небольших соотношениях нагрузок ($(Q_{Г.В}^{\max} / Q_0) < 0,1$).

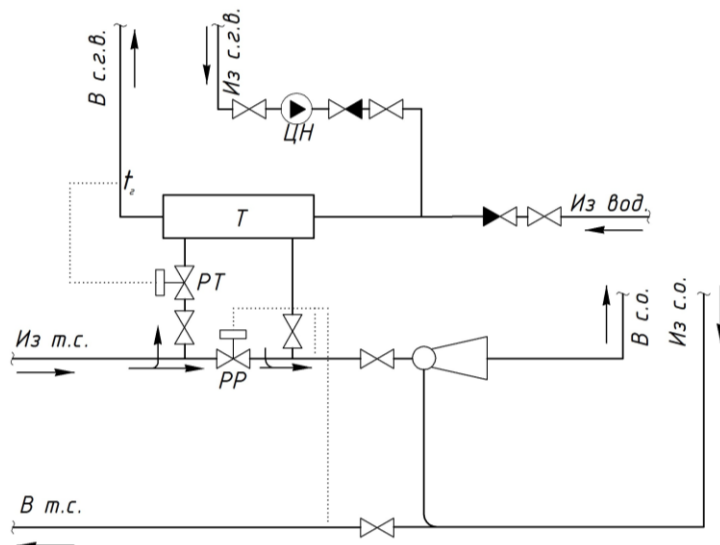


Рис. 2.3. Предвключенная схема присоединения систем горячего водоснабжения и отопления к теплосети (обозначения те же, что и на рис. 2.1 и 2.2)

При параллельном присоединении систем отопления и горячего водоснабжения (рис. 2.4) нагрузки горячего водоснабжения и отопления покрываются только теплом из подающего трубопровода теплосети. Регуляторы температуры горячей воды РТ и отопления РО независимы один от другого (регулирование несвязанное). Регуляторы РТ и РО поддерживают соответственно температуру горячей воды $t_г$ и воздуха в отапливаемых помещениях $t_в$, изменяя расход сетевой воды через теплообменники. При такой схеме тепло обратной воды после системы отопления с температурой 40–70 °С для подогрева водопроводной воды с температурой 5–8 °С не используется. Расход сетевой воды на абонентском вводе является завышенным, складывающимся из расчетного на отопление и на горячее водоснабжение, определяемого по максимальной тепловой нагрузке и минимальной температуре сетевой воды (в точке излома

графика центрального качественного регулирования). Параллельная схема применяется при значительной тепловой нагрузке на горячее водоснабжение ($(C_{Г.В}^{\max} / Q_0) \geq 1,2$).

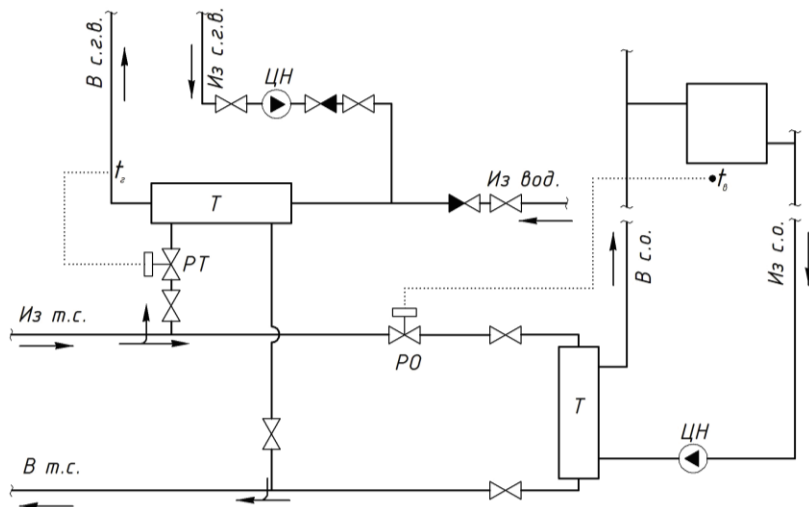


Рис. 2.4. Параллельная схема присоединения систем горячего водоснабжения и отопления к теплосети:

t_b – расчетная температура воздуха в контрольном помещении
(остальные обозначения те же, что и на рис. 2.1 и 2.2)

Расход сетевой воды снижается до 6 % при подключении абонентов по двухступенчатой смешанной схеме (рис. 2.5), в которой осуществляется предварительный нагрев водопроводной воды в 1-й ступени подогрева обратной сетевой водой после системы отопления. Догрев воды до расчетной температуры t_r осуществляется сетевой водой из подающего трубопровода во 2-й ступени подогрева. По сути дела, 1-я ступень подогрева является теплообменником-утилизатором тепла обратной сетевой воды. Регуляторы РТ и РО выполняют функции, как и в параллельной схеме, т. е. регулирование несвязанное. Независимость расхода тепла на отопление и горячее водоснабжение, а также снижение расхода сетевой воды на горячее водоснабжение является достоинством схемы. Температура воды, возвращаемой в обратный трубопровод теплосети, снижается

на 3–5 °С по сравнению с параллельной схемой. При теплоснабжении от ТЭЦ это позволяет для подогрева сетевой воды использовать отработанный пар более низкого давления, от чего возрастает удельная комбинированная выработка электрической энергии.

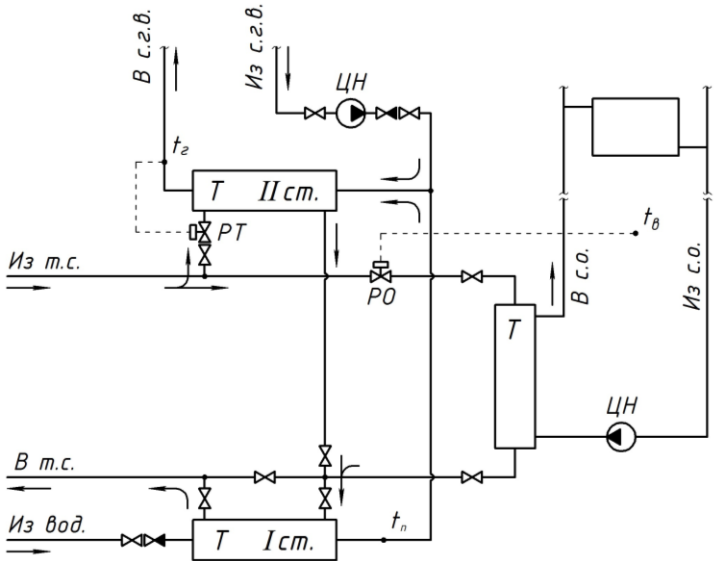


Рис. 2.5. Двухступенчатая смешанная схема присоединения систем отопления и горячего водоснабжения к теплосети:

I ст и II ст – первая и вторая ступени подогрева водопроводной воды на горячее водоснабжение; t'_n – температура водопроводной воды после первой ступени подогрева (остальные обозначения те же, что и на рис. 2.1 и 2.2)

При теплоснабжении от котельной понижение температуры обратной воды не ведет к увеличению количества топлива, а лишь увеличивает мощность рециркуляционных насосов. Рассмотренные незначительные преимущества двухступенчатой смешанной схемы перед параллельной сводятся к минимуму из-за большей стоимости оборудования абонентского ввода. Смешанную схему применяют при соотношении нагрузок $(q_{г.в}^{\max} / q_0) = 0,6-1,2$, так как большие нагрузки на горячее водоснабжение практически не влияют на работу системы отопления.

Наиболее экономичной считается двухступенчатая последовательная схема (рис. 2.6), разработанная ВТИ, МЭИ и теплосетью Минэнерго, как сочетание предвключенной схемы теплообменника-утилизатора тепла обратной воды после отопления для предварительного нагрева водопроводной воды на горячее водоснабжение.

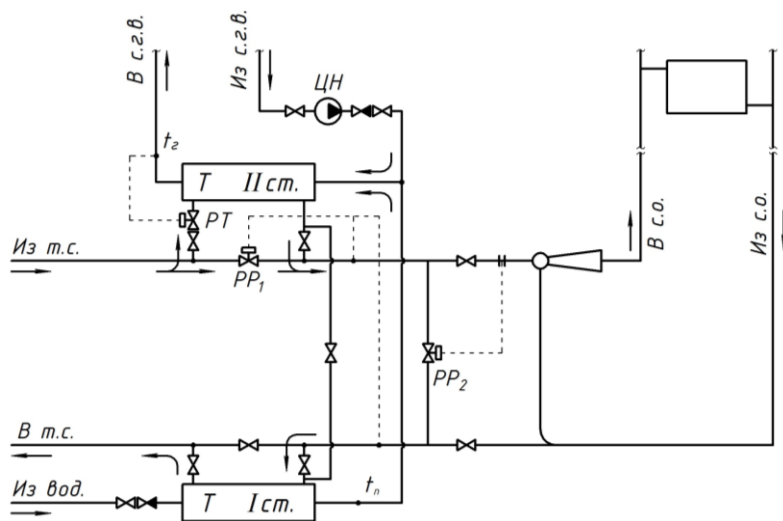


Рис. 2.6. Двухступенчатая последовательная схема присоединения к теплосети систем отопления и горячего водоснабжения

Водопроводная вода поступает в 1-ю ступень, где нагревается обратной водой после системы отопления до температуры t'_n и потом подается во 2-ю ступень подогрева, где смешивается с циркуляционной водой из системы горячего водоснабжения и водой из подающего трубопровода ввода теплосети нагревается до расчетной температуры t_r . В схеме используется принцип связанной подачи тепла на отопление и горячее водоснабжение (связанное регулирование). Регулятор расхода PP_1 , установленный перед системой отопления, и PT – перед системой горячего водоснабжения, функционируют независимо друг от друга, однако PP_1 всегда поддерживает перед системой отопления расход сетевой воды постоянным, хотя и с разной температурой. При минимальной тепловой нагрузке на горячее водоснабжение (минимальный водоразбор) клапан PT

прикрывается, а клапан PP_1 открывается, в систему отопления поступает вода с большей температурой, т. е. количество тепла больше расчетного, которое аккумулируется в ограждающих конструкциях и оборудовании отапливаемых помещений. В часы максимальной тепловой нагрузки на горячее водоснабжение клапан РТ открывается, а PP_1 прикрывается и в теплообменник горячего водоснабжения поступает большой расход сетевой воды. Соответственно в систему отопления поступает расчетный расход, но с более низкой температурой. Недостающее тепло поступает к внутреннему воздуху помещения от нагретых ограждающих конструкций и оборудования (саккумулированное тепло). Процесс аккумуляции и передачи саккумулированного тепла менее ощутим с увеличением тепловой инерции здания D . Экономичность двухступенчатой последовательной схемы подтверждается расчетным расходом сетевой воды, который в распределительных теплосетях и в ответвлениях к потребителям равняется $\sum G = G_{o \max} + G_{\nu \max}$. Однако с целью уменьшения небаланса расхода тепла регулирование подачи тепла в теплосеть у источника тепла должно осуществляться по повышенному графику.

Последовательную схему целесообразнее применять при соотношении $(Q_{г.в}^{\max}/Q_o) \leq 0,6$. При применении схемы с соотношением $(Q_{г.в}^{\max}/Q_o) > 0,6$ во время повышенного водоразбора и при закрытом регуляторе расхода в систему отопления поступает расход воды выше расчетного. С целью недопущения «перетоков» схема оборудуется перемычкой с регулятором расхода PP_2 . В этом режиме регулятор PP_2 открыт и через перемычку проходит часть сетевой воды в обратный трубопровод, сохраняя в системе отопления расчетный расход сетевой воды. Для работы в летний период, когда отключается система отопления, сетевая вода из 2-й ступени подогрева поступает в 1-ю по перемычке с запорной арматурой.

Несмотря на экономические преимущества по сравнению с двухступенчатой смешанной и параллельной схемами, двухступенчатая последовательная схема на практике не находит широкого применения вследствие более сложного автоматического регулирования, необходимости тщательной пусковой и рабочей (эксплуатационной)

наладки и осуществления центрального качественного регулирования теплоснабжения по повышенному графику.

2.2.2. Открытые системы

При открытых системах основным типом теплосети, как и при закрытых, является двухтрубная тепловая сеть. Подключение отопительных систем аналогично, как и при закрытых системах. На рис. 2.7 приведены схемы совместного присоединения систем отопления и горячего водоснабжения к теплосети: рис. 2.7, а – с верхним баком-аккумулятором; рис. 2.7, б – с нижним баком-аккумулятором. Система отопления может быть присоединена по любой из схем (см. рис. 2.1).

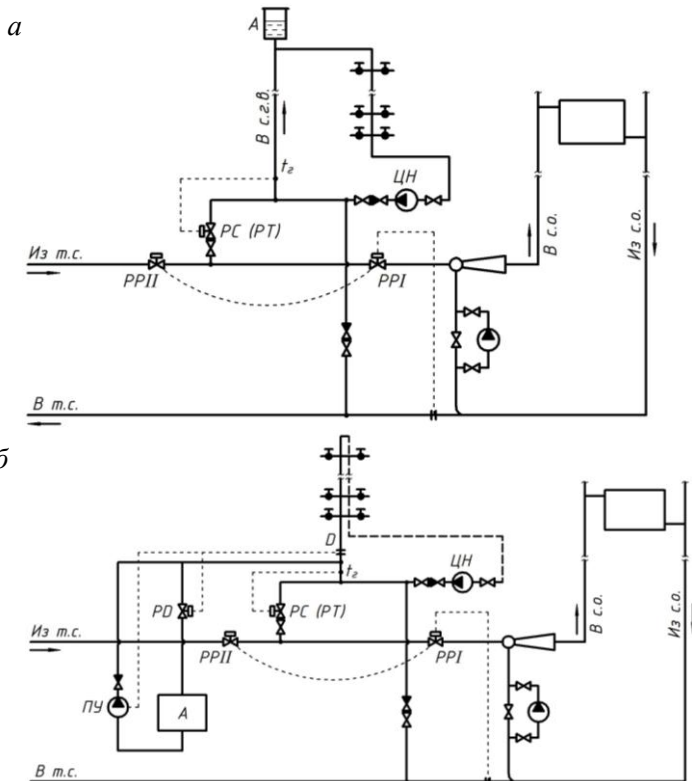


Рис. 2.7. Открытая схема присоединения систем отопления и горячего водоснабжения к теплосети:

а – с верхним баком-аккумулятором; б – с нижним баком-аккумулятором;

РС (РТ) – регулятор смешения (регулятор температуры горячей воды); РР I – местоположение регулятора расхода при «несвязанном» регулировании; РР II – местоположение регулятора расхода при «связанном» регулировании; ПУ – пусковое устройство насоса, D – диафрагма

Горячее водоснабжение абонентов производится путем разбора горячей воды непосредственно из теплосети. Вода из подающего трубопровода поступает через клапан регулятора смешения РС (смесителя), где давление воды дросселируется до величины давления в обратном трубопроводе. Сюда же, к регулятору смешения поступает вода из обратного трубопровода. Регулятор смешения РС (регулятор температуры РТ), регулируя расход воды из подающего трубопровода, поддерживает температуру воды постоянной и равной обычно 60–65 °С после смесителя, которая поступает к потребителям. К смесителю циркуляционным насосом также подается вода из циркуляционного трубопровода системы горячего водоснабжения. Аккумулятор горячей воды выравнивает суточный график водопотребления. Зарядка верхнего бака-аккумулятора производится при водоразборе меньше среднего под давлением в главном стояке системы горячего водоснабжения, разрядка – в часы максимального водоразбора за счет гравитационного давления воды в баке. Зарядка и разрядка нижнего бака (рис. 2.7, б) производятся следующим образом. При водоразборе менее среднего перепад давления в диафрагме D уменьшается, импульс от диафрагмы дает команду регулятору давления на открытие клапана и часть горячей воды поступает в аккумулятор сверху. При увеличении водоразбора в системе больше среднего клапан регулятора закрывается, одновременно импульс от диафрагмы дает команду на пусковое устройство ПУ насосу, который подает дополнительный расход воды из аккумулятора в систему горячего водоснабжения. Регулятор давления настраивается на средний расход горячей воды в системе. Системы отопления и горячего водоснабжения могут управляться по принципу связанного и несвязанного регулирования. При установке регулятора расхода в местоположение РР I регулирование систем отопления и горячего водоснабжения будет несвязанное, регулятор отопления РР I будет поддерживать расход воды в системе отопления постоянным, независимо от регулятора горячего водоснабжения РС (РТ), который поддерживает заданную температуру воды в системе горячего водоснабжения t_r , изменяя расход воды из подающего трубопровода

теплосети. Расход сетевой воды на абонентском вводе равен расчетному расходу на отопление плюс максимальный расход на горячее водоснабжение при температуре сетевой воды в точке излома температурного графика.

Расход воды из теплосети заметно снижается при присоединении абонентских систем по принципу связанного регулирования, при местоположении регулятора расхода РР II, который при этом поддерживает на абонентском вводе расход воды в подающем трубопроводе постоянным. В часы большого водоразбора из подающего трубопровода снижается подача сетевой воды, а следовательно и теплоты на отопление. Недоданная теплота компенсируется из подающего трубопровода в часы малого водоразбора, когда в систему отопления поступает вся сетевая вода или ее большая часть. Для предотвращения гидравлической разрегулировки системы отопления на перемычке элеватора предусматривается установка смесительного насоса, автоматически включающегося в работу при режиме большого водоразбора.

При связанном регулировании строительные конструкции и оборудование отапливаемых помещений служат в качестве аккумулятора тепла, выравнивающего суточный график теплопотребления.

Установка обратных клапанов на обратном трубопроводе к регулятору смешения РС препятствует поступлению воды из подающего трубопровода в обратный.

При устойчивой разности давлений в подающем и обратном трубопроводах теплосети возможно подключение системы горячего водоснабжения без циркуляционного насоса, с зимней и летней диафрагмами (рис. 2.8).

В холодный период года, когда температура воды в обратном трубопроводе после системы отопления выше $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, забор воды производится из обратного трубопровода (точка 1), циркуляционный трубопровод присоединен к обратному в точке 2. Для осуществления циркуляции воды в системе горячего водоснабжения на обратном трубопроводе между точками 1 и 2 устанавливают диафрагму D_1 (диафрагма зимняя), которую рассчитывают на погашение давления, равного потерям давления в системе горячего водоснабжения от точки забора воды 1 до смесителя плюс потери давления в подающих трубопроводах системы и циркуляционных до точки присоединения циркуляционного трубопровода 2. В теплый период года, когда тем-

пература воды в подающем трубопроводе теплосети не выше 70°C , забор воды происходит из подающего трубопровода (точка 3), циркуляция воды производится через перемычку с диафрагмой D_2 (летняя диафрагма). Избыток давления, равный разности давлений на вводе теплосети (точки 3 и 1) за вычетом потерь давления в подающих и циркуляционных трубопроводах системы горячего водоснабжения (от точки 3 до точки 2) гасится диафрагмой D_2 .

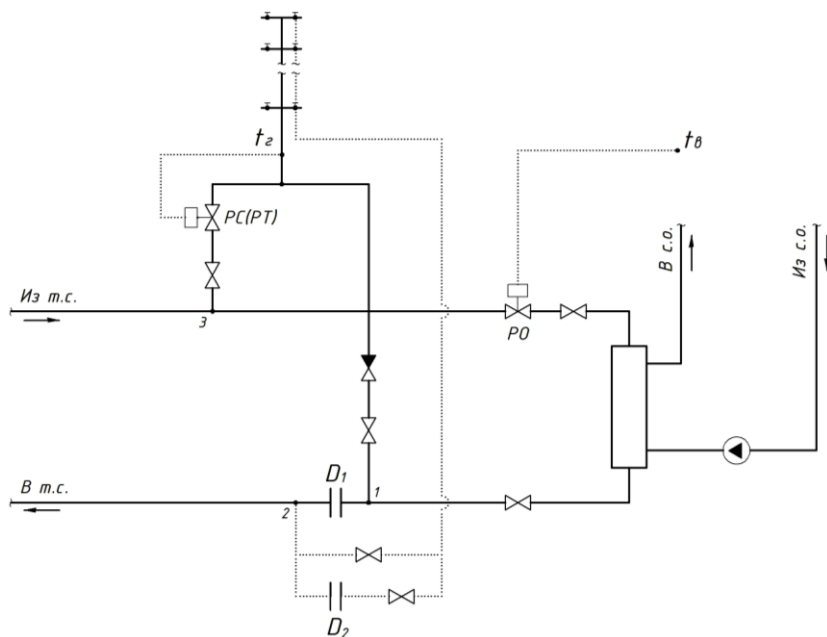


Рис. 2.8. Открытая схема присоединения систем отопления и горячего водоснабжения к теплосети с зимней D_1 и летней D_2 диафрагмами

2.2.3. Однотрубные системы

Идея использования однотрубных систем теплоснабжения заключается в использовании всей воды из теплосети на нужды горячего водоснабжения, слив неиспользованной горячей воды в настоящее время не может быть экономически обоснован. Возможные схемы однотрубных систем представлены на рис. 2.9. Сетевая вода

из системы отопления и после подогревателя системы отопления (рис. 2.9, б) поступает в смесительный узел системы горячего водоснабжения С. Сюда же подается и горячая вода из теплосети, количество которой устанавливается регулятором температуры РТ (или смешения РС). На схеме рис. 2.9, б предусмотрен подвод в смесительный узел водопроводной воды в случае высокой температуры сетевой воды. Выравнивание суточного графика горячего водоснабжения осуществляется аккумуляторами горячей воды. Применение подобных однотрубных схем возможно при условиях постоянного расхода горячей воды, равного расходу воды на отопление.

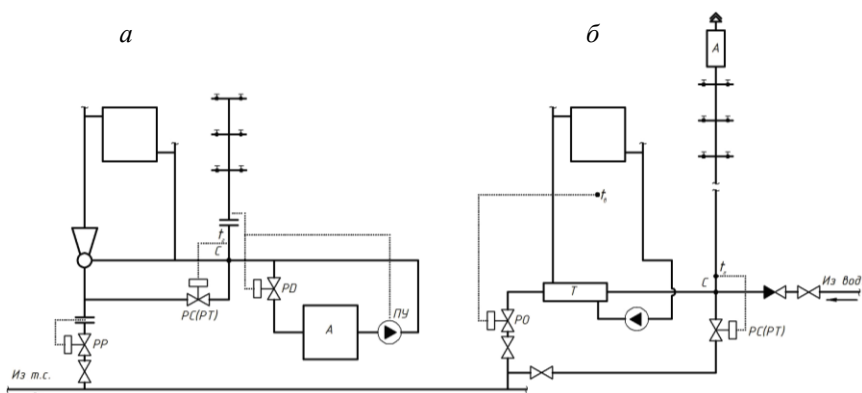


Рис. 2.9. Однотрубная система теплоснабжения:

- а* – с зависимым присоединением системы отопления и нижним баком-аккумулятором;
- б* – с независимым присоединением системы отопления и верхним баком-аккумулятором

Экономически оправданным может быть применение однотрубной транзитной линии (теплосети) для передачи тепла от ТЭЦ, расположенной на некотором удалении от потребителей тепла. В районе теплопотребления может быть обычная двухтрубная открытая система теплопотребления. Устройство такой системы возможно также при наличии достаточного количества воды, требующей незначительных затрат на водоподготовку и удовлетворяющей требованиям на питьевую воду. Схема такой системы изображена на рис. 2.10.

Высокотемпературная вода от ТЭЦ поступает по однотрубному теплопроводу 1 в район теплопотребления с двухтрубной распреде-

лительной сетью (подающий 2 и обратный 3 теплопроводы) открытой системы. Регулятор расхода 4 на транзитной линии поддерживает в ней постоянный расход, равный средненедельному расходу на горячее водоснабжение.

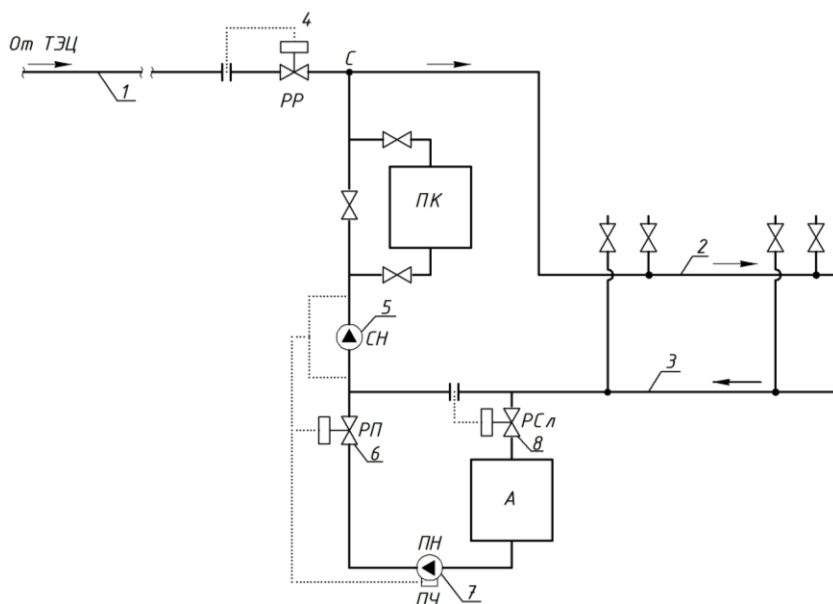


Рис. 2.10. Водяная система с однотрубной транзитной и двухтрубной распределительной сетью:

1 – однотрубный транзитный теплопровод; 2 – подающий трубопровод; 3 – обратный трубопровод распределительной сети в тепловом районе; 4 – регулятор расхода на транзитном трубопроводе; 5 – сетевой насос в тепловом районе (на смешивательной станции); 6 – регулятор подпитки; 7 – подпиточный насос; 8 – регулятор слива воды в аккумулятор

На смешивательной насосной станции имеется подпиточная установка. Обратная вода по теплопроводу 3 поступает к сетевому насосу 5. При уменьшении водоразбора в районе теплоснабжения давление на перемычке сетевого насоса повышается, регулятор 6 закрывается и открывается регулятор слива 8 для слива избыточного количества воды из сети в аккумулятор.

При повышенном водоразборе из теплосети (когда разбор воды больше средненедельного, поступающего по транзитному теплопроводу), давление на перемычке сетевого насоса 5 снижается, открывается регулятор подпитки 6 и подпиточный насос 7 подает дополнительно воду из аккумулятора А. Аккумулятор таким образом выравнивает график тепловой нагрузки транзитной теплосети и ТЭЦ.

Температура воды в транзитном теплопроводе может быть снижена при размещении на территории района теплоснабжения пиковой котельной ПК, которая берет на себя часть тепловой мощности. Это дает возможность подогревать в пиковой котельной обратную воду из теплосети.

При данной схеме однетрубная транзитная и двухтрубная распределительная теплосети работают в различных температурных и гидравлических режимах. Однетрубный транзитный теплопровод работает как подпиточный. Чтобы система в целом работала как бессливная, необходимо, чтобы расход воды в транзитном теплопроводе за некоторый промежуток времени был равен средненедельному расходу на нужды горячего водоснабжения.

2.2.4. Преимущества и недостатки закрытых и открытых систем теплоснабжения

Вследствие необходимости нагревания большого количества подпиточной воды на ТЭЦ для предварительного нагрева подпиточной воды возможно максимальное использование низкопотенциальных вод с температурой до 40 °С. В закрытых системах объем подпитки теплосети составляет порядка 0,5 % от объема системы. В то же время материальные затраты для подготовки подпиточной воды в открытых системах значительно выше.

Качество горячей воды в закрытых системах теплоснабжения соответствует качеству водопроводной воды. В открытых системах качество горячей воды не всегда отвечает санитарным нормам по запаху, цветности, содержанию механических примесей из-за загрязненности систем отопления, неполной деаэрации подпиточной воды, наличия продуктов коррозии трубопроводов. Несколько уменьшает этот недостаток независимая схема присоединения систем отопления.

В открытых системах на горячее водоснабжение используется сетевая вода, прошедшая химводоочистку, вследствие чего установки и трубопроводы местных систем подвержены коррозии в значительно меньшей степени, чем в закрытых системах.

Капиталовложения в строительство тепловых пунктов открытых систем, а также эксплуатационные расходы ниже, чем в закрытых системах, вследствие отсутствия водоподогревательных установок.

Открытые системы отличаются нестабильностью гидравлического режима, связанного с переменным расходом воды в обратном трубопроводе. Это обстоятельство усложняет эксплуатацию систем, увеличивает эксплуатационные расходы и уменьшает надежность теплоснабжения.

При применении открытых систем теплоснабжения имеется возможность использования однотрубного транзитного теплопровода от загородного источника теплоты, что значительно снижает капиталовложение в систему теплоснабжения.

2.2.5. Паровые системы

Паровые системы применяются в основном для технологических целей. Иногда пар используется также и для покрытия тепловых нагрузок отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. Паровые системы бывают двух видов: с возвратом конденсата и без возврата конденсата. Наибольшее применение находят схемы с возвратом конденсата (рис. 2.11).

Возможно устройство паровой системы отопления по зависимой схеме (рис. 2.11, *а*) или по независимой с пароводяным теплообменником (рис. 2.11, *б*). Горячее водоснабжение также присоединяется через теплообменник (рис. 2.11, *в*).

Технологические аппараты промпредприятий обычно присоединяются к паропроводу непосредственно или через редуционно-охладительную установку (РОУ) 4 (рис. 2.11, *г*).

Если давление пара в паропроводе меньше давления, требующегося для отдельных технологических аппаратов, то оно может быть повышено при помощи компрессора 5. Для этой цели применяются поршневые, ротационные или центробежные компрессоры с электрическим или механическим приводом.

Конденсат от паропотребляющих установок и аппаратов отводится конденсатоотводчиками в сборный конденсатный бак 1, откуда он конденсатными насосами 2 перекачивается к источнику тепла (пара).

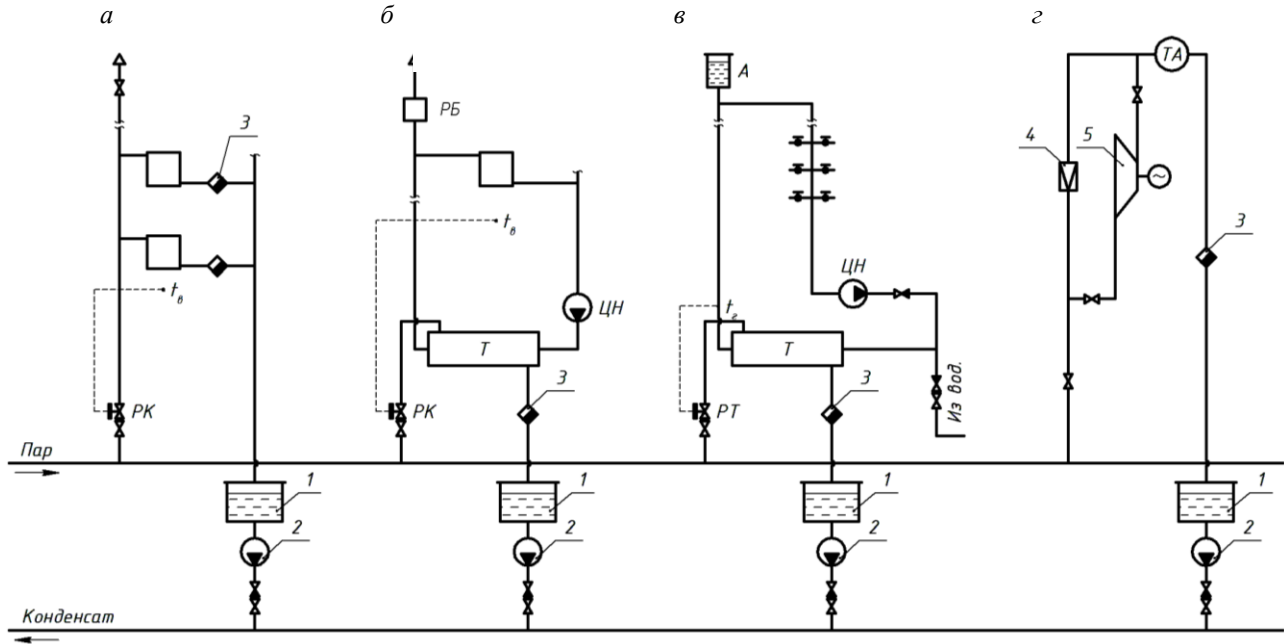


Рис. 2.11. Однотрубная паровая система с возвратом конденсата. Схемы присоединений:

а – парового отопления по зависимой схеме; *б* – водяного отопления по независимой схеме; *в* – горячего водоснабжения;

г – технологических установок;

РК – регулирующий клапан; РТ – регулятор температуры; РБ – расширительный бак; А – аккумулятор воды; Т – пароводяной теплообменник; ТА – технологический аппарат; 1 – конденсатный бак; 2 – конденсатный насос; 3 – конденсатоотводчик;

4 – РОУ (редукционно-охладительная установка); 5 – механический термокомпрессор

В системах без возврата конденсата он отводится от приборов (систем отопления, теплообменников, технологических аппаратов) и используется на горячее водоснабжение (рис. 2.12).

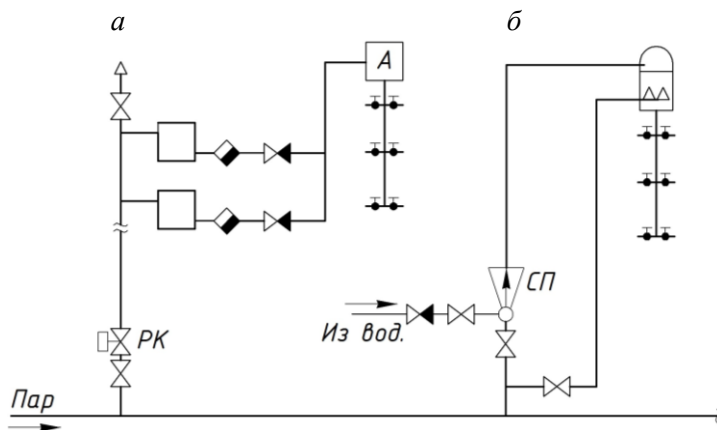


Рис. 2.12. Паровая система без возврата конденсата. Схемы присоединений: а – парового отопления и горячего водоснабжения; б – горячего водоснабжения; СП – струйный подогреватель

Для быстрого приготовления горячей воды в душевых помещениях предприятий применяется непосредственное смешение холодной воды с паром в струйных подогревателях СП.

Невозврат конденсата возможен в случаях, если пар или конденсат являются частью технологического процесса или при технологических загрязнениях конденсата (в случаях, когда технология очистки конденсата дороже самого конденсата). В любом случае невозврат конденсата (полный или частичный) обосновывается экономическим расчетом.

Целесообразность возврата конденсата к источнику пара от установок, использующих пар, зависит от типа и оборудования теплоисточника, от стоимости водоподготовки, наличия в достаточном количестве мягкой воды и возможности полного использования конденсата.

Существует две схемы возврата конденсата: открытая и закрытая. Наиболее простой является *открытая* схема (рис. 2.13). Она предусматривается при количестве возвращаемого конденсата менее 10 т/ч и при расстоянии до источника пара менее 0,5 км. Температура возвращаемого конденсата может быть ниже 95 °С. Для уменьше-

ния аэрации конденсата в конденсатный бак помещают поплавок 2, закрывающий поверхность конденсата, и конденсат подводят к месту всасывания насоса 3. Недостатками открытой схемы сбора и возврата конденсата является аэрация конденсата воздухом, что вызывает коррозию конденсатопроводов и потерь в окружающую среду тепла и пара вторичного вскипания.

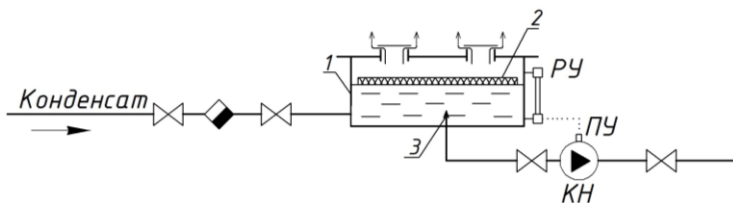


Рис. 2.13. Открытая схема сбора и возврата конденсата:

РУ – регулятор уровня в баке; ПУ – пусковое устройство конденсатного насоса КН;
1 – конденсатный бак; 2 – поплавок; 3 – всасывающий патрубок конденсатного насоса

Наибольшее применение получили закрытые схемы сбора и возврата конденсата, одна из которых показана на рис. 2.14.

При закрытых схемах аэрация (насыщение воздухом) конденсата не происходит, а также используется теплота конденсата.

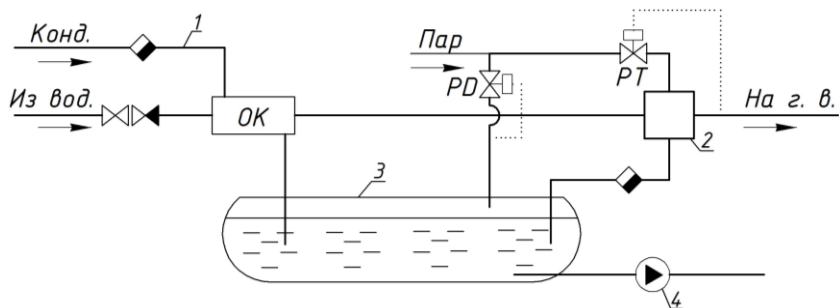


Рис. 2.14. Закрытая схема сбора конденсата с охладителем конденсата:

ОК – охладитель конденсата;
1 – конденсатопровод; 2 – пароводяной подогреватель; 3 – конденсатный бак;
4 – конденсатный насос

Высокотемпературный конденсат по конденсатопроводу 1 поступает к охладителю конденсата ОК, где он охлаждается, частично нагревая водопроводную воду, и поступает в конденсатный бак 3. Далее водопроводная вода подается в пароводяной подогреватель 2,

где догревается паром до расчетной температуры, устанавливаемой регулятором РТ. Давление в конденсатном баке поддерживается регулятором РД. Откачка конденсата из бака в напорный конденсатопровод осуществляется конденсатным насосом 4. В конденсатном баке поддерживается избыточное давление (5–20 кПа).

Недостатками закрытых схем являются их сложность, а также необходимость четкой увязки количества пара, выделяющегося в баке, с конденсационной способностью пароводяного подогревателя и потреблением нагреваемой в нем воды.

3. ГОРЯЧЕЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ

Тепловая нагрузка на горячее водоснабжение с каждым годом приобретает все большее значение и в настоящее время в ряде случаев составляет до 40 % от величины коммунально-бытовой нагрузки, а в районах нового строительства – превышает эту цифру.

Следует различать автономные и централизованные системы горячего водоснабжения.

В а в т о н о м н ы х системах потребители обеспечиваются горячей водой от индивидуальных теплоисточников, расположенных в непосредственной близости от водоразборных приборов. Это могут быть как простейшее оборудование для нагрева воды в виде водогрейных устройств на твердом топливе, так и более сложные индивидуальные электрические и газовые водонагреватели.

Ц е н т р а л и з о в а н н ы е системы горячего водоснабжения определяют использование тепла сетевой воды, поступающей от централизованных источников тепла – ТЭЦ или котельных. Централизованные системы бывают двух видов: с непосредственным использованием горячей воды из теплосетей (открытые системы) или с подогревом водопроводной воды в теплообменниках сетевой водой (закрытые системы). Эти схемы рассматривались в предыдущей главе.

3.1. Автономные системы горячего водоснабжения

Для индивидуальных потребителей с небольшим расходом воды (небольшие жилые и дачные домики), для нагрева воды применяются водогрейные колонки (рис. 3.1). Топка может быть приспособлена для сжигания любых видов топлива, в том числе газа. Для отвода продуктов сгорания может устраиваться отдельная дымовая

труба или дымоотвод в кирпичной стене 5. Количество потребляемой воды и ее температура регулируется кранами 1 и 2.

В индивидуальных жилых домах горячее водоснабжение, как правило, совмещают с квартирным отоплением. В качестве источника тепла используются теплогенераторы (котлы), различных типов и мощности, выпускаемые промышленностью, на различные виды топлива,

с частичной и полной автоматизацией процессов горения топлива и водопотребления. Простейшая установка приведена на рис. 3.2. Из котла 1 нагретая вода поступает в подающий трубопровод 2 системы отопления и трубопровод горячей воды 4 (первичный теплоноситель) к змеевику емкого подогревателя 6 горячего водоснабжения. Обратная вода по трубопроводу 3 поступает в котел из системы отопления, а из подогревателя – по трубопроводу 5. Холодная вода из водопровода подается в уравнивательный бачок 7 и переливается в емкий водонагреватель 6, уровень воды поддерживается шаровым краном 11. К смесителям горячего водоснабжения 9 поступает нагретая вода по трубе 8 и холодная вода из водопровода. Система оборудуется расширительным баком РБ и переливными трубами 10.

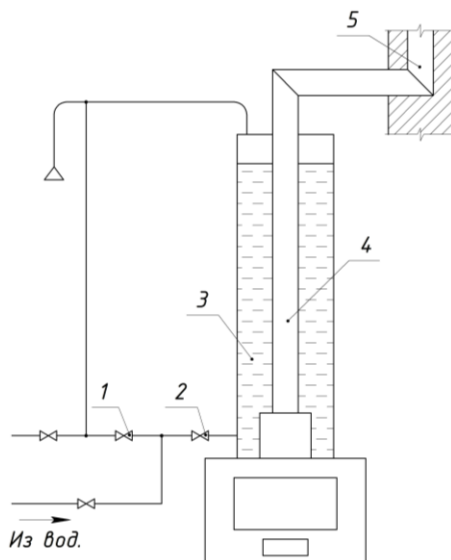


Рис. 3.1. Водогрейная колонка:

1, 2 – краны для регулирования подачи воды и ее температуры при разборе;
 3 – емкость для воды; 4, 5 – отвод продуктов сгорания

Так как система отопления обычно работает периодически, то емкий подогреватель играет роль аккумулятора тепла и период потребления горячей воды будет зависеть от вместимости водоподогревателя.

Разновидностью этой схемы может быть горячее водоснабжение без водонагревателя, т. е. с непосредственным разбором горячей воды в смесителях. Широкое применение получили газовые водонагреватели. Быстродействующие проточные газовые водонагреватели устанавливаются для горячего водоснабжения в малоэтажных жилых зданиях. Емкостные газовые водонагреватели применяют в основном в качестве теплогенераторов для совмещенных систем отопления и горячего водоснабжения индивидуальных жилых домов.

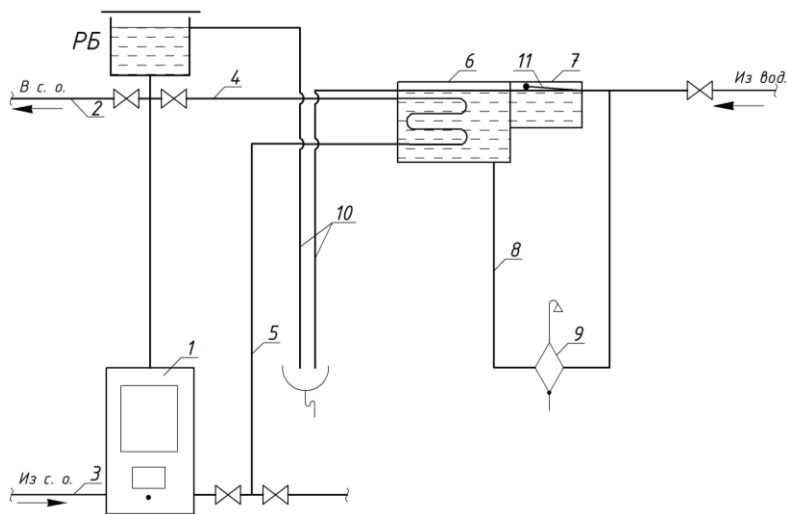


Рис. 3.2. Горячее водоснабжение, совмещенное с квартирным отоплением:
 1 – теплогенератор (котел); 2, 3 – подающий и обратный трубопроводы системы отопления; 4, 5 – подающий и обратный трубопроводы первичного теплоносителя (греющей воды) подогревателя горячего водоснабжения; 6 – ёмкий подогреватель; 7 – уравнильный бачок; 8 – трубопровод горячей воды; 9 – смеситель; 10 – переливные трубы

Электрические водонагреватели различных типов и конструкций также находят широкое применение в жилых домах, гостиницах, общежитиях, больницах и т. п. Автоматизация нагрева и потребле-

ния, компактное размещение делают эти приборы удобными в эксплуатации и экономичными в использовании.

Горячее водоснабжение отдельно стоящей бани, прачечной, жилого дома и т. п. может осуществляться от индивидуального парового или водогрейного котла (рис. 3.3).

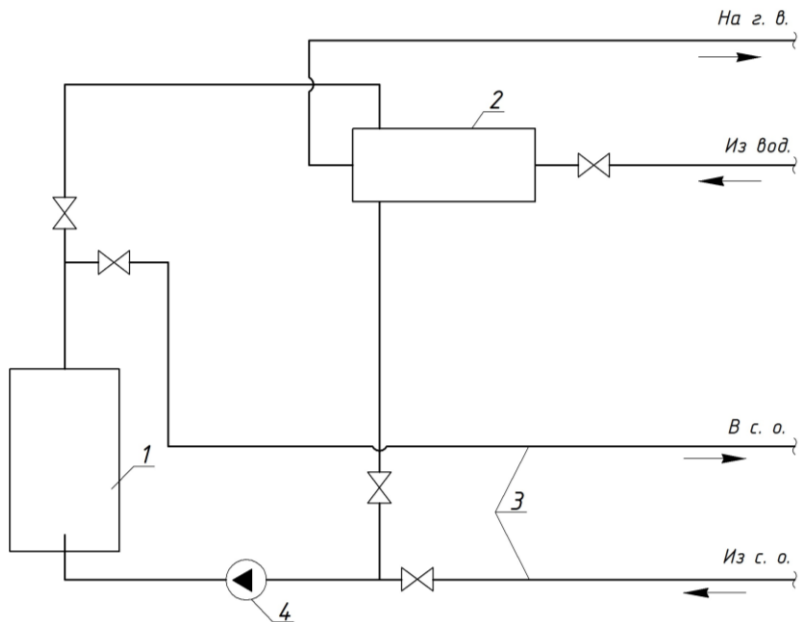


Рис. 3.3. Горячее водоснабжение от водогрейного котла:
1 – водогрейный котел; 2 – водо-водяной теплообменник горячего водоснабжения;
3 – подающий и обратный трубопроводы системы отопления;
4 – циркуляционный насос

Горячая вода из котла поступает в водо-водяной подогреватель 2, где нагревает водопроводную воду для горячего водоснабжения. Одновременно к котлу может подключаться система отопления 3. Циркуляционным насосом 4 обратная вода из теплообменника и системы отопления подается в котел.

3.2. Централизованные системы горячего водоснабжения

Централизованные системы горячего водоснабжения находят самое широкое распространение, особенно в городах. При теплоснабжении

от ТЭЦ, районных или квартальных котельных они являются наиболее приемлемыми и экономичными. Основной особенностью централизованных систем является круглосуточное непрерывное снабжение горячей водой потребителей. Приготовление горячей воды на нужды горячего водоснабжения осуществляется в центральных (ЦТП) или местных (МТП) тепловых пунктах. Отсюда горячая вода подается во внутридомовые системы горячего водоснабжения, состоящие из распределительных (разводящих) и сборных трубопроводов, водоразборных стояков и в некоторых системах циркуляционных стояков. К водоразборным стоякам присоединяются квартирные подводы к отдельным водоразборным приборам (ванна, умывальник, мойка и др.).

Во 2-й главе были рассмотрены принципиальные схемы присоединения систем горячего водоснабжения к тепловой сети: закрытая с верхним расположением бака-аккумулятора тепла на чердаке (см. рис. 2.2, *a*), с нижним расположением аккумулятора в подвале (см. рис. 2.2, *б*), а также при их совместном присоединении с системами отопления (рис. 2.3–2.6). Были рассмотрены также основные варианты систем горячего водоснабжения при их присоединении к теплосети по схеме с открытым водоразбором. Это схемы с верхним расположением аккумулятора теплоты (рис. 2.7, *a*), нижним расположением аккумулятора (рис. 2.7, *б*), вариант с «зимней» и «летней» диафрагмами (см. рис. 2.8), а также компоновку схем горячего водоснабжения при однотрубной системе теплоснабжения (см. рис. 2.9). На практике имеют место некоторые вариации вышеприведенных схем с изменениями и усовершенствованиями.

Существуют разнообразные схемные решения распределительных трубопроводов систем горячего водоснабжения, зависящих от конструкции здания, планировки, этажности, степени благоустройства. Все схемы можно разделить на схемы с нижней и верхней разводкой. Схемы с верхней разводкой могут быть только при наличии чердака. Кроме того, схемы с верхней разводкой применяются в высотных зданиях при вертикальном делении системы горячего водоснабжения на зоны. На рис. 3.4 приведена схема системы горячего водоснабжения с нижней разводкой. Вода из водопровода нагревается в теплообменнике 1 водой из теплосети и поступает в распределительный трубопровод 2, расположенный в подвале, и далее в водоразборные стояки 3. Оставшаяся вода через циркуляционные стояки 4 с полотенцесушителями 6 поступает в сборный

циркуляционный трубопровод 5 и далее к циркуляционному насосу. Система может работать с циркуляционным насосом в положении I, когда насос служит только для циркуляции, и в положении II, когда насос служит для циркуляции и подкачки, т. е. когда давление в водопроводе меньше требуемого (повысительно-циркуляционный насос).

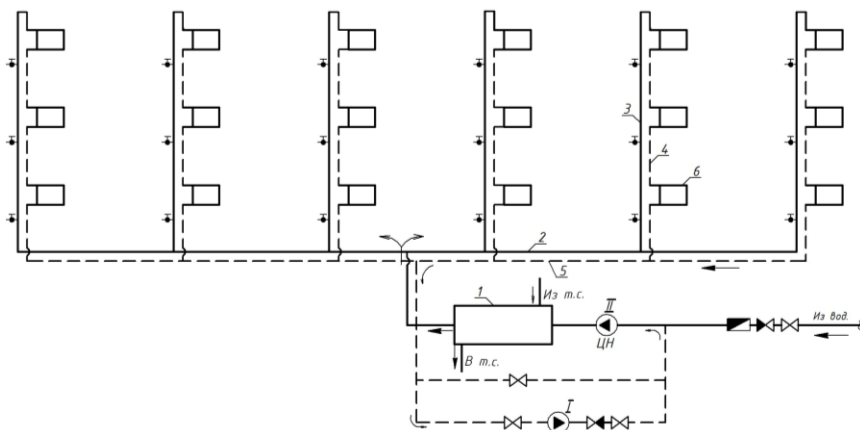


Рис. 3.4. Схема системы горячего водоснабжения с нижней разводкой: I – циркуляционный насос в режиме циркуляции (циркуляционный); II – циркуляционный насос в режиме циркуляции с подкачкой (повысительно-циркуляционный); 1 – теплообменник; 2 – распределительный трубопровод; 3 – распределительный стояк; 4 – циркуляционный стояк; 5 – сборный трубопровод; 6 – полотенцесушитель

На рис. 3.5 показана схема системы горячего водоснабжения с верхней разводкой. Горячая вода из теплообменника 1 поступает в главный стояк 8 и далее в распределительный трубопровод 2, потом в водоразборные стояки 3 на водоразбор. Оставшаяся вода по циркуляционной части стояков 4 поступает в сборный циркуляционный трубопровод 5 и в тепловой пункт к циркуляционному насосу.

С целью непревышения допустимых пределов гидростатического давления в системе горячего водоснабжения устраивают зонные системы по высоте здания. Это делается в высотных зданиях. Зонные системы могут быть параллельными и последовательными. Количество зон и их размер принимают в зависимости от значений допустимого давления в трубопроводах. Каждая зона имеет свою водонагревательную и повысительную насосную установки.

Удаление воздуха из системы производится через воздухоотборник 7, в схеме на рис. 3.4 – через водоразборные приборы верхних этажей в режиме водоразбора.

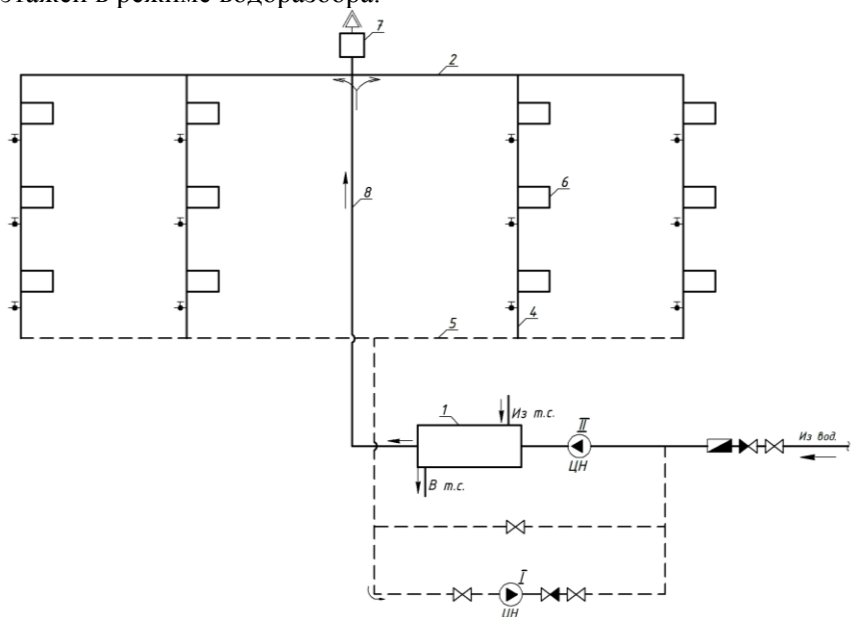


Рис. 3.5. Схема системы горячего водоснабжения с верхней разводкой:
 4 – циркуляционная часть водоразборного стояка; 7 – воздухоотборник;
 8 – главный стояк (остальные обозначения те же, что и на рис. 3.4)

Для поддержания требуемой температуры горячей воды у водоразборных приборов потребителей в системе горячего водоснабжения осуществляется циркуляция воды. В жилых зданиях высотой более четырех этажей циркуляция осуществляется в стояках и распределительных трубопроводах, в зданиях меньшей этажности и при отсутствии полотенцесушителей циркуляция предусматривается только в магистральных трубопроводах. При постоянном разборе горячей воды или при малой протяженности системы горячего водоснабжения (небольшие жилые дома, бани, прачечные) циркуляция воды не предусматривается.

Циркуляция осуществляется естественная или принудительная. Естественная циркуляция может применяться в системах протяженностью не более 50 м при верхней разводке и 35 м при

нижней разводке при расположении генератора тепла или теплообменника ниже наиболее низко расположенных точек водоразбора. Наиболее эффективна естественная циркуляция при верхней разводке, при этом необходима хорошая теплоизоляция главного стояка 8 (см. рис. 3.5) и распределительных магистралей 2. Стояки 3 и сборные циркуляционные трубопроводы 5 не изолируют. В результате разность температур, а также разность плотностей воды в системе (на выходе из подогревателя или генератора тепла и на входе в него) достигает максимального значения.

П р и н у д и т е л ь н а я циркуляция осуществляется циркуляционными насосами. В ряде случаев циркуляционные насосы выполняют дополнительную функцию – повышение давления в системе горячего водоснабжения (повысительно-циркуляционные насосы).

Конструктивные схемы стояков и трубопроводов системы горячего водоснабжения кроме верхней и нижней разводки различаются способом присоединения стояков к распределительным и сборным трубопроводам, а также присоединением полотенцесушителей.

В малоэтажных (до девяти этажей) жилых зданиях типовых серий широкое применение находила так называемая классическая схема с нижней разводкой и отдельным циркуляционным стояком к каждому подающему стояку (рис. 3.6, а). Схема характеризуется большой металлоемкостью. Вариантами этой схемы являлись схемы с присоединением полотенцесушителей к подающему стояку последовательно (рис. 3.6, б) и параллельно (рис. 3.6, в). Последовательное присоединение проще в монтаже и в начальной регулировке расхода циркуляционной воды, однако в схемах на рис. 3.6, б и в требуется большой циркуляционный расход в стояке из-за остывания воды в полотенцесушителях, а в схеме на рис. 3.6, в требуется установка регулирующих кранов у полотенцесушителей, и она сложнее в регулировке.

При верхней разводке находит применение схема рис. 3.6, г, с короткозамыкающим присоединением полотенцесушителей – применяется реже, в основном – по проточной схеме.

В 1963 г. институт «Моспроект-1» предложил схему (рис. 3.6, з) с парнозакольцованными стояками, в которой чисто циркуляционные стояки отсутствуют. Закольцованные стояки одинаковых диаметров присоединяются к двум разным тупиковым магистралям, которые в часы большого водоразбора являются подающими, а в других режимах одна из магистралей является циркуляционной.

Переключение магистралей из режима подачи на циркуляционный производится автоматическим устройством на тепловом пункте. Несмотря на то, что схема унифицирована, т. е. оба стояка одного диаметра, схема не получила распространения из-за сложности регулировки и эксплуатации и пониженной температуры воды в нижней части циркуляционного стояка при циркуляционном режиме.

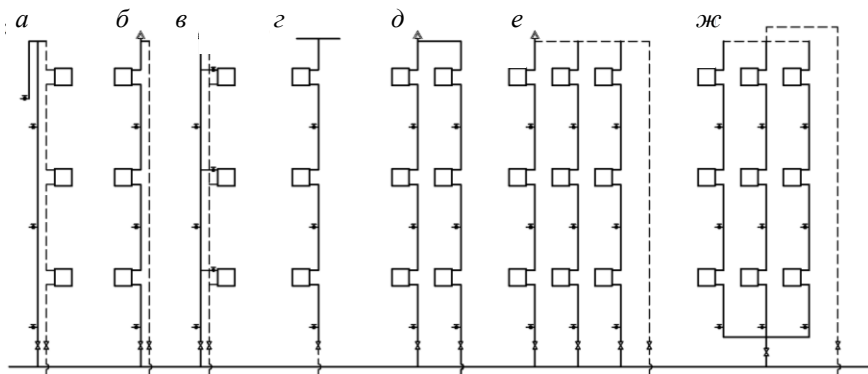


Рис. 3.6. Схемы компоновки стояков и водоразборных узлов систем горячего водоснабжения:

а – «классическая» с полотенцесушителями на циркуляционном стояке; *б* – то же с полотенцесушителями на подающем стояке; *в* – то же с параллельным присоединением полотенцесушителей к подающему и циркуляционному стояку; *г* – при верхней разводке; *д* – с парнозакольцованными стояками; *е* – с закольцованными сверху подающими стояками и разгруженным циркуляционным стояком; *ж* – с секционными узлами подающих стояков и разгруженным циркуляционным стояком

Идея закольцовывания стояков получила развитие в применении схемы с закольцованными поверху стояками (иногда до семи), подключенными к подающей магистрали и общим циркуляционным разгруженным стояком (схема рис. 3.6, *е*). Как разновидность может быть схема с нагруженным циркуляционным стояком (т. е. с полотенцесушителями).

МНИИТЭП предложил гидравлически устойчивую схему индустриального изготовления с секционными узлами (см. рис. 3.6, *ж*) одинаковых диаметров поэтажно для всех стояков. Аналогичная схема может быть и при верхней разводке.

Следует отметить, что в схемах на рис. 3.6, *е* и *ж* в часы интенсивного водоразбора наблюдается слабый прогрев полотенцесушителей и горячая вода на верхних этажах пониженной температуры.

Схемы стояков следует выбирать, исходя из конструктивных особенностей здания, планировки вспомогательных помещений, наличия чердака. Иногда в целях индустриализации строительства применяются сантехкабины с блочной компоновкой сантехоборудования, в том числе трубопроводов и оборудования систем горячего водоснабжения.

Строительными нормами [2] в жилых и общественных зданиях высотой более четырех этажей водоразборные стояки рекомендуется объединять кольцующими перемычками в секционные узлы с одним общим циркуляционным трубопроводом. В секционные узлы следует объединять от трех до семи водоразборных стояков. Кольцующие перемычки необходимо прокладывать по теплому чердаку, по холодному чердаку с обязательной теплоизоляцией, под потолком помещений верхнего этажа и по подвалу.

Для спуска воды из системы трубопроводы прокладываются с уклоном не менее 0,002. В нижней части подающих и циркуляционных стояков устанавливаются спускники. Спускники устанавливают также в нижних точках трубопроводов системы горячего водоснабжения в тепловых пунктах. В качестве спускников могут быть заглушенные тройники или сливные патрубки с запорной арматурой.

Устройства для выпуска воздуха следует предусматривать в верхних точках трубопроводов. В системах с нижней разводкой выпуск воздуха допускается предусматривать через водоразборную арматуру верхних этажей при ее подключении к верхним точкам системы. При верхней разводке и отсутствии баков-аккумуляторов верхнего расположения устанавливаются воздухоборники в верхних частях системы, лучше всего использовать автоматические воздухоотводчики, один из них показан на рис. 3.7.

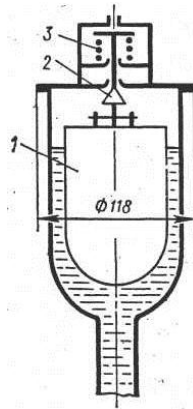


Рис. 3.7. Автоматический воздухоотводчик:
1 – поплавок; 2 – клапан; 3 – пружина

Трубопроводы систем горячего водоснабжения, как правило, выполняются из стальных оцинкованных труб. Допускается применять неоцинкованные стальные трубы при диаметре свыше 150 мм, а в открытых системах теплоснабжения – трубы всех диаметров.

Более широко применяются трубы из пластмасс, например, полипропиленовые или стеклопластиковые. Находят применение стальные трубы с пластмассовым покрытием, разрешенные санитарной службой.

В ванных комнатах жилых зданий, гостиниц, а также в помещениях душевых, лечебно-профилактических, детских дошкольных и других учреждений предусматривается установка полотенцесушителей, присоединяемых в системе горячего водоснабжения в соответствии с конструкцией стояков (см. рис. 3.6). При присоединении системы горячего водоснабжения к теплосети с непосредственным водоразбором (открытая система) полотенцесушители допускается присоединять к самостоятельным системам отопления ванных комнат и душевых.

В качестве полотенцесушителей применяют змеевики или регистры из труб различной конструкции с резьбовыми штуцерами для присоединения к стоякам системы.

Прокладка горизонтальных распределительных и сборных циркуляционных трубопроводов при нижней разводке осуществляется в подвалах или подпольных каналах. Совместно с трубами отопления они укладываются на кронштейнах по стенам или крепятся на подвесках к потолку при прокладке в подвалах. При верхней раз-

водке, трубы прокладывают на чердаке, при этом допускается совместная прокладка с трубопроводами системы отопления в общей теплоизоляции. В ваннах, кухнях, душевых и других помещениях жилых и общественных зданий трубы прокладывают открытым способом. В зданиях с повышенными требованиями к отделке применяется скрытая прокладка труб.

Стояки горячего водоснабжения прокладывают в туалетных и ваннных комнатах в штрабах, специальных нишах и свободно, как правило, правее стояка холодной воды, и крепят к стенам хомутами.

В крупнопанельных зданиях в целях индустриализации строительства часто применяют санитарно-технические кабины или блок-комнаты, представляющие собой ванную или туалетную комнату, укомплектованную санитарными приборами и водоразборной арматурой с подводками к приборам. Все стояки инженерных коммуникаций размещаются в специальной шахте. После установки санитарно-технической кабины производят присоединение подводок всех инженерных систем к соответствующим стоякам. Квартирные подводки от стояков к водоразборным приборам прокладывают на высоте 200 мм от пола.

При проектировании системы горячего водоснабжения предусматривается компенсация температурных удлинений труб. В местах прохода через стены и перекрытия трубы заключаются в стальные гильзы с заделкой зазора между трубой и гильзой уплотнительными материалами.

Тепловая изоляция предусматривается для подающих и циркуляционных трубопроводов, включая стояки, кроме подводок к водоразборным приборам, полотенцесушителей и циркуляционных стояков с присоединенными полотенцесушителями, если они проложены в ваннных комнатах.

Водоразборная арматура существует в виде водоразборных кранов и смесителей всевозможных видов и конструкций для скрытой и открытой подводки воды, большим разнообразием отличаются смесители для ванн, умывальников и кухонных моек. Образцы водоразборной арматуры представлены на рис. 3.8. Существует специальная арматура, например, локтевой медицинский смеситель, смеситель для парикмахерских, банные краны и др. Выполняется водоразборная арматура из цветных металлов с включением деталей из различных материалов.

Применяется запорная арматура общепромышленного назначения на давление до 1,0 МПа, в качестве запорной арматуры применяются вентили и краны различных типов, а при диаметрах трубопроводов более 50 мм – также задвижки, допускается применение чугунных задвижек. Арматуру диаметром до 50 мм следует применять бронзовую, латунную или из термостойких пластмасс.

Запорная арматура устанавливается:

- 1) на ответвлениях от магистралей и на общей магистрали от источника тепла;
- 2) у основания подающих и циркуляционных стояков в зданиях высотой три этажа и более (при верхней разводке – также в верхней части стояков);
- 3) на ответвлениях в каждую квартиру;
- 4) на ответвлениях питающих пять и более водоразборных приборов;
- 5) у водоподогревателей на трубопроводах холодной и горячей воды.

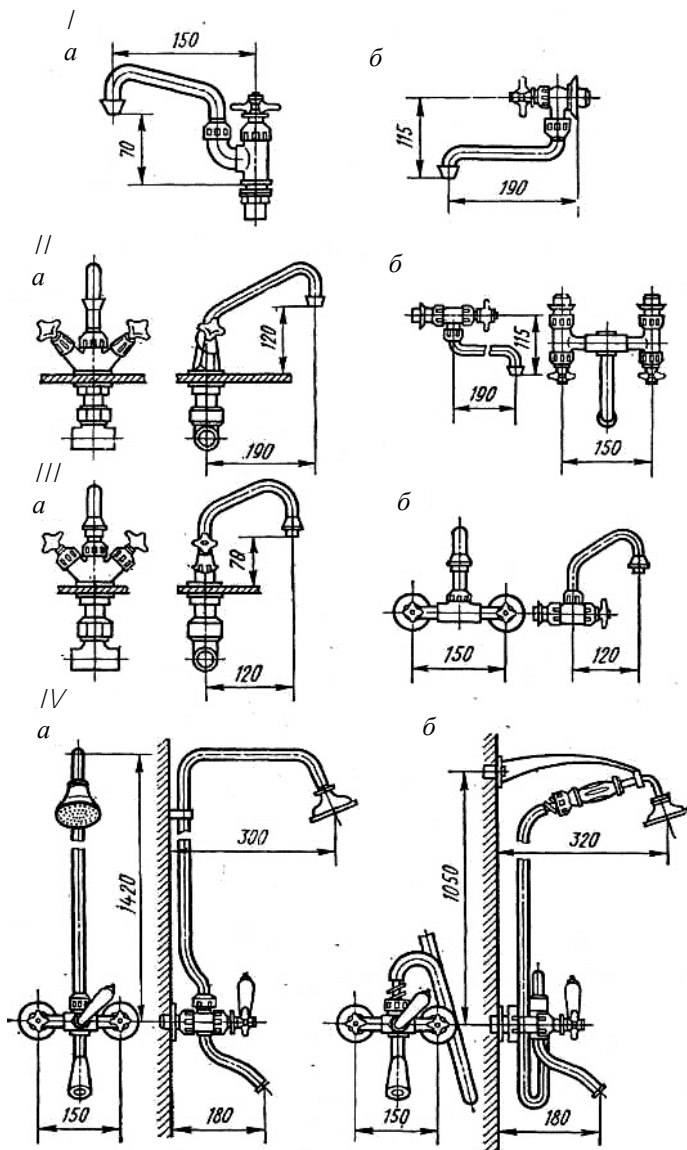


Рис. 3.8. Водоразборная арматура:

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

Установка обратных клапанов предусматривается:

- 1) на трубопроводе холодной воды у водоподогревателя;
- 2) на циркуляционном трубопроводе перед водоподогревателем;
- 3) на циркуляционном трубопроводе перед присоединением его к обратному трубопроводу теплосети в системах с непосредственным водоразбором из тепловых сетей;
- 4) на трубопроводах, подающих воду к групповым смесителям.

Для учета расхода горячей воды устанавливают счетчики воды, которые в закрытых системах централизованного водоснабжения устанавливают на трубопроводе холодной воды перед водоподогревателем, в открытых системах – на подающем трубопроводе после смесительного узла и на общем циркуляционном трубопроводе. Применяют счетчики холодно- (до +30 °С) и горячеводные (до +90 °С).

Для коммерческого учета тепло- и водопотребления счетчики тепла и воды устанавливают на вводах трубопроводов систем холодного и горячего водоснабжения в каждое здание и сооружение, а также в каждую квартиру жилых зданий и на ответвления трубопроводов к самостоятельным потребителям (магазины, рестораны, офисы и другие помещения, пристроенные к жилым и другим зданиям), а также на циркуляционных трубопроводах.

Диаметр условного прохода счетчика воды выбирают, исходя из среднечасового расхода воды за период максимального потребления (сутки, смена), который не должен превышать эксплуатационный расход [2, табл. 4]. Счетчик с принятым диаметром условного прохода надлежит проверять на пропуск максимального (расчетного) секундного расхода воды на хозяйственно-питьевые, производственные и другие нужды, при котором потери напора в крыльчатых счетчиках холодной воды не должны превышать 2,5 м, турбинных – 1 м. Методика подбора счетчика расхода воды приводится в [2, п. 7 и 5, с. 61].

Обводная линия у счетчика горячей воды не предусматривается.

Для контроля температуры и давления теплоносителей устанавливают:

термометры – на трубопроводах сетевой и горячей воды до и после водонагревателей и на циркуляционном трубопроводе;

манометры – на трубопроводах сетевой воды до и после водонагревателя или смесителя, на подающем трубопроводе горячей воды, до и после циркуляционного насоса.

Температура горячей воды в местах водоразбора принимается:

а) не ниже 60 °С в системах горячего водоснабжения, присоединенных к открытым системам теплоснабжения;

б) не ниже 50 °С в системах горячего водоснабжения, присоединенных к закрытым системам теплоснабжения;

в) не выше 75 °С – для всех систем горячего водоснабжения.

В детских дошкольных учреждениях температура горячей воды у водоразборных приборов не должна превышать 37 °С.

3.3. Расчетный расход горячей воды

Потребление горячей воды в системах горячего водоснабжения характеризуется значительной неравномерностью, зависящей от типа теплопотребляющего здания (жилые дома, общежития, общественные здания, коммунальные потребители и т. д.), степени благоустройства жилых и других зданий, от вида теплопотребителей и режима потребления горячей воды. Вследствие неравномерности потребления горячей воды фактические расходы воды в трубопроводах системы горячего водоснабжения почти всегда отличаются от расчетных. Расчетные расходы принимаются по максимальным секундным расходам.

Максимальный секундный расход воды на расчетном участке сети следует определять по формуле

$$q^n = 5 q_0 \cdot \alpha, \quad (3.1)$$

где q_0 – секунднй расход воды водоразборным прибором, л/с, определяется по [2, прил. А]. На расчетных участках с различными водоразборными приборами, обслуживающих одинаковых водопотребителей, секунднй расход воды принимается для прибора с наибольшим расходом по [2, прил. Б];

α – коэффициент, принимаемый по [2, прил. В] в зависимости от общего количества санитарно-технических приборов N на расчетном участке и вероятности их действия P .

Вероятность действия водоразборных приборов на участках сети для отдельного здания или группы зданий с одинаковыми водопотребителями определяется без учета изменения соотношения U/N по зависимости

$$P = \frac{q_{hr,u} \cdot U}{q_0 \cdot N \cdot 3600}. \quad (3.2)$$

В этом выражении

$q_{hr,u}$ – нормы расхода горячей воды на одного потребителя в час наибольшего водопотребления, л/ч; принимается по [2, прил. Б];

U – количество потребителей;

N – общее количество водоразборных приборов в системе горячего водоснабжения здания или группы зданий.

Вероятность действия водоразборных приборов для участков трубопроводов квартальных систем обслуживающих группу зданий различного типа и назначения от центрального теплового пункта, определяется по формуле

$$R_{\Sigma i} = \frac{\sum_i N_i P_i}{\sum_i N_i}. \quad (3.3)$$

При этом секундные расходы воды различными приборами, обслуживающими разных водопотребителей, следует рассчитывать по формуле

$$q_0 = \frac{\sum_1^i N_i P_i q_{0,i}}{\sum_1^i N_i P_i}. \quad (3.4)$$

Секундные расходы воды $q_{0,j}$ для каждой группы водопотребителей принимаются по [2, прил. 3].

3.4. Гидравлический расчет подающих теплопроводов системы горячего водоснабжения

Гидравлический расчет трубопроводов системы горячего водоснабжения является самым сложным и трудоемким по сравнению с другими системами (отопление, вентиляция, водопровод и др.) вследствие неравномерного расхода воды и различных гидравлических режимов в подающих и циркуляционных трубопроводах. Расчет производится в следующей последовательности:

- гидравлический расчет подающих трубопроводов;
- расчет потерь теплоты подающими теплопроводами;
- определение циркуляционных расходов воды;
- корректировка гидравлического расчета подающих теплопроводов;
- гидравлический расчет циркуляционных теплопроводов.

Гидравлический расчет подающих теплопроводов начинают после конструктивного решения системы горячего водоснабжения, вычерчивания аксонометрической расчетной схемы теплопроводов и расчетной схемы квартальной сети. 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.

Гидравлический расчет теплопроводов следует производить на расчетный расход горячей воды q^h с учетом циркуляционного расхода

$$q^{h,cir} = q^h (1 + K_{cir}), \quad (3.5)$$

где q^h – максимальный расчетный расход горячей воды на участке, л/с, определяемый по формуле (3.1);

K_{cir} – коэффициент, принимаемый в зависимости от отношения q^h / q^{cir} . Для начальных участков системы горячего водоснабжения от водоподогревателя до первого водоразборного стояка (т. е. для внутриквартальных сетей и магистральных участков) применяется по [2, прил. Г], для остальных участков внутридомовой системы $K_{cir} = 0$.

Поскольку значения циркуляционных расходов воды q^{cir} на данном этапе проектирования не известны, гидравлический расчет внутриквартальных сетей и подающих трубопроводов внутридомовой системы производят без учета циркуляционного расхода. Впоследствии, определив циркуляционные расходы q^{cir} , находят расчетные расходы воды $q^{h,cir}$ по участкам и выполняют корректировку гидравлического расчета системы горячего водоснабжения.

Для участков внутридомовой сети горячего водоснабжения, начиная от первого водоразборного стояка до самого удаленного водоразборного прибора, коэффициент $K_{cir} = 0$, следовательно, для этих участков

$$q^{h,cir} = q^h.$$

Расчет теплопроводов производят последовательно, в направлении от самого удаленного водоразборного прибора до водоподогревателя или смесителя для открытых систем, по этому же принципу нумеруют расчетные участки. Диаметры теплопроводов выбирают по допустимым скоростям движения воды в трубах, которые должны быть не более 3,0 м/с. Рекомендуется принимать скорость движения воды в стояках 1,0–1,5 м/с, в квартальных сетях и квартирных подводках – не более 3,0 м/с.

Потери давления, Па, на расчетных участках сети определяют по формуле

$$\Delta P = R / (1 + K_i), \quad (3.6)$$

где R – удельные потери давления на трение (по длине), Па/м; принимаются для открытых систем горячего водоснабжения по таблицам для расчета водопровода холодной воды [1, прил. 1], так как считается, что в открытых системах зарастание труб накипью не происходит. Для закрытых систем, при учете накипеобразования, значения R принимаются по номограммам, учитывающим зарастание труб в процессе эксплуатации систем. Можно пользоваться таблицей корректирующих коэффициентов к скоростям движения воды и к удельным потерям давления на трение по длине [1, табл. 10.3 и 4, табл. 4.1];

l – длина участка теплопровода, м;

K_l – коэффициент, учитывающий потери давления в местных сопротивлениях, значения которого следует принимать: 0,2 – для распределительных и сборных циркуляционных теплопроводов, 0,5 – для теплопроводов в пределах теплового пункта, а также для водоразборных стояков с полотенцесушителями; 0,1 – для водоразборных стояков без полотенцесушителей и циркуляционных стояков.

При расчете секционного узла вначале по формуле (3.1) определяют общий расход воды на весь секционный узел, затем эту величину делят на количество параллельно закольцованных в узле стояков и далее по этому расходу подбирают диаметр отдельного стояка. При определении потерь давления в отдельном стояке (при одинаковом диаметре всех участков стояка) с целью упрощения расчета условно принимают, что весь водоразбор в стояке сосредоточен в одной точке, расположенной посередине высоты стояка.

При присоединении к водоразборному стояку полотенцесушителей по проточной схеме, без короткозамыкающих участков, в расчетную длину стояка включают суммарную длину трубопроводов полотенцесушителей.

Увязку потерь давления в стояках внутридомовой системы и в ответвлениях квартирных теплопроводов производят путем изменения диаметров отдельных участков стояков, магистралей и ответвлений. Невязка потерь давления по ответвлениям и стоякам не должна превышать 10 %.

Гидравлический расчет подающих теплопроводов сводится в таблицу (табл. 3.1).

Гидравлический расчет подающих теплопроводов в режиме водоразбора

Таблица 3.1

Номер участка	l , м	N , шт.	NP	α	q^n , л/с	D_y , мм	v , м/с	R , Па/м	k_l	ΔP_l , Па	$\Sigma \Delta P_{l, \text{tot}}$, кПа
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12

В закрытых системах теплоснабжения требуемый напор в водопроводе перед системой горячего водоснабжения $H_{\text{тр}}$, м, определяется по формуле

$$H_{\text{тр}} = \Delta H_S + \Sigma \Delta H_{l, \text{tot}} + \Delta H_{\text{вд}} + H_f + H_{\text{geom}}, \quad (3.7)$$

где ΔH_S , $\Sigma \Delta H_{l, \text{tot}}$, $\Delta H_{\text{вд}}$ – потери напора в счетчике расхода, в подающих теплопроводах системы горячего водоснабжения и в водоподогревательной установке, м;

H_f – свободный напор у водоразборных приборов, м;

H_{geom} – 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 также находят из выражения (3.7), только $\Delta H_{\text{вд}}$ заменяют потерями напора в смесительном устройстве $\Delta H_{\text{см}}$. В этом случае H_{geom} 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 необходимо проверять при режиме максимального водоразбора из обратного теплопровода, когда напор в нем минимальный.

Потери напора в счетчике горячей воды ΔH_S , м, при расчетном секундном расходе воды q , л/с, следует определять по выражению

$$\Delta H_S = S q^2, \quad (3.8)$$

где S – гидравлическое сопротивление счетчика, $\frac{M}{(M^3/ч)^2}$, определяется по паспортным данным изготовителя. Потери напора в счетчиках различных типов и конструкций могут определяться по расчетному расходу q и пропускной способности K_v , $M^3/ч$, приводимой в технических документах фирмы-изготовителя.

Потери напора в водоподогревательной установке $\Delta H_{вд}$, м, определяются в зависимости от типа водоподогревателя и способа присоединения к тепловой сети. Например, для пластинчатого теплообменника (6, формулы (3.7) и (3.8))

$$\Delta H_{вд} = 0,1 \varphi Б (33 - 0,08 t_m) W^{1,75} \cdot X, \quad (3.9)$$

где φ – коэффициент, учитывающий накипеобразование; для сетевой воды $\varphi = 1$, а для нагреваемой воды должен приниматься по опытным данным, при отсутствии которых можно принимать $\varphi = 1,5-2,0$;

$Б$ – коэффициент, зависящий от типа пластин, можно принимать по [6, прил.1];

t_m – средняя температура греющей или нагреваемой воды, °С;

W – средняя скорость греющего или нагреваемого теплоносителя, м/с;

X – количество ходов теплообменника, по нагреваемому и греющему теплоносителю соответственно.

Величина свободного напора воды у водоразборных приборов H_f , м, необходима для обеспечения нормальной скорости истечения воды, например, для водоразборных кранов у раковин, моек, умывальников $H_f = 2$ м, для смесителей ванн и душевых сеток – 3 м.

3.5. Основные гидравлические режимы циркуляционных систем горячего водоснабжения

В циркуляционных системах можно рассматривать три основных гидравлических режима:

– режим «чистой» циркуляции, когда водоразбор в системе отсутствует, и движение воды происходит под действием циркуляционного насоса по схеме:

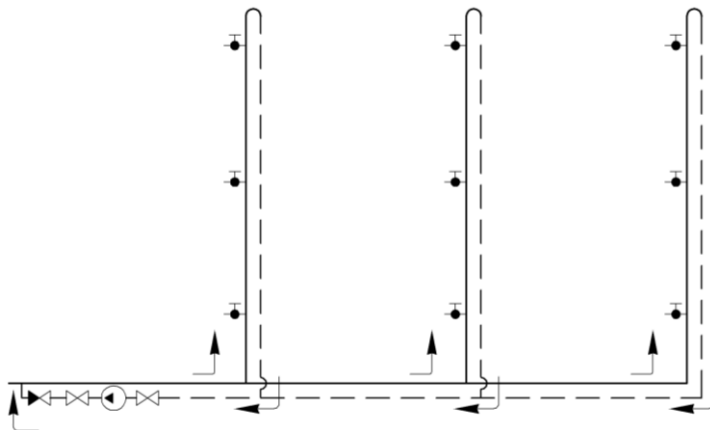
а) при нижней разводке: циркуляционный насос–распределительная магистраль–подающие стояки–циркуляционные стояки или участки стояков–сборная циркуляционная магистраль–циркуляционный насос;

б) при схеме с верхней разводкой: циркуляционный насос–главный стояк–распределительная магистраль–водоразборные стояки–участки циркуляционных стояков–сборная циркуляционная магистраль–циркуляционный насос. Расход воды в системе равен циркуляционному $G_{ц}$, кг/ч (рис. 3.9, а);

– режим водоразбора с циркуляцией, или смешанный режим, когда циркуляция воды в системе сочетается с некоторым водоразбором. В подающей магистрали и стояках расход воды будет складываться из расходов на водоразбор плюс циркуляцию: $xq^n + q^{cir}$, кг/ч, где x – доля максимального водоразбора. В циркуляционных трубопроводах – циркуляционный расход $G_{ц}$, кг/ч, различный по участкам. Схема движения воды аналогична п. 1;

– режим «чистого» водоразбора, при котором циркуляция воды по всем участкам циркуляционных трубопроводов может быть нарушена, возможно даже «опрокидывание» циркуляции, т. е. движение воды в некоторых циркуляционных участках и стояках станет противоположным нормальному. При интенсивном водоразборе к некоторым приборам вода будет поступать как из подающих, так и из циркуляционных стояков (рис. 3.9, б).

а



б

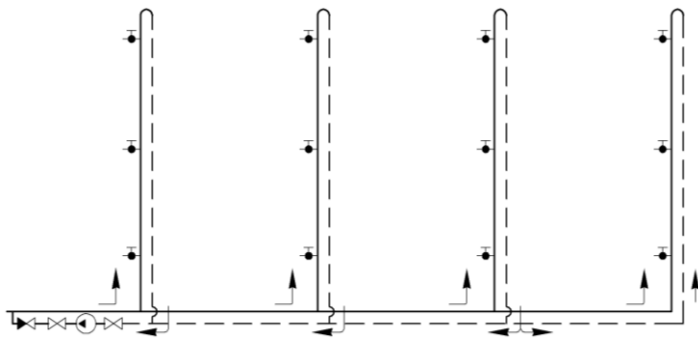


Рис. 3.9. Схема циркуляции воды в системе горячего водоснабжения:
a – нормальный циркуляционный режим;
б – «прокидывание» циркуляции у последнего стояка

3.6. Гидравлический расчет циркуляционных теплопроводов

Расчетное циркуляционное кольцо состоит из двух частей: подающего теплопровода, по которому горячая вода подается на водоразбор, а также проходит циркуляционный расход воды и непосредственно циркуляционного теплопровода.

Гидравлическому расчету циркуляционных теплопроводов предшествует расчет потерь теплоты подающими теплопроводами, определение суммарного циркуляционного расхода воды в системе и распределение его по расчетным участкам.

Расчетный циркуляционный расход воды q^{cir} , л/с, определяется по формуле

$$q^{cir} = \beta \frac{\sum Q^{ht}}{c \Delta t}, \quad (3.10)$$

где β – коэффициент разрегулировки циркуляции;

$\sum Q^{ht}$ – суммарные потери теплоты в подающих теплопроводах системы горячего водоснабжения, Вт;

c – удельная теплоемкость воды: $c = 4,19$ кДж/кг·°С;

Δt – расчетный перепад температуры воды в подающих теплопроводах от источника тепла (водонагреватель, смеситель) до

наиболее высоко расположенной и удаленной водоразборной точки, °С.

Теплопотери Q^{ht} , Вт, определяют по участкам с одинаковыми условиями теплообмена по формуле

$$Q^{ht} = \pi d_e K l (t_m^h - t_o) (1 - \eta), \quad (3.11)$$

где d_e – наружный диаметр трубопровода, м;

K – коэффициент теплопередачи неизолированного теплопровода: $K = 11,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С})$;

l – длина участка трубопровода, м;

t_m^h – средняя температура горячей воды в подающих теплопроводах системы горячего водоснабжения: $t_m^h = 0,5(t_n + t_k)$, °С;

t_n, t_k – соответственно температуры горячей воды на выходе из водоподогревателя и у самого удаленного водоразборного прибора, °С;

t_o – температура окружающей среды, °С;

η – КПД тепловой изоляции, усредненное значение $\eta = 0,6-0,8$ [3, с. 86].

Тепловую изоляцию необходимо предусматривать для подающих и циркуляционных трубопроводов, а также стояков, кроме подводов к водоразборным приборам.

Величину температуры окружающей среды t_o принимают в зависимости от места прокладки теплопровода. При прокладке его в шахтах санитарно-технических кабин, коммуникационных шахтах, каналах $t_o = 23 \text{ °С}$, в ванных комнатах 25 °С , в кухнях и туалетных комнатах 21 °С , на чердаке 10 °С . При прокладке теплопровода в неотапливаемых подвалах и при бесканальной прокладке $t_o = 5 \text{ °С}$.

В системах горячего водоснабжения с полотенцесушителями на подающих стояках к сумме теплопотерь каждого стояка прибавляют потери теплоты (Вт) полотенцесушителями, равные $100 n$, где 100 Вт – усредненная теплоотдача одним полотенцесушителем, n – количество полотенцесушителей, присоединенных к стояку.

Значения величин β и Δt следует принимать при определении Q^{ht} в зависимости от схемы циркуляции и компоновки стояков системы горячего водоснабжения [2].

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

В соответствии с нормами [2] значения Q^{ht} и β принимаются в зависимости от схемы горячего водоснабжения:

– для систем, в которых не предусматривается циркуляция воды по водоразборным стоякам, величину Q^{ht} следует определять по подающим и разводящим трубопроводам при $\Delta t = 10$ °С и $\beta > 1$;

– для систем, в которых предусматривается циркуляция воды по водоразборным стоякам с переменным сопротивлением циркуляционных стояков, величину Q^{ht} необходимо рассчитывать по подающим разводящим трубопроводам и водоразборным стоякам при $\Delta t = 10$ °С и $\beta = 1$; при одинаковом сопротивлении секционных узлов или стояков величину Q^{ht} следует определять по водоразборным стоякам при $\Delta t = 8,5$ °С и $\beta = 1,3$;

– для водоразборного стояка или секционного узла теплотопери Q^{ht} рассчитывают по подающим трубопроводам, включая кольцевую переемычку, принимая $\Delta t = 8,5$ °С и $\beta = 1$.

В системах горячего водоснабжения с циркуляционными стояками переменного гидравлического сопротивления циркуляционные расходы воды распределяются по отдельным участкам пропорционально теплотоперям в них. Это удобно делать методом экстраполяции.

Определив общий циркуляционный расход в системе $Q_{ц}$, приступают к делению его по отдельным участкам (веткам и стоякам) системы пропорционально потерям теплоты трубопроводов (в целях упрощения соответствующих циркуляционных колец индексы в обозначениях не записываем) (рис. 3.10).

$$\frac{G_1}{G_2} = \frac{Q_1}{Q_2}, \text{ т. е. } G_2 = G_1 \frac{Q_2}{Q_1}.$$

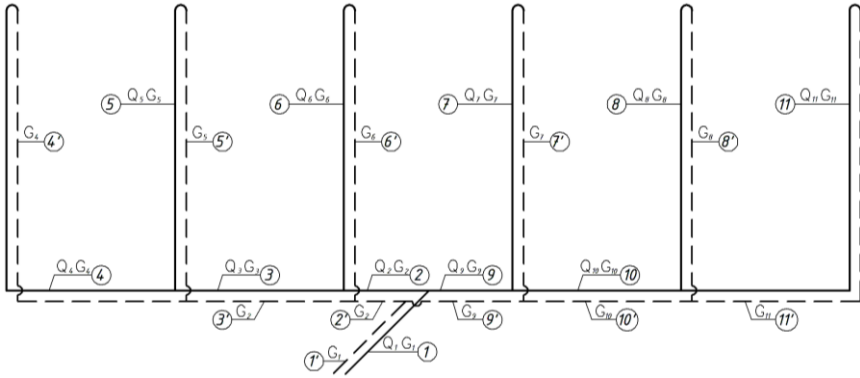


Рис. 3.10. Расчетная схема системы горячего водоснабжения:
 Q_1, Q_2, \dots, Q_7 – теплотери соответствующих участков трубопроводов;
 G_1, G_2, \dots, G_7 – циркуляционные расходы на участках

На первом участке $G_1 = \beta \frac{\sum Q}{\Delta t C}$, т. е. имеет место весь циркуляционный расход.

$$\begin{aligned} \text{На участке 2 } G_2 &= G_1 \frac{Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6}{Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 + Q_8 + Q_9 + Q_{10} + Q_{11}} = \\ &= \frac{\sum Q_{2-6}}{\sum Q_{2-6} + \sum Q_{7-11}}; \end{aligned}$$

$$\text{в стояке 6 (на участке 6) } G_6 = G_2 \frac{Q_6}{\sum Q_{3-6}}.$$

$$\text{На участке 3 } G_3 = G_2 - G_6 \text{ или } G_3 = G_2 \frac{\sum Q_{3-5}}{\sum Q_{3-6}},$$

$$\text{в стояке 5 } G_5 = G_3 \frac{Q_5}{\sum Q_{4-5}},$$

$$\text{в стояке и на участке 4 } G_4 = G_3 - G_5 \text{ или } G_4 = G_3 \frac{Q_4}{\sum Q_{4-5}}.$$

$$\text{На участке 9 } G_9 = G_1 - G_2 \text{ или } G_9 = G_3 \frac{\sum Q_{7-11}}{\sum Q_{7-11} + \sum Q_{2-6}} \text{ и т. д.}$$

По участкам циркуляционных стояков и циркуляционных трубопроводов (участки со штрихом) циркуляционные расходы распределяются соответственно участкам подающих трубопроводов.

При проектировании систем горячего водоснабжения с квартальными теплопроводами после определения циркуляционных расходов и распределения их по участкам сети уточняют суммарные расходы воды (включая q^{cir}) по участкам подающих трубопроводов квартальных сетей, удельные потери давления в них и скорости движения воды. Если скорость движения воды на некоторых участках превышает допустимую величину 3,0 м/с, то диаметры этих участков увеличивают и проводят корректировку гидравлического расчета подающих трубопроводов системы.

Гидравлический расчет циркуляционных колец производится для режима циркуляции, т. е. при наибольшем циркуляционном расходе. Каждое циркуляционное кольцо (через каждый водоразборный стояк) состоит из подающих теплопроводов, диаметры которых были подобраны в режиме максимального водоразбора, и циркуляционных теплопроводов.

Гидравлический расчет циркуляционных колец для режима циркуляции сети производится в два 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.

На втором этапе определяют диаметры циркуляционных теплопроводов, потерь давления в них и в циркуляционных кольцах.

Расчет производится аналогично расчету подающих теплопроводов. Потери давления на расчетных участках вычисляют по формуле (3.6) с использованием таблиц гидравлического расчета [1, прил. 1] или номограммы [2, прил. 6]. Диаметры сборного циркуляционного теплопровода и наиболее удаленного стояка следует принимать, исходя из допустимых скоростей движения воды. 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 их соединения 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 предусматривают установку диафрагм у основания циркуляционных стояков. Диаметр отверстия диафрагмы $d'_д$, мм, определяем из выражения, рекомендуемого [2]:

$$d'_д = 20 \sqrt{\frac{q}{0,0316 \sqrt{H_{изб} + 350 \frac{q}{d^2}}}}, \quad (3.12)$$

где q – расход воды через диафрагму, л/с;

$H_{изб}$ – избыточный напор, который необходимо погасить диафрагмой, м;

d – внутренний диаметр трубопровода, мм.

Допускается пользоваться ранее известной формулой

$$d'_д = 11,34 \sqrt{\frac{q^2}{H_{изб}}}, \quad (3.13)$$

где q – расход воды через диафрагму, м³/ч;

$H_{изб}$ – избыточный напор, м, который необходимо погасить диафрагмой.

Если при расчете диаметр отверстия диафрагмы получается менее 10 мм, вместо нее допускается устанавливать кран для погашения избыточного напора. Однако при установке диафрагм в этих местах наблюдается увеличение зашламления и накипеобразования, поэтому допускается производить увязку потерь давления в циркуляционных кольцах путем увеличения гидравлического сопротивления стояков, вводя в их нижнюю часть вставки труб меньших диаметров.

Для систем горячего водоснабжения с секционными водоразборно-циркуляционными узлами при одинаковых диаметрах стояков расчет циркуляции рекомендуется осуществлять следующим образом [4, с. 105]. Сначала определяют циркуляционный расход для наибо-

лее удаленного секционного узла, принимая значение ΣQ^{ht} равным потерям теплоты подающих теплопроводов 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 0,03–0,06 МПа [2]. 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 [2].

Целесообразно принимать потери давления в сборном циркуляционном теплопроводе между наиболее удаленным и близко расположенным водоразборно-циркуляционными узлами в пределах 50–100 % от потерь давления в наиболее удаленном узле.

Гидравлический расчет циркуляционных колец выполняют по форме, приведенной в табл. 3.2.

Таблица 3.2

Гидравлический расчет циркуляционных теплопроводов

Номер участка	l , м	q^{fl} , л/с	D_y , мм	v , м/с	R , Па/м	k_l	ΔP_b , Па	$\Sigma \Delta P_{i, tot}$, кПа	Примечание
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

При расчете систем горячего водоснабжения с гравитационным побуждением движения воды необходимо определять располагаемый напор, м, по формулам:

для верхней разводки

$$H_p = 400(h_1 + 0,08l)(t_n - t_k), \quad (3.14)$$

для нижней разводки

$$H_p = 250(h_2 + 0,03l)(t_n - t_k), \quad (3.15)$$

где h_1 и h_2 – расстояние по вертикали от оси трубопровода горячей воды от водоподогревателя до оси разводящего трубопровода и соответственно до высшей точки водоразбора, м;

l – расстояние по горизонтали от водонагревателя до наиболее удаленной точки водоразбора, м.

При схеме с закрытым верхним баком-аккумулятором

$$H_p = 1000h(\rho_1 - \rho_2), \quad (3.16)$$

где h – расстояние по высоте от центра водонагревателя до уровня воды в аккумуляторе, м;

ρ_1, ρ_2 – плотности воды при максимальных температурах в аккумуляторе и в подающем трубопроводе, выходящем из водонагревателя, кг/м^3 .

3.7. Подбор циркуляционных насосов

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

Если напор на вводе водопровода H_d больше требуемого, вычисленного по формуле (3.7), насосы устанавливаются только для циркуляции.

Расчетный напор циркуляционных насосов, м, определяют по формуле

$$H_p = \sum \Delta H_{\Pi}^{cir} \left(\frac{xq^h + q^{cir}}{q^{cir}} \right)^2 + \sum \Delta H_{\Pi}^{cir}, \quad (3.17)$$

где $\sum \Delta H_{\Pi}^{cir}$ – потери напора в подающем теплопроводе и водоподогревателе при циркуляционном расходе q^{cir} , кг/ч, т. е. в режиме циркуляции, м;

$xq^h + q^{cir}$ – расход воды в системе в режиме частичного водоразбора с циркуляцией, кг/ч;

x – доля максимального водоразбора q^h , 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;

$\sum \Delta H_{\Pi}^{cir}$ – потери напора в циркуляционном теплопроводе, м.

Если напор на вводе водопровода H_d меньше требуемого $H_{тр}$, циркуляционные насосы устанавливаются для циркуляции и подкачки (повысительно-циркуляционные). Подача насосов в этом случае будет равна сумме расчетного и циркуляционного расходов горячей воды [3, с. 88].

Расчетный напор повысительно-циркуляционных насосов равен недостающему напору на вводе с учетом потерь напора в циркуляционном теплопроводе:

$$H_p = H_{тр} - H_d + \sum \Delta H_{\Pi}^{cir}, \quad (3.18)$$

где H_d – действительный (существующий) напор на вводе, м.

При разборе воды непосредственно из тепловой сети повысительные насосы устанавливают, когда напор в обратном теплопроводе значительно меньше требуемого, вычисленного по выражению (3.7). 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 нецелесообразно. В этом случае уменьшение требуемого напора достигается 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, «Термоблок», «Даннфос» и др. Их подбор можно производить по [1, прил. XIII]. Число насосов должно быть не менее двух, один из них является резервным.

Избыточный напор на вводе водопровода $H_{изб} = H_d - H_{тр}$, равный 5 м и более, необходимо гасить диафрагмой, устанавливаемой после водомерного узла или регулятора давления. Это делается в целях предотвращения повышения свободного напора в водоразборных приборах и перерасхода воды. Диаметр диафрагмы рассчитывают по формуле (3.12) или (3.13).

В открытых системах горячего водоснабжения предусматриваются дроссельные диафрагмы для зимнего и летнего режимов (см. рис. 2.8).

В зимнее время при расчетном режиме подача воды производится из обратного теплопровода теплосети с температурой $t_2 = 70\text{ }^\circ\text{C}$ за счет давления в обратном теплопроводе. Циркуляция воды осуществляется за счет разности давлений, создаваемой диафрагмой D_1 , установленной на обратном теплопроводе ввода теплосети между точками присоединения подающего (точка 1) и циркуляционного (точка 2) трубопроводов. Напор, дросселируемый диафрагмой, определяется по выражению (3.17), т. е. в точке 2 напор должен быть меньше на величину H_q . Расход воды через диафрагму необходимо принимать равным расходу сетевой воды в системе отопления (в ночное время при отсутствии водоразбора в системе горячего водоснабжения циркуляция воды в ней должна осуществляться).

В летний период разбор воды с температурой $t_1 = 70\text{ }^\circ\text{C}$ производится из подающего теплопровода. Подача горячей воды потребителям осуществляется за счет давления в подающем трубопроводе. Циркуляция воды происходит за счет разности давлений в подающем (точка 3) и обратном (точка 1) теплопроводах. Избыточную величину разности давлений

$$H_{изб} = (H_{п} - H_{о}) - H_{р}$$

дросселируют диафрагмой D_2 , устанавливаемой на циркуляционном трубопроводе системы горячего водоснабжения.

Значение H_p – потери напора в циркуляционной системе, м, также определяется по формуле (3.17). Расход воды через диафрагму равен циркуляционному расходу в системе.

При напоре воды в обратном теплопроводе меньше требуемого $H_0 < H_{тр}$, устанавливают повысительные насосы. Расчетный напор повысительных насосов определяется по выражению (3.18), где вместо H_d принимают H_0 .

В переходные периоды происходит смешение воды из подающего и обратного теплопроводов в смесителе (регуляторе смешения) в соотношении, зависящем от температуры воды в подающем τ'_1 и обратном τ'_2 теплопроводе теплосети.

Если заданный напор на вводе водопровода (в закрытых системах) или в обратном теплопроводе ввода теплосети (в открытых системах) незначительно отличается от требуемого $H_{тр}$ для системы горячего водоснабжения, то применение повысительных насосов может быть нецелесообразным. В этом случае уменьшение требуемого напора может быть достигнуто путем увеличения диаметров подающих теплопроводов системы и стояков. Подобное решение в каждом конкретном случае должно быть обосновано.

4. РЕГУЛИРОВАНИЕ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

4.1. Задачи и виды регулирования

Как уже указывалось, тепловая нагрузка потребителей неоднородна и непостоянна. Например, отопительная нагрузка изменяется в течение отопительного периода в зависимости от температуры наружного воздуха, его влажности, скорости и направления ветра, а также от инсоляции. Нагрузка на горячее водоснабжение резко переменна в течение суток и имеет относительно постоянное значение в течение года. Технологическая нагрузка зависит от технологического процесса и режима работы вентиляционного оборудования, поэтому для обеспечения потребителей количеством тепла в соот-

ветствии с потребностью, т. е. для обеспечения высокого качества теплоснабжения, экономичных режимов источника тепла и транспорта теплоносителя выбирают определенный способ регулирования теплоснабжения-теплопотребления.

В зависимости от того, где осуществляется регулирование, различают центральное, групповое и индивидуальное регулирование.

Ц е н т р а л ь н о е регулирование производится у источника тепла (на ТЭЦ или в котельной), г р у п п о в о е (местное) – на центральном (ЦТП) или местном тепловом пункте (ИТП), и н д и в и д у а л ь н о е – непосредственно у теплопотребляющего прибора.

В случае однородной тепловой нагрузки, например отопительной, регулирование может быть центральным. Но так как тепловая нагрузка в большинстве случаев является неоднородной и непостоянной (отопление и горячее водоснабжение, отопление и вентиляция) и абоненты из-за различной их удаленности от источника тепла находятся в неравных условиях, то для обеспечения высокого качества теплоснабжения применяется к о м б и н и р о в а н н о е регулирование, т. е. сочетание центрального, группового и индивидуального способов в различных вариантах.

Центральное регулирование ведется по типовой нагрузке, характерной для большинства абонентов теплового района. Такой типовой нагрузкой в большинстве случаев является отопительная. При наличии равномерно распределенной нагрузки горячего водоснабжения центральное регулирование может осуществляться по типовой нагрузке «отопление плюс горячее водоснабжение» при определенном соотношении их величин.

В последнее время центральное регулирование по совместной нагрузке «отопление плюс горячее водоснабжение» находит все более широкое применение, так как в данном случае имеется возможность удовлетворять тепловую нагрузку горячего водоснабжения без дополнительного увеличения или с незначительным увеличением расхода сетевой воды.

Групповое регулирование осуществляется на ЦТП с помощью системы автоматического регулирования (САР), управляющей подачей тепла к однотипным потребителям. При этом значительно сокращается количество индивидуальных регуляторов, но подача тепла осуществляется по усредненному параметру, не характерному (неодинаковому) для всех теплопотребляющих установок. Кроме того, в

этом случае необходима тщательная тепловая и гидравлическая регулировка индивидуальных (местных) систем теплоснабжения.

Для обеспечения высокого качества теплоснабжения с учетом индивидуальных потребностей абонентов следует применять комбинированное регулирование как сочетание центрального, группового и индивидуального. Индивидуальное регулирование должно осуществляться непосредственно у теплопотребляющих приборов с помощью авторегуляторов или регуляторов с ручным управлением.

В водяных системах теплоснабжения используют три метода центрального регулирования:

– к а ч е с т в е н н ы й, заключающийся в изменении температуры теплоносителя в зависимости от температуры наружного воздуха. Расход теплоносителя при этом поддерживается постоянным;

– к о л и ч е с т в е н н ы й, заключающийся в изменении расхода теплоносителя в зависимости от температуры наружного воздуха. Температура сетевой воды в подающем трубопроводе поддерживается постоянной;

– к а ч е с т в е н н о - к о л и ч е с т в е н н ы й или с м е ш а н н ы й, заключающийся в изменении обоих параметров теплоносителя – температуры и расхода в зависимости от температуры наружного воздуха.

В настоящее время в Республике Беларусь основным методом регулирования является центральное качественное, которое дополняется групповым количественным на ЦТП или ИТП или регулирование пропусками.

Р е г у л и р о в а н и е п р о п у с к а м и (прерывистое регулирование) осуществляется периодическим отключением систем, т. е. пропусками подачи теплоносителя.

Центральное регулирование пропусками возможно в тепловых сетях с однородной тепловой нагрузкой, допускающей перерывы в подаче тепла. Чаще всего регулирование пропусками осуществляется на ЦТП или МТП, т. е. при групповом или местном регулировании, с использованием теплоаккумулирующей способности зданий.

При присоединении систем отопления по зависимой схеме с элеваторным смешением наиболее приемлемым может быть центральное качественное регулирование, так как изменение расхода воды в системе отопления приводит к ее разрегулировке.

Центральное количественное или качественно-количественное регулирование приемлемо и является экономически выгодным при

независимом присоединении систем отопления, когда гидравлический режим систем отопления не зависит от гидравлического режима в тепловых сетях, т. е. в тепловых сетях возможно изменение расхода в определенных пределах.

Эти виды регулирования возможны также и при зависимом присоединении систем отопления при применении вместо элеваторов смесительных насосов с изменяемым расходом, т. е. с переменным коэффициентом смешения.

В паровых системах теплоснабжения качественное регулирование практически неприемлемо, так как изменение температуры пара в необходимом диапазоне требует значительного изменения давления. Поэтому центральное регулирование паровых систем осуществляется количественным способом, тем более что местное или индивидуальное регулирование паропотребляющих установок осуществляется расходом пара, т. е. количественным способом.

4.2. Общее уравнение регулирования

Для любого теплообменного аппарата уравнение теплового баланса можно представить в следующем виде:

$$\begin{aligned} Q &= G_{\text{п}} \cdot c \cdot (t_1 - \tau_2) \approx G_{\text{в}} \cdot c \cdot (t_1 - t_2) \approx K' \cdot F \cdot \Delta t'; \\ Q &= G_{\text{п}} \cdot c \cdot (t_1 - \tau_2) \approx G_{\text{в}} \cdot c \cdot (t_1 - t_2) \approx k \cdot F \cdot \Delta t. \end{aligned} \quad (4.1)$$

Первое выражение относится к нерасчетным условиям, т. е. при текущей температуре наружного воздуха, второе – к расчетным условиям, т. е. при расчетной температуре наружного воздуха.

В этих выражениях:

Q – тепловая нагрузка, Вт;

$G_{\text{п}}$, $G_{\text{в}}$ – расход соответственно первичного и вторичного теплоносителей, кг/ч;

τ_1 и τ_2 , t_1 и t_2 – соответственно температуры греющего и нагреваемого теплоносителей на входе и выходе из теплообменного аппарата, °С;

c – удельная теплоемкость соответствующего теплоносителя, Дж/(кг °С);

k – коэффициент теплопередачи теплообменного аппарата, Вт/(м²·°С), и его поверхность нагрева F , м²;

Δt – температурный напор у теплообменного аппарата между греющим и нагреваемым теплоносителями или разность средних температур теплообменивающихся потоков, °С.

Из уравнения теплового баланса (4.1) следует, что тепловая нагрузка может регулироваться путем изменения следующих параметров: температуры и расхода теплоносителей, площади поверхности теплопотребляющего прибора и коэффициента его теплопередачи. Изменение двух последних параметров практически не осуществляется. В связи с этим регулировать теплоотдачу теплообменного аппарата можно изменением только трех параметров: начальной температуры и расхода воды, поступающей в аппарат, а также времени его включения (действия).

Из соотношения (4.1) получается общее уравнение регулирования:

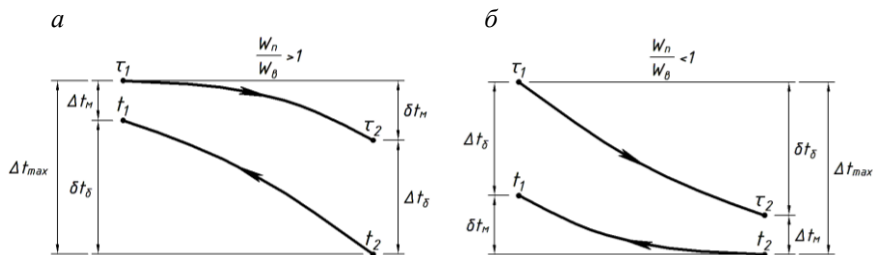
$$\frac{Q}{Q} = \frac{G_{II} \cdot (t_1 - t_2)}{G_{II} \cdot (t_1 - t_2)} = \frac{G_B \cdot (t_1 - t_2)}{G_B \cdot (t_1 - t_2)} = \frac{k \cdot F \cdot \Delta t}{k \cdot F \cdot \Delta t}. \quad (4.2)$$

Если принять произведение массового расхода теплоносителя на его удельную теплоемкость за эквивалент расхода теплообменивающихся потоков $G \cdot c = W$, кДж/ч·°С, то уравнение теплового баланса может быть записано в виде

$$Q = W_G \cdot \delta t_M = W_M \cdot \delta t_g = k \cdot F \cdot \Delta t, \quad (4.3)$$

где W_G , W_M – большие и меньшие значения водяных эквивалентов теплообменивающихся потоков, кДж/ч·°С;

δt_g , δt_M – большие и меньшие перепады температур теплоносителей, °С (рис. 4.1). Для первичного теплоносителя будет $\delta t = \tau_1 - \tau_2$, для вторичного – $\delta t = t_1 - t_2$.



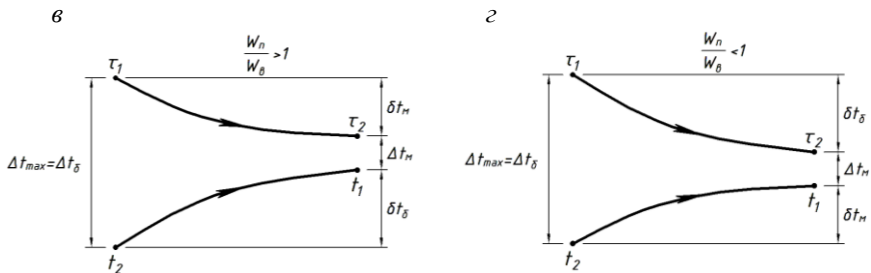


Рис. 4.1 Изменение температур теплоносителей в противоточных и прямоточных теплообменных аппаратах:
a – при соотношении $W_n/W_b > 1$; *б* – то же при $W_n/W_b < 1$; W_n – водяной эквивалент первичного теплоносителя; W_b – то же вторичного теплоносителя

С учетом (4.3) уравнение регулирования (4.2) может быть представлено в общем виде:

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

В этом выражении $\bar{Q} = \frac{Q'}{Q}$, $\bar{W} = \frac{W'}{W}$, $\bar{\delta t} = \frac{\delta t'}{\delta t}$, $\bar{k} = \frac{k'}{k}$ и $\bar{\Delta t} = \frac{\Delta t'}{\Delta t}$ –

соответственно относительные величины тепловой нагрузки, эквивалентов расхода, перепадов температур теплоносителей, коэффициента теплопередачи и температурного напора.

Зависимость эквивалента расхода воды в теплосети от величины тепловой нагрузки можно представить в виде эмпирического выражения

$$\bar{W} = \bar{Q}^m. \quad (4.5)$$

Это уравнение применимо при всех методах регулирования, здесь m – показатель степени, величина которого характеризует метод регулирования:

если $m = 0$, то $\bar{W} = 1,0$ – качественное регулирование;

если $0 < m < 1,0$, то $\bar{W} > \bar{Q}$ – качественно-количественное регулирование;

если $m > 1,0$, то $\bar{W} < \bar{Q}$ – количественное регулирование.

На рис. 4.2 приведена графическая зависимость $\bar{W} = f(\bar{Q})$ при различных методах регулирования.

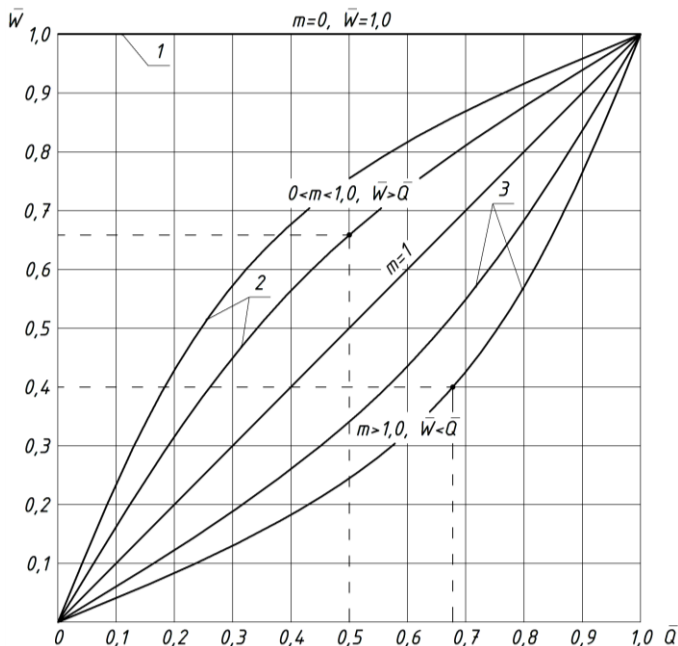


Рис. 4.2. Зависимость $\bar{W} = f(\bar{Q})$ при различных методах регулирования:

1 – качественное регулирование; 2 – качественно-количественное регулирование; 3 – количественное регулирование

4.3. Тепловые характеристики теплообменных аппаратов

Расчет режимов регулирования тепловой нагрузки заключается в определении температур и расходов теплоносителя в теплообменных аппаратах при различных температурах наружного воздуха, т. е. при нерасчетных условиях. При текущих значениях температур наружного воздуха известными являются только температуры теплоносителей на входе в приборы теплоиспользующих установок t_1' и t_c и не известны температуры теплоносителей на выходе из них, которые могут быть определены методом последовательных при-

ближений. Поэтому расчет режимов регулирования по выражению (4.4) затруднителен.

Эти расчеты значительно упрощаются при использовании уравнений тепловых характеристик теплообменных аппаратов, предложенных Соколовым Е.Я. [7]. В соответствии с этим тепловая производительность всех конвективных теплообменных аппаратов может определяться по уравнению характеристики

$$Q = \varepsilon \cdot W_M \cdot t_{\max}, \quad (4.6)$$

где ε – коэффициент эффективности или безразмерная удельная теплопроизводительность (тепловая нагрузка). Величина ε представляет собой тепловую нагрузку теплообменного аппарата, отнесенную к единице меньшего эквивалента расхода теплообменивающихся потоков и 1 °С максимальной разности их температур;

$W_M = G_M \cdot c$ – меньшее значение эквивалента расхода теплообменивающихся потоков теплоносителей, кДж/ч·°С;

Δt_{\max} – максимальная разность температур между греющим и нагреваемым теплоносителями (рис. 4.1):

$$\Delta t_{\max} = \tau_1 - t_2;$$

τ_1 – температура греющего теплоносителя на входе в теплообменник;

t_2 – температура нагреваемого теплоносителя на входе в теплообменник.

Уравнение для расчета значения ε является очень сложным для практических расчетов, так как при его выводе используется среднелогарифмическая разность температур теплоносителей. Оно значительно упрощается при использовании в качестве разности температур линейной зависимости Δt (погрешность составляет 4–6 %):

$$\Delta t = \Delta t_{\max} - a \cdot \delta t_M - b \cdot \delta t_G, \quad (4.7)$$

где δt_G и δt_M – большее и меньшее значения перепадов температур теплообменивающихся потоков теплоносителей, °С (см. рис. 4.1);

a и b – постоянные коэффициенты, зависящие от схемы движения теплоносителей в теплообменном аппарате. При прямотоке $a = b = 0,65$, при противотоке $a = 0,35$, $b = 0,65$.

В этом случае уравнение для расчета безразмерной удельной тепловой нагрузки будет иметь вид [7]

$$\varepsilon = \frac{1}{a \frac{W_M}{W_G} + b + \frac{1}{\omega}} \leq \varepsilon^* , \quad (4.8)$$

где $\omega = \frac{kF}{W_M}$ – режимный коэффициент;

kF – произведение коэффициента теплопередачи теплообменника на величину его площади поверхности нагрева;

ε^* – безразмерная удельная тепловая нагрузка (теплопроизводительность) теплообменника с бесконечно большой поверхностью нагрева (если $F \rightarrow \infty$, то $\varepsilon \rightarrow \varepsilon^*$).

Для противотока, а также если в процессе теплообмена меняется фазовое состояние теплоносителя (например, конденсация), $\varepsilon^* = 1$, для прямотока

$$\varepsilon^* = \frac{1}{1 + \frac{W_M}{W_G}} .$$

По физическому смыслу ε представляет собой отношение тепловой нагрузки данного теплообменника к тепловой нагрузке теплообменника с бесконечно большой поверхностью нагрева при одинаковых значениях W_M и Δt_{\max} .

Знак неравенства в уравнении (4.8) указывает на то, что значение ε практически не может превысить значение ε^* , так как температура нагреваемого теплоносителя не может превысить температуру греющего теплоносителя. Поэтому при расчетах пользуются следующим правилом: если при расчете получилось $\varepsilon > \varepsilon^*$, то принимают $\varepsilon = \varepsilon^*$.

Уравнение характеристики для отопительной системы

$$Q_o = \epsilon_o \cdot \Delta t_{\max} \cdot W_o, \quad (4.9)$$

где Δt_{\max} – разность температур воды в подающем трубопроводе теплотосети и температуры воздуха в помещении, °C;

W_o – эквивалент расхода сетевой воды в смесительном узле.

Уравнение безразмерной удельной тепловой нагрузки ϵ_o для системы отопления также выводится из уравнения регулирования с учетом работы смесительного узла:

$$\epsilon_o = \frac{1}{\frac{0,5 + U}{1 + U} + \frac{1}{\omega_o}} \leq 1, \quad (4.10)$$

где U – коэффициент смешения смесительного узла;

ω_o – режимный коэффициент:

$$\omega_o = \frac{k_o F}{W_o};$$

$k_o F$ – произведение коэффициента теплопередачи нагревательных приборов отопительной установки на величину площади поверхности нагрева.

Для упрощения расчетов зависимости (4.8) и (4.10) могут быть преобразованы заменой произведения kF на равнозначные выражения, учитывающие с достаточной для практических расчетов точностью все факторы, влияющие на условия теплообмена.

Для водо-водяных подогревателей

$$kF = \Phi \sqrt{W_M \cdot W_o}, \quad (4.11)$$

для водяных калориферов

$$kF = \Phi W_M^{m_1} \cdot W_o^{m_2}, \quad (4.12)$$

где Φ – параметр теплообменного аппарата, величина практически постоянная, определяется из формул (4.11) и (4.12) при условии расчетного режима;

m_1 и m_2 – показатели степени, например, для водо-воздушных калориферов при турбулентном движении теплоносителей можно принимать $m_1 = 0,12-0,20$ и $m_2 = 0,33-0,5$.

Коэффициент теплопередачи отопительных приборов изменяется по выражению

$$k = A(\Delta t_o)^n = A(t_r - t_i)^n, \quad (4.13)$$

где Δt_o – температурный напор отопительного прибора;

t_r – средняя температура теплоносителя в отопительном приборе;

t_i – температура воздуха в отапливаемых помещениях, принимается расчетная величина;

A, n – константы, принимаемые в зависимости от типов нагревательных приборов и способов их установки.

Из уравнения теплового баланса отопительной системы с учетом зависимости (4.13) получено [3, 7]

$$kF = \Phi_o \cdot \overline{Q}_o^{0,2}, \quad (4.14)$$

где Φ_o – параметр отопительной системы.

При расчетном режиме, когда относительная отопительная нагрузка $\overline{Q}_o = \frac{Q_o}{Q_o} = 1$, параметр отопительной системы $\Phi_o = kF$.

После подстановки в уравнение (4.8) произведения kF по (4.11) получено выражение для определения безразмерной удельной теплопроизводительности для секционного подогревателя:

$$\varepsilon = \frac{1}{a \frac{W_M}{W_6} + b + \frac{1}{\Phi_o} \cdot \sqrt{\frac{W_M}{W_6}}} \leq 1. \quad (4.15)$$

Формула для расчета безразмерной удельной теплопроизводительности для системы отопления получена из (4.8) и (4.14):

$$\varepsilon_o = \frac{1}{\frac{0,5 + U}{1 + U} + b + \frac{W_o}{\Phi_o Q_o^{0,2}}} \leq 1; \quad (4.16)$$

где

$$\omega = \frac{kF}{W} = \frac{\Phi_0 \overline{Q_0}^{0,2}}{W_0}.$$

4.4. Центральное качественное регулирование

Качественное регулирование заключается в изменении температуры сетевой воды в зависимости от температуры наружного воздуха. Расход воды в теплосети при этом поддерживается постоянным.

Решением уравнения регулирования совместно с уравнением характеристики отопительной установки при постоянном расходе сетевой воды получены выражения для температуры воды в подающем трубопроводе теплосети

$$\tau_1 = t_j + \Delta t_0 \cdot \overline{Q_0}^{0,8} + \left(\Delta \tau - \frac{\theta}{2} \right) \cdot \overline{Q_0}, \quad (4.17)$$

в обратном трубопроводе после системы отопления

$$\tau_2 = t_j + \Delta t_0 \cdot \overline{Q_0}^{0,8} - \frac{\theta}{2} \overline{Q_0}, \quad (4.18)$$

и после смесительного устройства в подающем трубопроводе перед системой отопления

$$\tau_3 = t_j + \Delta t_0 \cdot \overline{Q_0}^{0,8} + \frac{\theta}{2} \overline{Q_0}. \quad (4.19)$$

В этих выражениях

t_j – расчетная температура воздуха в помещении;

Δt_0 – температурный напор отопительного прибора при расчетном режиме, °C, $\Delta t_0 = \tau_m - t_j$;

τ_m – средняя температура воды в отопительном приборе;

$$\tau_m = \frac{\tau_3 + \tau_2}{2} = \frac{(95 + 70)}{2} = 82,5 \text{ °C};$$

τ_3 – температура воды в подающем трубопроводе системы отопления после узла смешения;

\overline{Q}_0 – относительная величина отопительной нагрузки, $\overline{Q}_0 = \frac{Q_0}{Q_0}$,

может быть определена из выражения

$$\overline{Q}_0 = \frac{t_j - t'_n}{t_j - t_0}, \quad (4.20)$$

где t'_n – текущее значение температуры наружного воздуха в диапазоне отопительного периода ($+ 8 - t_0$), а t_0 – расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления;

$\Delta\tau$ – расчетный температурный перепад сетевой воды:

$$\Delta\tau = \tau_1 - \tau_2;$$

θ – расчетный перепад температуры в местной системе отопления:

$$\theta = \tau_3 - \tau_2 = 95 - 70, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Подставляя в выражения (4.17)–(4.19) различные значения текущей температуры наружного воздуха t'_n в диапазоне от начала отопительного периода $t'_n = + 8 \text{ } ^\circ\text{C}$ до расчетной температуры наружного воздуха t_0 , получают кривые температур воды в подающем и обратном трубопроводах. На рис. 4.3 приведен отопительный график центрального качественного регулирования.

По такому графику возможно осуществлять регулирование только в случае, если в тепловом районе имеется чисто отопительная нагрузка. Однако в настоящее время в городах имеет место кроме отопительной нагрузки вентиляционная, горячего водоснабжения и технологическая в различных соотношениях.

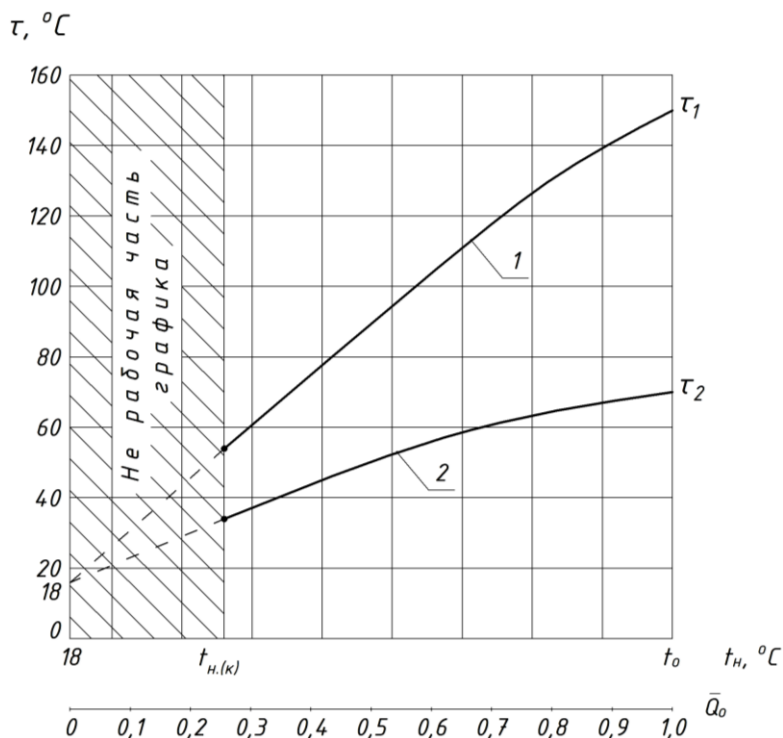


Рис. 4.3. Отопительный график центрального качественного регулирования:
 1 – температура сетевой воды в подающем трубопроводе;
 2 – то же в обратном трубопроводе

При регулировании разнородной тепловой нагрузки по отопительному графику необходимо не допускать падения температуры сетевой воды в подающем трубопроводе ниже 70°C в закрытой системе теплоснабжения и 60°C – в открытой системе. Это связано с тем, что в системе горячего водоснабжения температура потребляемой воды не должна быть ниже 55°C . График регулирования в этом случае называется отопительно-бытовым, рис. 4.4. Точка перехода линии качественного регулирования на линию срезки 70° или 60° называют точкой излома графика при соответствующей температуре наружного воздуха в точке излома $t_{н.и}$.

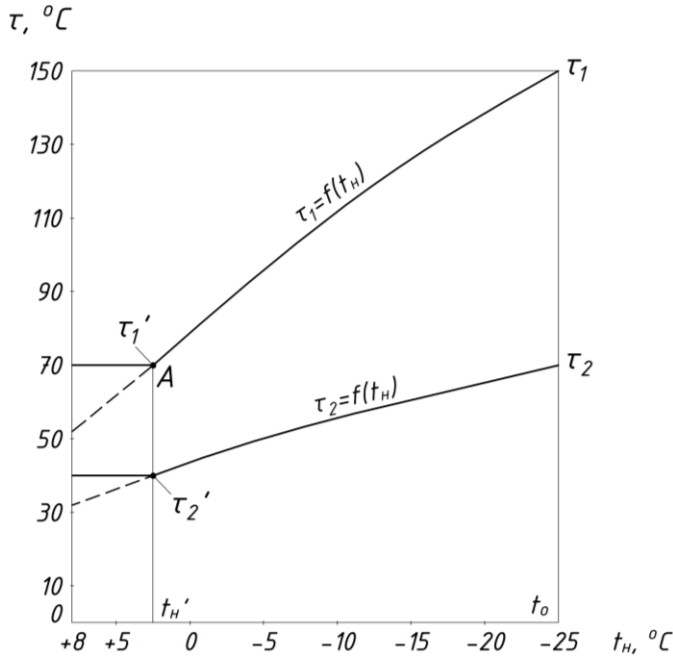


Рис. 4.4. Отопительно-бытовой график центрального качественного регулирования

При независимых системах присоединения систем отопления абонентов к тепловой сети температуры сетевой воды до и после теплообменника системы отопления при любом значении t_n' следует определять по зависимостям:

$$\tau_1 = \tau_3 + \Delta\tau_o \cdot \overline{Q}_o \cdot \left(\frac{W_o}{\varepsilon_T W_M} - 1 \right), \quad (4.21)$$

$$\tau_2 = \tau_{2,0} + \Delta\tau \cdot \overline{Q}_o \cdot \left(\frac{W}{\varepsilon_T W_M} - 1 \right). \quad (4.22)$$

В этих выражениях

$\Delta\tau_o = \tau_3 - \tau_{2,0}$ – расчетный перепад температур теплоносителя в системе отопления (чаще всего $\tau_3 - \tau_{2,0} = 95 - 70$ °C);

$\Delta\tau = \tau_1 - \tau_2$ – расчетный перепад температур сетевой воды;

W_0 – эквивалент расхода нагреваемого теплоносителя в отопительном теплообменнике: $W_0 = Q_0/\Delta\tau_0$;

ϵ_r – безразмерная удельная теплопроизводительность отопительного теплообменника;

W_m – меньшее значение эквивалента расхода в теплообменнике; при $W < W_0$ принимают $W = W_m$;

W – эквивалент расхода греющего теплоносителя (сетевой воды) в отопительном теплообменнике: $W = Q_0/\Delta\tau$.

При качественном регулировании эквиваленты расходов сетевой и нагреваемой воды в системе отопления не изменяются, поэтому ϵ_r также является постоянной величиной и определяется по уравнению (4.15).

4.5. Центральное количественное регулирование

Количественное регулирование заключается в изменении расхода воды в сети и температуры обратной воды в зависимости от температуры наружного воздуха. Температура воды в подающем трубопроводе остается постоянной.

Уравнения для определения относительного расхода сетевой воды и ее температуры в обратном трубопроводе выводятся из уравнения регулирования (4.2) с учетом выражения (4.5) при условии $\tau_1 = \text{const}$:

$$\overline{W}_0 = \frac{\overline{Q}_0}{1 + \frac{\Delta t_0}{\Delta\tau - 0,5\theta} \cdot \left(1 - \overline{Q}_0^{0,8}\right)}; \quad (4.23)$$

$$\tau_{2,0} = \tau_1 - \Delta\tau \cdot \frac{\overline{Q}_0}{W_0}. \quad (4.24)$$

График регулирования показан на рис. 4.5. Важным достоинством количественного регулирования является снижение расхода электроэнергии на перекачку теплоносителя. В условиях Республики Беларусь этот вид регулирования может быть использован в схе-

ме с транзитной однотрубной магистралью от источника тепла и двухтрубной распределительной сетью в тепловом районе со смешительной подстанцией.

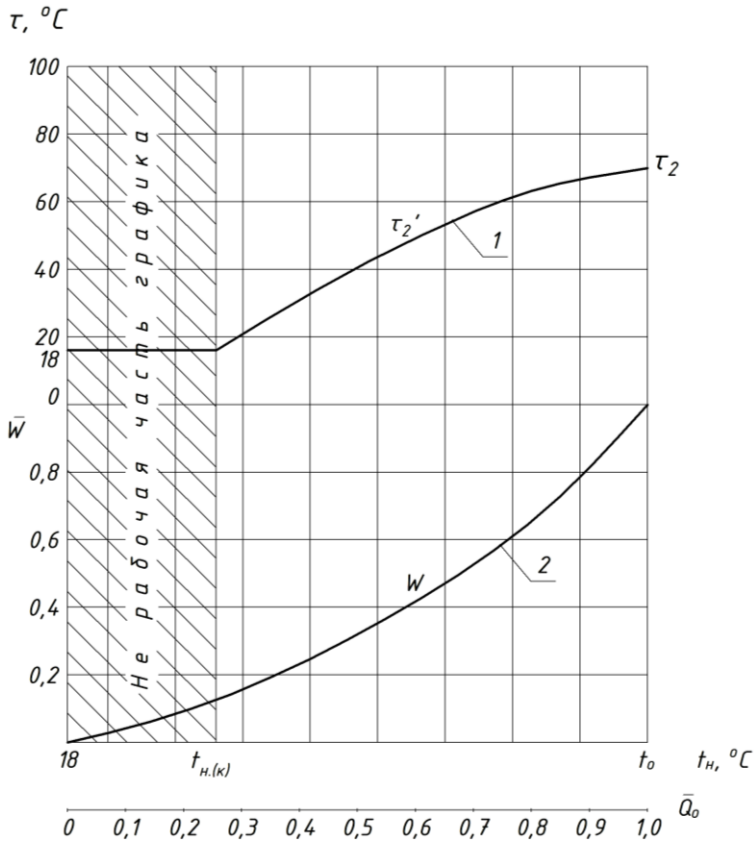


Рис. 4.5. График количественного регулирования отопительной нагрузки:
 1 – линия температур сетевой воды в обратном трубопроводе;
 2 – линия расходов сетевой воды;
 $t_{н(к)}$ – температура начала (конца) отопительного периода

При снижении расхода воды в теплосети смешительные насосы, работающие с переменным коэффициентом смешения, увеличивают подачу воды из обратного трубопровода. Это обстоятельство позво-

ляет сохранить в системах отопления постоянный расход воды и тем самым предотвращать разрегулировку систем отопления.

В настоящее время возможно применение сетевых и смешительных насосов с регулируемыми электроприводами, что позволяет изменять расход воды в достаточно широких пределах.

4.6. Центральное качественно-количественное регулирование

Более прогрессивным следует считать качественно-количественный метод регулирования, при котором расход и температура сетевой воды изменяются с изменением температуры наружного воздуха. Преимущество метода заключается в значительном (два-три раза) снижении расхода электроэнергии на перекачку теплоносителя. Как и при количественном регулировании, изменение расхода сетевой воды осуществляется насосами со специальными электроприводами, изменяющими частоту вращения насосов.

С целью недопущения разрегулировки систем отопления они должны подключаться к теплосети по независимым схемам либо по зависимым со смешительными насосами.

Температура воды в трубопроводах определяется по формулам

$$\tau_1 = t_j + \Delta t_0 \cdot \overline{Q}_0^{0,8} + \left(\Delta \tau - \frac{\theta}{2} \right) \cdot \overline{Q}_0^{\langle -m \rangle}, \quad (4.25)$$

$$\tau_{2,0} = t_j + \Delta t_0 \cdot \overline{Q}_0^{0,8} - \frac{\theta}{2} \cdot \overline{Q}_0^{\langle -m \rangle}, \quad (4.26)$$

а расход сетевой воды изменяется по закону

$$\overline{W}_0 = \overline{Q}_0^m, \quad (4.27)$$

где $m = 0,33$ для двухтрубных систем отопления и $m = 0,2-0,25$ для однетрубных систем.

График регулирования приведен на рис. 4.6.

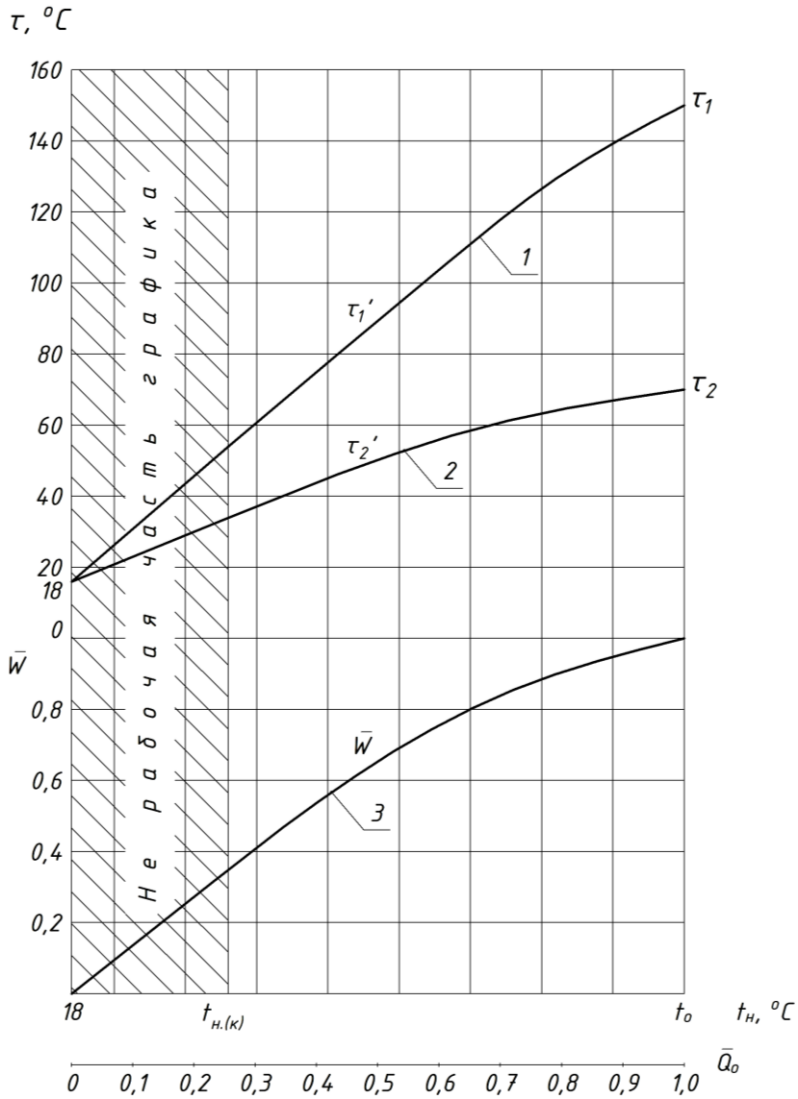


Рис. 4.6. График качественно-количественного регулирования отопительной нагрузки:
 1 – линия температур сетевой воды в подающем трубопроводе;
 2 – то же в обратном трубопроводе;
 3 – линия расходов сетевой воды

4.7. Центральное качественное регулирование по отопительной нагрузке

Центральное качественное регулирование систем теплоснабжения по отопительной нагрузке, как правило, осуществляется при величине среднечасовой нагрузки горячего водоснабжения, составляющей менее 15 % от расчетной отопительной нагрузки.

4.7.1. Графики тепловой нагрузки, температур и расходов сетевой воды на отопление

Графики тепловой нагрузки, температур и расходов сетевой воды представлены на рис. 4.7.

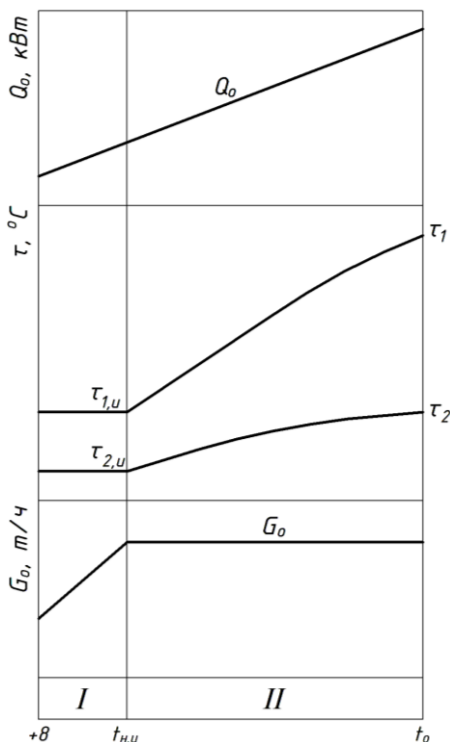


Рис. 4.7. Графики тепловой нагрузки, температур и расходов сетевой воды на отопление при комбинированном регулировании отопительной нагрузки:

- I – местное количественное регулирование;
- II – центральное качественное регулирование

В диапазоне II при температурах наружного воздуха от $t_{н.и}$ до t_0 осуществляется центральное качественное регулирование. Расход сетевой воды для систем отопления постоянный и определяется при расчетных значениях отопительной нагрузки и температурах сетевой воды по формуле

$$G_0 = \frac{Q_0}{c \cdot (t_1 - t_2)} \quad (4.28)$$

В диапазоне I при температурах наружного воздуха от $t_{н(к)}$ до $t_{н.и}$ при постоянных температурах сетевой воды тепловая нагрузка увеличивается, увеличивается и расход воды на отопление.

Регулирование систем отопления в этом диапазоне температур наружного воздуха осуществляется местными пропусками или количественным способом.

Регулирование местными пропусками может осуществляться по переменным включением систем отопления. Продолжительность работы систем отопления в течение суток определяется выражением

$$n = 24 \cdot \frac{t_j - t'_н}{t_j - t_{н.и}} \quad (4.29)$$

Более действенным является количественное регулирование на тепловых пунктах. При повышении температуры наружного воздуха в этом диапазоне уменьшается расход сетевой воды на отопление. Смесительный насос подмешивает воду из обратной линии, поддерживая требуемый гидравлический режим в системе отопления.

В диапазоне I температура воды в обратной линии с приближением может быть принята за прямую линию. В действительности при работе системы отопления пропусками температура t_2 не будет постоянной.

4.7.2. Графики тепловой нагрузки, температур и расходов сетевой воды на вентиляцию

Во всем диапазоне отопительного периода при понижении температуры наружного воздуха от $t_{н(к)} = +8 \text{ }^\circ\text{C}$ до расчетной отопи-

тельной t_o величина вентиляционной нагрузки Q_v увеличивается. В диапазоне II от $t_{н.и}$ до t_o с ростом Q_v увеличивается и разность температур сетевой воды в подающем и обратном трубопроводах при постоянном ее расходе, который определяется по выражению, аналогичному (4.6). Регулирование – только центральное качественное (рис. 4.8).

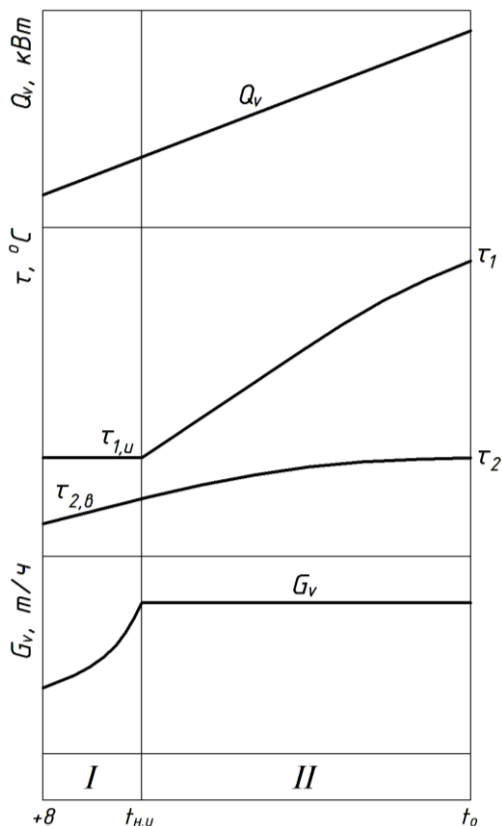


Рис. 4.8. Графики тепловой нагрузки, температур и расходов сетевой воды при комбинированном регулировании вентиляционной нагрузки:

- I – местное количественное регулирование;
- II – центральное качественное регулирование

В диапазоне I от $t_n = +8$ °С до $t_{н.и}$ при понижении температуры наружного воздуха при постоянной температуре сетевой воды в подающем трубопроводе и росте вентиляционной нагрузки расход сетевой воды на вентиляцию также увеличивается. В этом диапазоне осуществляется местное количественное регулирование расходом сетевой воды через калориферы систем вентиляции. Количество сетевой воды устанавливается регулятором по температуре приточного воздуха за калорифером. Температура сетевой воды в обратном трубопроводе после калориферов также возрастает.

4.7.3. Графики тепловой нагрузки, температур и расходов сетевой воды на горячее водоснабжение при закрытой системе теплоснабжения

Графики тепловой нагрузки, температур и расходов сетевой воды на горячее водоснабжение при закрытой системе теплоснабжения для параллельной схемы включения подогревателей горячего водоснабжения представлены на рис. 4.9. В диапазоне I при постоянной тепловой нагрузке Q_h с понижением температуры наружного воздуха от $t_n = +8$ °С до $t_{н.и}$ расход сетевой воды остается постоянным, так как температуры сетевой воды в подающем трубопроводе теплосети и в обратном трубопроводе после подогревателей горячего водоснабжения так же остаются постоянными, равными соответственно $\tau_{1,и}$ и $\tau_{3,и}$. Регулирование центральное. Во втором диапазоне, с понижением температуры наружного воздуха от $t_{н.и}$ до t_o при постоянной тепловой нагрузке Q_h повышается температура сетевой воды в подающем трубопроводе к подогревателю горячего водоснабжения и уменьшается расход сетевой воды через подогреватель. Также одновременно понижается температура сетевой воды в обратном трубопроводе после подогревателя (кривая τ_3). В этом диапазоне дополнительно к центральному качественному осуществляется местное количественное регулирование расхода сетевой воды через подогреватель горячего водоснабжения. Регулятор температуры поддерживает температуру горячей воды на выходе из подогревателя горячего водоснабжения t_h , изменяя расход сетевой воды через подогреватель (см. рис. 2.4).

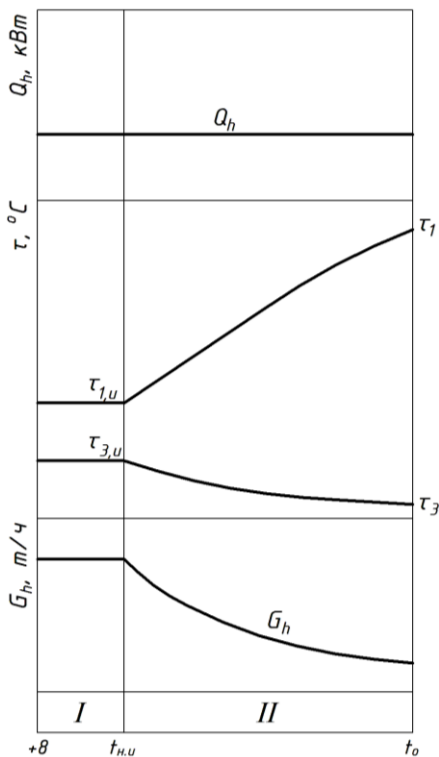


Рис. 4.9. Графики тепловой нагрузки, температур и расходов сетевой воды на горячее водоснабжение при параллельной схеме включения подогревателей: I – центральное регулирование; II – местное количественное регулирование

4.7.4. Графики тепловой нагрузки, температур и расходов сетевой воды на горячее водоснабжение при открытой системе теплоснабжения

В открытых системах теплоснабжения вода для горячего водоснабжения забирается из теплосети в зависимости от ее температуры в трубопроводах. В диапазоне I при температурах наружного воздуха от $t_{н} = +8$ °C до $t_{н.и}$ водоразбор ведется из подающего трубопровода с температурой 60 °C (рис. 4.10). При дальнейшем понижении температуры наружного воздуха от $t_{н.о}$ до $t_{н.г}$ разбор воды производится из подающего и обратного трубопроводов (диапазон II).

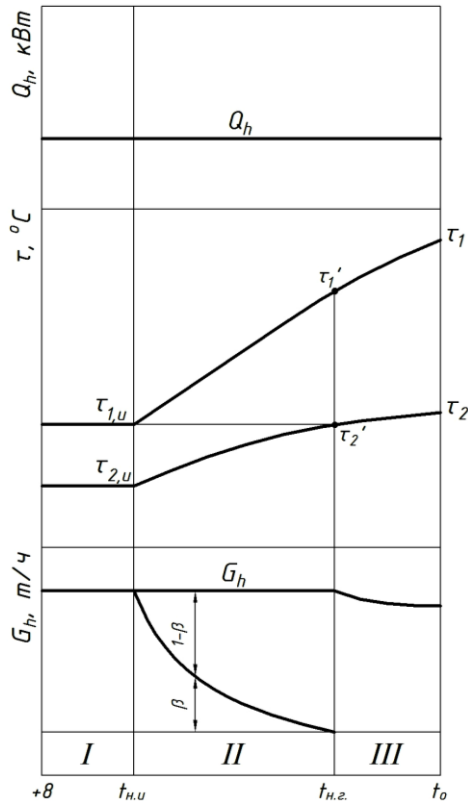


Рис. 4.10. Графики тепловой нагрузки, температур и расходов сетевой воды на горячее водоснабжение при центральном качественном регулировании открытых систем теплоснабжения:

I – водоразбор из подающего трубопровода; II – водоразбор из подающего и обратного трубопроводов в долях β и $1 - \beta$; III – водоразбор из обратного трубопровода

Суммарный расход воды на горячее водоснабжение определяется по выражениям:

$$\text{в диапазоне } +8^\circ\text{C} - t_{н.г} \text{ при } t_h \geq \tau'_2 \quad G_h = \frac{Q_h}{c \cdot (t_h - t_c)} \quad (4.30)$$

$$\text{в диапазоне } t_{н.г} - t_o \text{ при } t_h \leq \tau'_2 \quad G_h = \frac{Q_h}{c \cdot (t_2 - t_c)} \quad (4.31)$$

Доли расходов воды из подающего и обратного теплопроводов

$$\beta = \frac{t_h - \tau'_2}{\tau'_1 - \tau'_2}, \quad (4.32)$$

$$\left(-\beta \right) \approx \frac{\tau'_1 - t_h}{\tau'_1 - \tau'_2}, \quad (4.33)$$

а величина водоразбора из подающего трубопровода

$$G_h^{\text{II}} = \beta \cdot G_h, \quad (4.34)$$

из обратного

$$G_h^{\text{O}} = \left(-\beta \right) G_h. \quad (4.35)$$

Таким образом, в диапазоне II по мере понижения t'_h ($1 - \beta$) растет, а β уменьшается. При некоторой температуре наружного воздуха $t'_{\text{н}} = t_{\text{н.г}}$ температура воды в обратном трубопроводе становится равной $\tau'_2 = t_h$, в этом случае $(1 - \beta) = 1$ и $\beta = 0$.

В диапазоне III наружных температур $t_{\text{н.г}} - t_0$ разбор воды производится из обратного трубопровода, т. е. $\beta = 0$. Расход сетевой воды несколько уменьшается, так как ее температура повышается и достигает $t_h = \tau_2 = 70$ °С при температуре наружного воздуха t_0 .

Для смешивания воды в абонентских установках предусматривается регулятор смешения (см. рис. 2.7, 2.8), который устанавливается на подающем трубопроводе в узле смешения. Присоединение систем отопления и горячего водоснабжения осуществляется по принципу несвязанного регулирования.

4.7.5. Суммарный расход воды в теплосети

Суммарный расход воды в тепловой сети зависит от типа и величин тепловых нагрузок, схем абонентских установок и метода регулирования тепловых нагрузок.

В закрытых системах теплоснабжения при параллельных и двухступенчатых схемах присоединения абонентских установок отопления и горячего водоснабжения суммарный расход воды в теплосети является суммой расходов на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, причем расходы воды в подающем и обратном трубопроводах равны:

$$\sum G = G_o + G_v + G_h. \quad (4.36)$$

На рис. 4.11 приведен график суммарного расхода воды в теплосети при закрытой системе теплоснабжения и параллельной схеме присоединения абонентских установок. Суммарный расход сетевой воды имеет максимальное значение при температуре наружного воздуха в точке излома графика температур. Аналогичный характер график имеет и при двухступенчатой смешанной схеме присоединения абонентских установок, поэтому расчет абонентских установок и подбор теплообменников при этих схемах присоединения и центральном качественном регулировании производится по параметрам в точке излома графика.

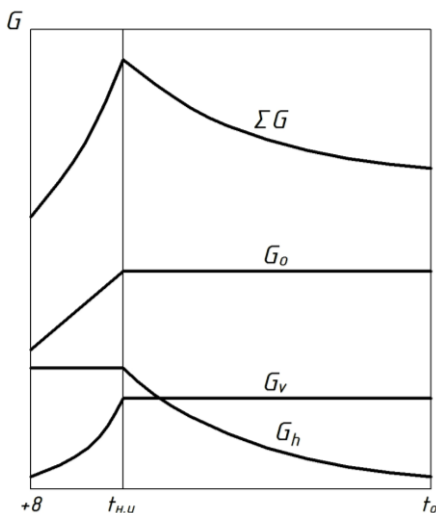


Рис. 4.11. График суммарного расхода сетевой воды в закрытых системах теплоснабжения

График суммарного расхода воды в теплосети при открытой системе теплоснабжения показан на рис. 4.12. График построен относительно коллекторов подающего и обратного трубопроводов теплосети у источников тепла.

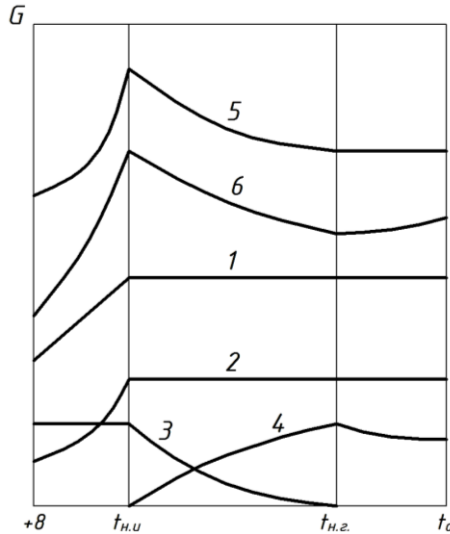


Рис. 4.12. График суммарного расхода сетевой воды в открытых системах теплоснабжения

Суммарный расход воды в подающем и обратном трубопроводах теплосети при любой температуре наружного воздуха в пределах отопительного периода определяется по следующим формулам:

$$G_{\text{под}} = G_0 + G_v + \beta G_n, \quad (4.37)$$

$$G_{\text{обр}} = G_0 + G_v - \beta G_n. \quad (4.38)$$

Как следует из графика и выражений (4.37), (4.38), расход воды в обратном трубопроводе меньше, чем в подающем, на величину водоразбора на горячее водоснабжение.

В диапазоне I от $+8^\circ$ до $t_{н.и}$ разбор воды с температурой 60°C производится из подающего трубопровода ($\beta = 1$), в диапазоне II от $t_{н.и}$ до $t_{н.к}$ — из подающего и из обратного трубопроводов в соотношении

β и $(1 - \beta)$, устанавливаемой регулятором смешения, и в диапазоне III – только из обратного трубопровода ($\beta = 0$). Суммарные значения расходов воды имеют наибольшую величину в точке излома температурного графика.

4.7.6. Средняя температура воды в обратном трубопроводе теплосети

На величину средней температуры воды в обратном трубопроводе теплосети оказывают влияние температуры и расходы обратной воды после систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

Для закрытых систем теплоснабжения средняя температура воды в обратном трубопроводе теплосети определяется по выражению

$$\tau_2^m = \frac{\tau_{2,o} \cdot G_o + \tau_{2,v} \cdot G_v + \tau_{2,h} \cdot G_h}{G_o + G_v + G_h}; \quad (4.39)$$

для открытых систем теплоснабжения

$$\tau_2^m = \frac{\tau_{2,o} \cdot G_o + \tau_{2,v} \cdot G_v - \beta \tau_{2,h} \cdot G_h}{G_o + G_v - \beta G_h}, \quad (4.40)$$

где $\tau_{2,o}$, $\tau_{2,v}$ и $\tau_{2,h}$ – соответственно температуры обратной сетевой воды после установок отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, °С.

4.8. Центральное качественное регулирование по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения

При преобладающей жилищно-коммунальной нагрузке в тепловом районе (свыше 65 %), а также при наличии постоянной и значительной величины тепловой нагрузки на горячее водоснабжение

($\rho = \frac{Q_{hm}}{Q_o} > 0,15$) можно значительно сократить расход воды в теплосети, принимая центральное качественное регулирование по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения.

При применении этого метода регулирования достигается сокращение расходов сетевой воды, так как суммарный расчетный расход воды в теплосети равен сумме расчетных расходов на отопление плюс вентиляцию без учета расхода воды на горячее водоснабжение.

При этом по двухступенчатой последовательной схеме должно быть присоединено к тепловой сети не менее 75 % абонентских установок.

Для удовлетворения нагрузки горячего водоснабжения температура воды в подающем трубопроводе принимается несколько выше, а в обратном – несколько ниже, чем по отопительному графику.

При этом строительные конструкции отапливаемых зданий служат аккумуляторами теплоты, выравнивающими неравномерности суточного графика совмещенной тепловой нагрузки, что возможно только при применении для большинства абонентских установок двухступенчатой последовательной схемы присоединения со связанным регулированием отопления и горячего водоснабжения.

При этом способе регулирования отпуска теплоты в тепловой сети поддерживается повышенный температурный график, который строится на основании отопительно-бытового температурного графика.

Расчет повышенного температурного графика заключается в определении перепада температур сетевой воды в подогревателях верхней δ_1 и нижней δ_2 ступеней при различных температурах наружного воздуха и балансовой нагрузке горячего водоснабжения

Q_{hm}^δ , равной

$$Q_{hm}^\delta = \chi \cdot Q_{h,m}, \quad (4.41)$$

где χ – балансовый коэффициент, учитывающий неравномерность расхода теплоты на горячее водоснабжение в течение суток; для закрытых систем теплоснабжения $\chi = 1,2$.

Суммарный перепад температур сетевой воды в подогревателях верхней и нижней ступеней δ в течение всего отопительного периода постоянен и определяется по выражению

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 = \frac{Q_{hm}^{\delta}}{Q_{0\max}} \cdot (\tau_1 - \tau_2) \quad (4.42)$$

Задаваясь величиной недогрева водопроводной воды до температуры греющей воды в нижней ступени подогревателя $\Delta t_n = 5-10^\circ\text{C}$, определяют температуру нагреваемой водопроводной воды после нижней (первой) ступени подогревателя t' при температуре наружного воздуха, соответствующей точке излома графика t'_n :

$$t' = \tau'_2 - \Delta t'_n,$$

где $'$ (штрих) означает, что значения величин взяты при t'_n .

Перепад температур сетевой воды в нижней ступени подогревателя δ_2 при различных температурах наружного воздуха определяют по выражениям:

при t'_n

$$\delta'_2 = \delta \cdot \frac{t' - t_c}{t_n - t_c}; \quad (4.43)$$

при t_0

$$\delta_2 = \delta'_2 \cdot \frac{\tau_2 - t_c}{\tau'_2 - t_c}, \quad (4.44)$$

где t_c – температура холодной водопроводной воды в отопительный период, $^\circ\text{C}$.

t_n – температура воды, поступающей в систему горячего водоснабжения, $^\circ\text{C}$;

При известных δ_2 и δ'_2 находят температуру сетевой воды в обратной магистрали по повышенному температурному графику:

$$\tau_{2n} = \tau_2 - \delta_2, \quad \tau'_{2n} = \tau'_2 - \delta'_2. \quad (4.45)$$

Перепад температур сетевой воды в верхней (второй) ступени подогревателя при t_0 и t'_n

$$\delta_1 = \delta - \delta_2, \quad \delta'_1 = \delta - \delta'_2. \quad (4.46)$$

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

$$\tau_{1n} = \tau_1 + \delta_1, \quad \tau'_{1n} = \tau'_1 + \delta'_1. \quad (4.47)$$

Определив значения температур воды в подающей и обратной магистралях тепловой сети, строят повышенный температурный график (рис. 4.13).

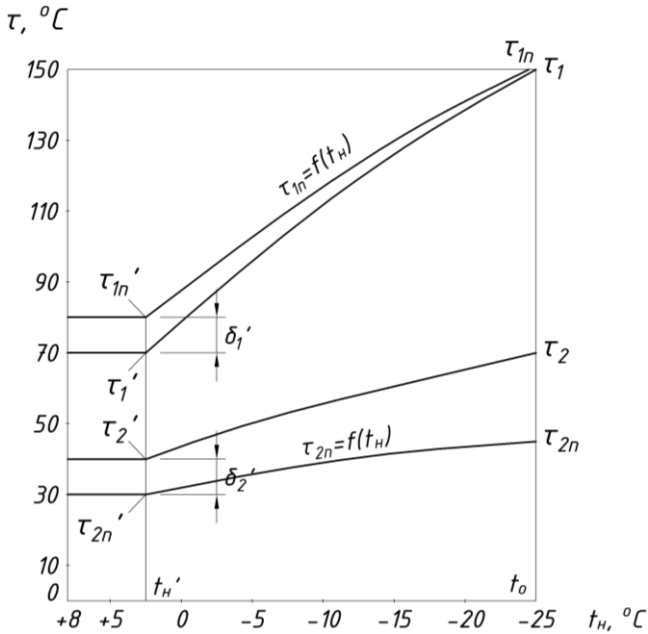


Рис. 4.13. График температур сетевой воды при центральном регулировании по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения (повышенный температурный график)

4.9. Регулирование отпуска теплоты в открытых системах теплоснабжения

В двухтрубных водяных тепловых сетях открытых систем теплоснабжения центральное качественное регулирование отпуска теплоты, как и в закрытых системах, осуществляют по нагрузке отопления или по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения.

Если тепловая нагрузка жилищно-коммунального сектора составляет 65 и более процентов от суммарной тепловой нагрузки, то регулирование отпуска теплоты осуществляют по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения. При меньшей нагрузке на жилищно-коммунальные нужды и отношении $(Q_{h,m}/Q_{o,max}) < 0,15$ регулирование осуществляют по нагрузке отопления.

При центральном качественном регулировании отпуска теплоты по отопительной нагрузке в тепловой сети поддерживается отопительно-бытовой температурный график. Системы отопления и горячего водоснабжения абонентов присоединяют к тепловым сетям по принципу несвязанной подачи теплоты. В этом случае расход сетевой воды на отопление поддерживается постоянным при помощи регулятора расхода РР, установленного перед элеватором системы отопления, и не зависит от переменного расхода воды на горячее водоснабжение.

Температуру воды в подающей и обратной магистралях при зависимых схемах присоединения систем отопления рассчитывают по формулам (4.17)–(4.19). Минимальная температура сетевой воды в подающей магистрали открытых систем теплоснабжения принимается равной 60 °С. Для этого отопительный график срезается на уровне 60 °С; полученный график температур воды в тепловой сети называется отопительно-бытовым.

При регулировании отпуска теплоты по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения потребители системы отопления и горячего водоснабжения присоединяются к тепловым сетям по принципу связанной подачи теплоты. Для этого регулятор расхода РР устанавливают на подающем трубопроводе абонентского ввода перед отбором воды на горячее водоснабжение, он поддерживает постоянный расход сетевой воды на ввод, равный расчетному на отопление, без учета нагрузки на горячее водоснабжение (см. рис. 2.7).

Водоразбор из подающей линии уменьшает поступление сетевой воды в систему отопления. Небаланс теплоты на отопление компен-

сируется некоторым повышением температуры воды в подающем трубопроводе по сравнению с отопительным графиком. При этом методе регулирования строительные конструкции здания используются в качестве аккумулятора теплоты, выравнивающего неравномерности суточного графика теплопотребления.

Гидравлическая разрегулировка отопительных установок в периоды большого водоразбора на горячее водоснабжение из подающей линии может быть устранена при установке на переемычке элеватора смесительного насоса, который при этих режимах включается в работу.

При данном методе регулирования температурный режим в тепловой сети поддерживают 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 $+8\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $t_{\text{н}}^*$, при которой температура воды в обратной магистрали равна $60\text{ }^{\circ}\text{C}$.

При температурах наружного воздуха от $+8\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $t_{\text{н}}^*$, когда водоразбор на горячее водоснабжение осуществляют как из подающей, так и из обратной линий теплосети, поступление воды в систему отопления меньше расчетного расхода. В этом случае для удовлетворения отопительной нагрузки температура воды в подающем теплопроводе должна быть выше, чем это требуется по отопительно-бытовому графику. Температура сетевой воды в подающем $\tau_{1\text{п}}$ и обратном $\tau_{2\text{п}}$ теплопроводах для скорректированного графика определяют по выражениям

$$\tau_{1\text{п}} = t_i + \frac{\overline{Q}_0}{\overline{G}_0} \left(\Delta\tau + \Delta t \frac{\overline{G}_0}{Q_0} - 0,5\theta \right); \quad (4.48)$$

$$\tau_{2\text{п}} = t_i + \frac{\overline{Q}_0}{\overline{G}_0} \left(\Delta t \frac{\overline{G}_0}{Q_0} - 0,5\theta \right),$$

где \overline{Q}_0 – относительный расход теплоты на отопление, представляющий собой отношение теплового потока на отопление при нерасчетных условиях к максимальному тепловому потоку:

$$\overline{Q}_0 = Q_0 / Q_{0,\max} = \frac{t_j - t_n}{t_j - t_0},$$

\overline{G}_0 – относительный расход сетевой воды, представляющий отношение расхода сетевой воды на отопление при нерасчетных условиях к максимальному расходу воды:

$$\overline{G}_0 = G_0 / G_{0,\max}.$$

Относительный расход сетевой воды на отопление \overline{G}_0 в диапазоне температур наружного воздуха $+8\text{ }^\circ\text{C}$ до t_n^* , когда в систему отопления поступает расход воды, меньший расчетного, определяют по формуле

$$\overline{G}_0 = \frac{1 - 0,5\rho^\delta \frac{\theta}{t_h - t_c}}{1 + \frac{t_h - t_j}{t_h - t_c} \cdot \frac{\rho^\delta}{Q_0} - \frac{\Delta t}{t_h - t_c} \cdot \frac{\rho^\delta}{Q_0^{0,2}}}, \quad (4.49)$$

где $\rho^\delta = Q_{hm}^\delta / Q_{0,\max}$, $Q_{hm}^\delta = \chi \cdot Q_{hm}$;

χ – балансовый коэффициент; для открытых систем теплоснабжения $\chi = 1,1$.

При температуре воды в обратной магистрали большей $60\text{ }^\circ\text{C}$ водоразбор на горячее водоснабжение осуществляют только из обратной линии тепловой сети, и тогда в местную отопительную систему поступает расчетный расход сетевой воды $G_{0,\max}$. Это позволяет оставить регулирование отпуска теплоты в интервале температур наружного воздуха $t_n^* - t_0$ по отопительно-бытовому температурному графику. Скорректированный график представлен на рис. 4.14.

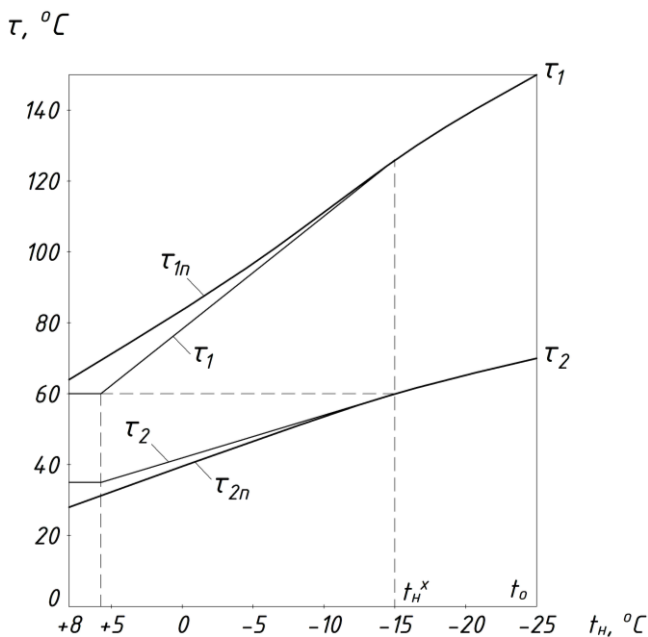


Рис. 4.14. Графики температур сетевой воды при центральном качественном регулировании открытых систем по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения (скорректированный график):

τ_{1n}, τ_{2n} – линии температур сетевой воды скорректированного графика;
 τ_1, τ_2 – линии температур отопительно-бытового графика.

Список использованных источников

1. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства: в 2 ч. / под ред. И.Г. Старовойта и Ю.И. Шиллера. – М.: Стройиздат, 1990. – Ч. 2: Водопровод и канализация. – 246 с.
2. Системы внутреннего водоснабжения зданий. Строительные нормы проектирования: ТКП 45-4.01-52–2007.
3. Теплоснабжение: учебное пособие для вузов / В.Е. Козин [и др.]. – М.: Высшая школа, 1980. – 480 с.

4. Теплоснабжение: учебник для вузов / А.А. Ионин [и др.]; под ред. А.А. Ионина. – М.: Стройиздат, 1982. – 336 с.
5. Теплоснабжение и вентиляция: учебное пособие для вузов / под ред. Б.М. Хрусталева. – М.: АСВ, 2007. – 783 с.
6. Копко, В.М. Пластинчатые теплообменники в системах централизованного теплоснабжения: учебное пособие для вузов / В.М. Копко, М.Г. Пшоник. – Минск: БНТУ, 2005. – 199 с.
7. Соколов, Е.Я. Теплофикация и тепловые сети / Е.Я. Соколов. – М.: Энергоиздат, 1982.
8. Тепловые сети: ТКП 45-4.02-182–2009. – Минск: Министерство строительства и архитектуры, 2010. – 51 с.

Учебное издание

КОПКО Виктор Михайлович

ГОРЯЧЕЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ

Курс лекций

для студентов специальности 1-70 04 02

«Теплогазоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна»
высших учебных заведений

В 3 частях

Часть 1

Компьютерная верстка Н.А. Школьниковой

Подписано в печать 06.12.2010.

Формат 60×84¹/₁₆. Бумага офсетная.

Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 6,92. Уч.-изд. л. 5,41. Тираж 200. Заказ 700.

Издатель и полиграфическое исполнение:

Белорусский национальный технический университет.

ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009.

Проспект Независимости, 65. 220013, Минск.