

ГЛАВА IV

РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ

§ IV.1. ЗАДАЧИ И ВИДЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Системы теплоснабжения представляют собой взаимосвязанный комплекс потребителей тепла, отличающихся как характером, так и величиной теплопотребления. Режимы расходов тепла многочисленными абонентами неодинаковы. Тепловая нагрузка отопительных установок изменяется в зависимости от температуры наружного воздуха, оставаясь практически стабильной в течение суток. Расход тепла на горячее водоснабжение и для ряда технологических процессов не зависит от температуры наружного воздуха, но изменяется как по часам суток, так и по дням недели. В этих условиях необходимо искусственное изменение параметров и расхода теплоносителя в соответствии с фактической потребностью абонентов. Регулирование повышает качество теплоснабжения, сокращает перерасход тепловой энергии и топлива. В зависимости от места осуществления регулирования различают центральное, групповое, местное и индивидуальное регулирование.

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

Групповое регулирование производится в центральных тепловых пунктах для группы однородных потребителей. В ЦТП поддерживаются требуемые расход и температура теплоносителя, поступающего в распределительные или во внутриквартальные сети. Местное регулирование предусматривается на абонентском вводе для дополнительной корректировки параметров теплоносителя с учетом местных факторов.

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

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

Комбинированное регулирование, состоящее из нескольких ступеней, взаимно дополняющих друг друга, создает наиболее полное соответствие между отпуском тепла и фактическим тепло потреблением.

По способу осуществления регулирование может быть авто магическим и ручным.

Сущность методов регулирования вытекает из уравнения теплового баланса

$$Q = \frac{Gc(\tau_1 - \tau_2)}{3600} \quad n = kF \Delta t n,$$

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

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

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

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

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

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

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

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

§ IV.2. ОБЩЕЕ УРАВНЕНИЕ РЕГУЛИРОВАНИЯ

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

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

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

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

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

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

Уравнение теплового баланса может быть представлено в виде

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

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

Для первичного теплоносителя в данном случае $\delta t_{\text{м}} = \tau_1 - \tau_2$, для вторичной среды $\delta t_{\text{б}} = t_1 - t_2$.

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

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

где $\bar{Q} = Q/Q'$, $\bar{W} = W/W'$, $\bar{\delta t} = \delta t/\delta t'$, $\bar{k} = k/k'$, $\bar{\Delta t} = \Delta t/\Delta t'$ —

- относительные величины соответственно тепловой нагрузки, водяных эквивалентов, перепадов температур греющей и нагреваемой среды, коэффициента теплопередачи, температурного напора, представляющие собой долю от расчетного их значения.

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

$$\bar{W} = \bar{Q}^m, \quad (IV.7)$$

где m — показатель степени, зависящей от метода регулирования. При качественном методе $m = 0$, $W = 1$, при качественно-количественном $0 < m < 1$.

§ IV.3. ТЕПЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

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

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

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

$$\Delta t = v - a \delta t_m - b \delta t_G,$$

где $v = T_1 - T_2$ — максимальная разность температур греющей и нагреваемой среды на входе в теплообменник; a и b — постоянные коэффициенты, зависящие от схемы движения теплоносителя в теплообменном аппарате (при прямотоке принимается $a = b = 0,65$, при противоточном движении $a = 0,35$, $b = 0,65$); δt_m , δt_0 — наименьший и наибольший перепады температур греющей и нагреваемой среды (рис. IV. 1).

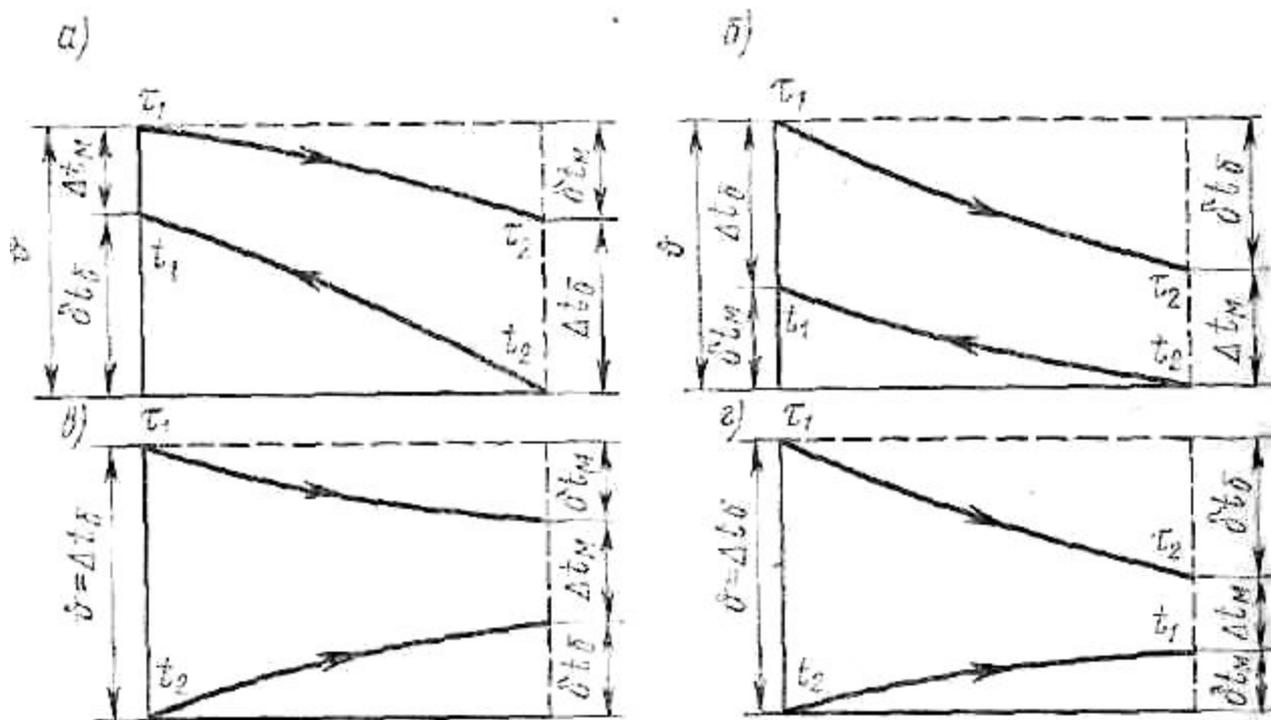


Рис. IV.1. Изменение температур теплоносителей в противоточных и прямоточных аппаратах:

a — при соотношении $W_{II} / W_{I} > 1$; $б$ — то же, $W_{II} / W_{I} < 1$; W_{II} — водяной эквивалент первичного (греющего) теплоносителя; W_{I} — водяной эквивалент вторичного (нагреваемого) теплоносителя

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

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

$$q = Q/v, \quad (IV.9)$$

где q —тепловая производительность аппарата на 1° максимальной разности температур греющей и нагреваемой среды на входе в теплообменник, кВт/ $^\circ\text{C}$.

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

$$q = \frac{Q}{v} = \frac{Q}{a\delta t_M + b\delta t_G + \Delta t} = \frac{1}{\frac{a}{W_G} + \frac{b}{W_M} + \frac{1}{kF}}. \quad (IV.10)$$

Для противотока уравнение (IV. 10) действительно при $q < W_M$. Или $b\delta t < v$ так как перепад температур теплоносителя не может быть больше максимальной разности температур между греющей и нагреваемой средой.

Для прямотока уравнение (IV. 10) действительно в диапазоне

$$q \leq \frac{1}{1/W_G + 1/W_M} \quad \text{или} \quad (\delta t_G + \delta t_M) \leq v.$$

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

Обозначим через ϵ безразмерную удельную тепловую производительность теплообменника

$$\varepsilon = \frac{1}{a \frac{W_M}{W_G} + b + \frac{1}{w}} \leq \varepsilon^*, \quad (\text{IV.12})$$

где $w = kF/W_M$; ε^* — безразмерная удельная теплопроизводительность теплообменника с бесконечно большой поверхностью нагрева.

Для противотока $\varepsilon^* = 1$, для прямотока $\varepsilon^* = \frac{1}{1 + W_M/W_G}$. По физическому смыслу ε представляет собой отношение теплопроизводительности данного подогревателя к тепловой производительности подогревателя с бесконечно большой поверхностью нагрева, работающего при тех же параметрах теплоносителя на входе в аппарат.

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

Уравнение характеристики отопительной системы выводится из общего уравнения регулирования (IV.6). При этом учитывают наличие смещения на вводе и высокое значение эквивалента расхода воздуха по сравнению с эквивалентом расхода воды, что позволяет принимать $W_M/W_G = 0$.

Безразмерная удельная теплопроизводительность отопительной системы равна:

$$\varepsilon_0 = \frac{Q_0}{vW} = \frac{1}{\frac{0,5+u}{1+u} + \frac{W}{kF}} \leq 1,$$

где $v = T_1 - t_B$ — разность температур воды в подающей линии тепловой сети и воздуха в помещении; W — эквивалент расхода сетевой воды, поступающей в смесительное устройство узла ввода; u — коэффициент смешения.

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

Для водоводяных подогревателей

$$kF = \Phi \sqrt{W_M W_G};$$

для калориферов с водяным обогревом

$$kF = \Phi W_M^{m_1} W_B^{m_2},$$

где Φ — параметр теплообменника, величина практически постоянная для данного подогревателя; t_1, t_2 — показатели степени; для калориферов при турбулентном движении воды и воздуха принимают $t_1 = 0,12 - 0,3$; $m_2 = 0,33 - 0,5$.

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

Изменение коэффициента теплопередачи отопительных приборов описывается выражением

$$k = A (\Delta t_0)^n = A (t_{cp} - t_B)^n,$$

где t_0 — температурный напор; t_{cp} — средняя температура теплоносителя в приборе; t_B — температура воздуха в помещении; A и n — константы, зависящие от типа прибора и схемы его установки, принимают $n = 0,25$.

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

$$kF = \Phi_0 \bar{Q}_0^{0,25},$$

где $\bar{Q}_0 = Q_0 / Q'_0$ — относительный расход тепла на отопление; $\Phi_0 = kF$ — параметр отопительной системы, кВт/°С.

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

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

$$\bar{Q}_0 = \frac{t_1 - t_{2,0}}{t_1' - t_{2,0}'} = \left(\frac{\Delta t_0}{\Delta t_0'} \right)^{1-n}.$$

Температурный напор при смешении воды в узле ввода определяют по формуле

$$\Delta t_0 = 0,5 (\tau_B + \tau_{2,0}) - t_B,$$

$$\tau_3 = \frac{\tau_1 + u\tau_{2,0}}{1+u},$$

где τ_3 — температура воды в подающем трубопроводе отопительной системы после смешительного устройства; u — коэффициент смешения, J равный отношению расхода воды из обратного трубопровода G_2 к расходу воды из подающей линии теплотрассы G_1 .

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

$$\bar{Q}_0 = \frac{\tau_1 + \tau_{2,0}}{\tau_1' - \tau_{2,0}'} t_B = \left[\frac{\tau_1 + \tau_{2,0} (1+2u) - 2t_B (1+u)}{\tau_1' + \tau_{2,0}' (1+2u) - 2t_B (1+u)} \right]^{1+n}$$

Коэффициент смешения u определяют из уравнения теплового баланса смешительного устройства

$$u = \frac{\tau_1' - \tau_3'}{\tau_3' - \tau_{2,0}'} = \frac{\delta\tau_0'}{\Theta'} - 1,$$

где $\delta\tau_0'$ — расчетная разность температур в узле ввода, Θ' — расчетный перепад температур в отопительной системе.

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

$$\tau_1 = t_B + \Delta t_0' \bar{Q}_0^{0,8} + (\delta\tau_0' - 0,5\Theta') \bar{Q}_0,$$

Температура воды после отопительной установки равна:

$$\tau_{2,0} - \tau_1 - \delta \tau'_c \bar{Q}_o = t_B + \Delta t'_o \bar{Q}_o^{0,8} - 0,5 \Theta' \bar{Q}_o.$$

Температура воды после смесительного устройства на вводе составит

$$\tau_3 = \tau_{2,0} + \Theta' \bar{Q}_o = t_B + \Delta t'_o \bar{Q}_o^{0,8} + 0,5 \Theta' \bar{Q}_o.$$

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

Как следует из формул (IV.27)—(IV.29), температура воды является однозначной функцией относительной нагрузки. Принимая

$Q_o = 0-1$, можно найти соответствующие значения температуры воды. Общий вид температурного графика при исходных данных $t_B = 150^\circ\text{C}$, $\tau_{2,0} = 70^\circ\text{C}$, $\tau_3 = 95^\circ\text{C}$, $t_B = 18^\circ\text{C}$ показан на рис. IV.2. Приведенный график называют отопительным.

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

$$\bar{Q}_o = \frac{t_B - t_B}{t_B - t_{p,0}} \quad (\text{IV.30})$$

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

Расчетный расход воды на отопление определяют по формуле

$$G'_o = \frac{Q'_o}{c (\tau'_1 - \tau'_{2,0})} \cdot 3600. \quad (\text{IV.31})$$

При независимых схемах присоединения абонентов к тепловой сети (рис. IV.3) в приборы отопительной системы поступает вода, нагреваемая в отопительном теплообменнике за счет тепла сетевой воды. Расчетные значения нагреваемой воды $t_{1,0}$ принимают 95—140°C, расчетная температура обратной воды $t_{2,0}$ равна 70°C.

Параметры сетевой воды им входе (T_1) и выходе (T_2) из отопительного подогревателя находят из уравнения регулирования (IV.20);

$$Q_{\Pi} = \varepsilon_{\Pi} W_M (\tau_1 - \tau_{2,0}),$$

где ε_{Π} — безразмерная удельная тепло производительность подогревателя, определяемая по формуле (IV. 18); W_M — меньшее значение эквивалента расхода воды через подогреватель.

При качественном регулировании эквиваленты расхода сетевой и нагреваемой воды неизменны, поэтому величина ε_{Π} будет также постоянной.

Из равенства (IV.20) следует

$$\bar{\tau}_1 = \tau_{2,0} + \frac{Q_0}{\varepsilon_{\Pi} W_M} = \tau_{2,0} + \frac{W_0}{\varepsilon_{\Pi} W_M} \delta \tau'_0 \bar{Q}_0,$$

где W_0 — эквивалент расхода нагреваемой воды; $\delta \tau'_0$ — расчетная разность температур нагреваемой воды. Замени в равенстве (IV.33) $T_{2,0}$ выражением (IV.28), получим:

$$\tau_1 = \tau_{1,0} + \left(\frac{W_0}{\varepsilon_{\Pi} W_M} - 1 \right) \delta \tau'_0 \bar{Q}_0 = \tau_{1,0} + \left(\frac{W_0}{\varepsilon_{\Pi} W_M} - 1 \right) \frac{Q_0}{W_0}.$$

Температура обратной воды на выходе из теплообменника равна

$$\tau_2 = \tau_{2,0} + \frac{Q_0}{W_0} \left(\frac{W_0}{W_M \varepsilon_{\Pi}} - 1 \right).$$

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

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

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

$$\bar{G}_o = \frac{G_o}{G'_o} = \frac{\bar{Q}_o}{1 + \frac{\Delta t'_o}{\delta \tau'_o - 0,5\theta'} (1 - \bar{Q}_o^{0,8})};$$

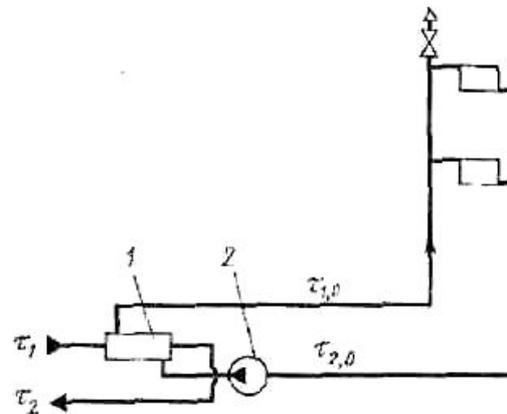


Рис. IV.3. Схема независимого присоединения отопительной установки:
1 — теплообменник системы отопления;
2 — циркуляционный насос

$$\tau_{2,0} = \tau_1' - \delta\tau_0' \frac{\bar{Q}_0}{\bar{G}_0}. \quad (\text{IV.37})$$

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

Основным достоинством количественного регулирования является сокращение расхода электроэнергии на перекачку теплоносителя. Это преимущество может быть использовано в магистральных трубопроводах двухступенчатых сетей (рис. II.7), к которым абоненты присоединены по независимым схемам или с помощью смесительных насосных подстанций. При снижении расхода сетевой воды в магистральных сетях смесительные насосы, работающие с переменным коэффициентом смешения, увеличивают подачу воды из обратной магистрали. Благодаря этому в системах отопления сохраняется необходимый расход воды и тем самым устраняется основной недостаток количественного регулирования — разрегулировка отопительных систем.

При качественно-количественном регулировании осуществляется изменение расхода и температуры сетевой воды в зависимости от величины отопительной нагрузки. Исследованиями показано, что для устранения переменного влияния естественного давления, вызывающего разрегулировку систем отопления, изменение расхода воды должно, происходить по зависимости. Для двухтрубных систем отопления $\tau = 0,33$, для однетрубных.

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

$$\begin{aligned} \tau_1 &= t_B + \Delta t_0' \bar{Q}_0^{0,8} + (\delta\tau_0' - 0,5\theta') \frac{\bar{Q}_0}{\bar{G}_0}; \\ \tau_{2,0} &= t_B + \Delta t_0' \bar{Q}_0^{0,8} - 0,5\theta' \frac{\bar{Q}_0}{\bar{G}_0}. \end{aligned}$$

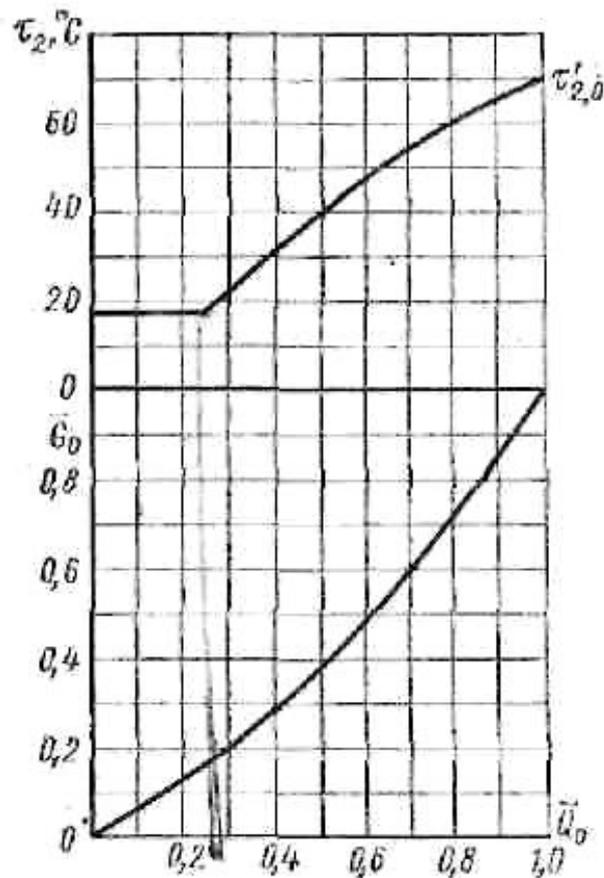


Рис. IV.4. График количественного регулирования отопительной нагрузки при $\tau'_1 = 150^\circ$; $\theta' = 25^\circ\text{C}$; $t_a = 18^\circ\text{C}$

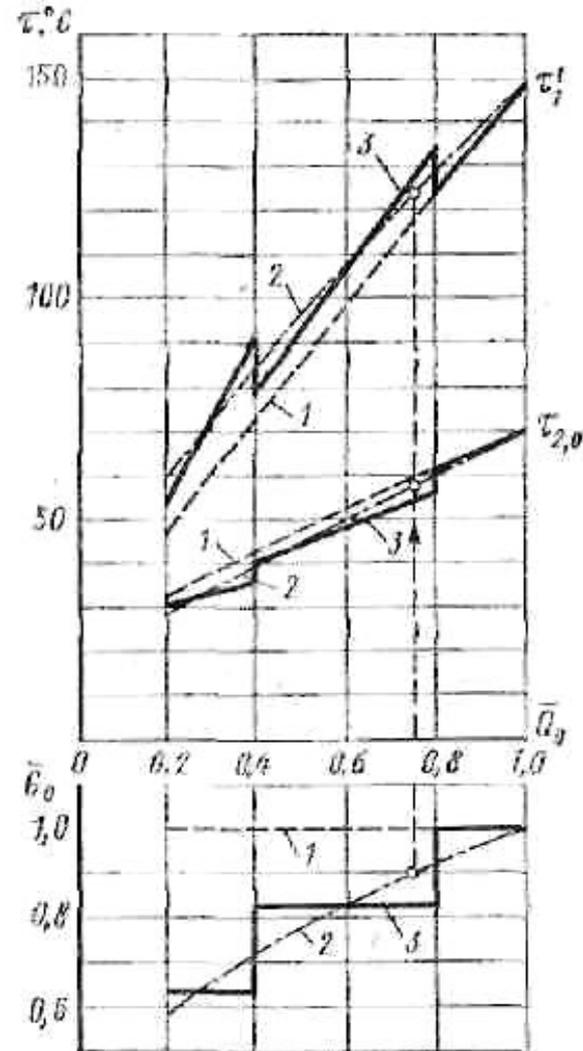


Рис. IV.5. График качественно-количественного регулирования отопительной нагрузки:

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

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

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

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

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

§ IV.5 ЦЕНТРАЛЬНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ЗАКРЫТЫХ СИСТЕМ ПО ОТОПИТЕЛЬНОЙ НАГРУЗКЕ

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

При этом температура сетевой воды в подающем трубопроводе закрытых систем не должна быть ниже 70°C , так как при более низких температурах нагрев водопроводной воды в теплообменнике до $60\text{—}65^{\circ}\text{C}$ будет невозможен. В результате такого ограничения график температур имеет вид ломаной линии с точкой излома при минимально допустимой температуре воды (рис. IV.6). Температура наружного воздуха, соответствующая точке «излома» или «срезки» графика, обозначается t_u . При температурах наружного воздуха выше 4°C центральное регулирование сезонной нагрузки во избежание перегрева помещений дополняется местным регулированием.

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

Центральное качественное регулирование по отопительной нагрузке принимается в системах теплоснабжения со среднечасовой нагрузкой горячего водоснабжения, не превышающей 15%, от расчетного расхода тепла на отопление. Температура воды в подающем трубопроводе определяется по формуле (IV.27). Точка излома температурного графика делит отопительный период на два диапазона (рис. IV.6): / — в интервале наружных температур $t_u - 8^{\circ}\text{C}$ // — в интервале температуре — $t_{v,0}$.
Граница между

диапазонами находится графически в точке переселения кривой $t_1=f(t_n)$ с горизонтальной линией, соответствующей $t_1 = 70^\circ\text{C}$. График температур, приведенный на рис. IV.6, носит название отопительно-бытового.

При центральном качественном регулировании по отопительном нагрузке расход воды в отопительных системах остается постоянным в течение всего отопительного сезона. Требуемый расход сетевой воды на горячее водоснабжение и вентиляцию устанавливается соответствующими местными регуляторами. В этих условиях присоединение абонентских установок к тепловой сети выполняется обычно по параллельной или двухступенчатой смешанной схеме.

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

Графики температур, расходов тепла и воды на отопление. Температура воды в подающем и обратном трубопроводах определяется по формулам (IV.27) и (IV.28) с точкой излома температурного графика при минимально допустимой температуре воды в

подающей линии $t_1=70^\circ\text{C}$.

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

Число часов ежесуточной работы системы определяют из уравнения

$$n = 24 \frac{t_n - t_n^*}{t_n - t_n^*} \quad (\text{IV.40})$$

В связи с периодическим отключением отдельных отопительных установок общий расход воды в сети сокращается по мере повышения температуры наружного воздуха. Температуру обратной воды для этого диапазона принимают постоянной и равной t_2 .

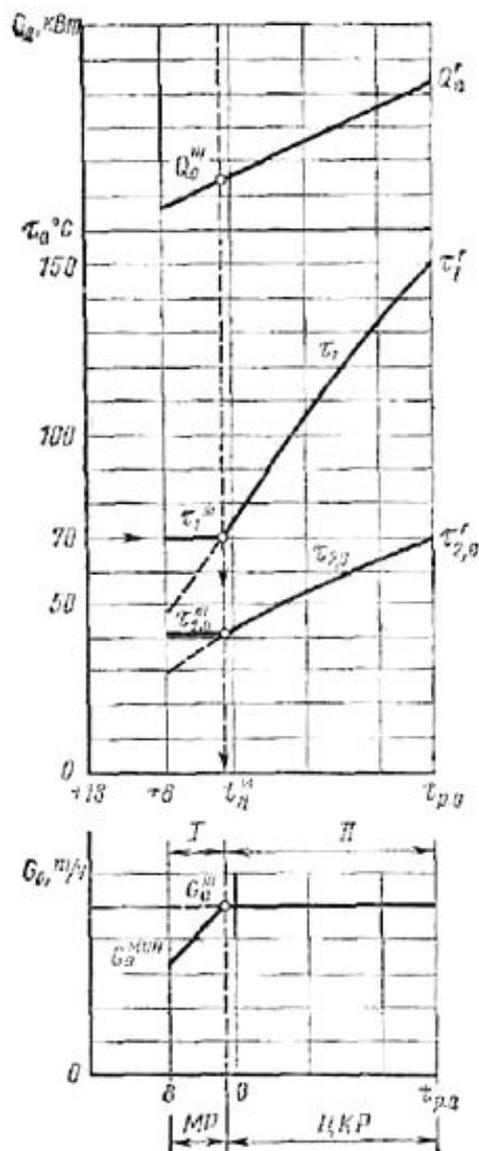


Рис. IV.6. График температур, расходов тепла и сетевой воды при комбинированном регулировании отопительной нагрузки:

MP — местное регулирование; $ЦКР$ — центральное качественное регулирование

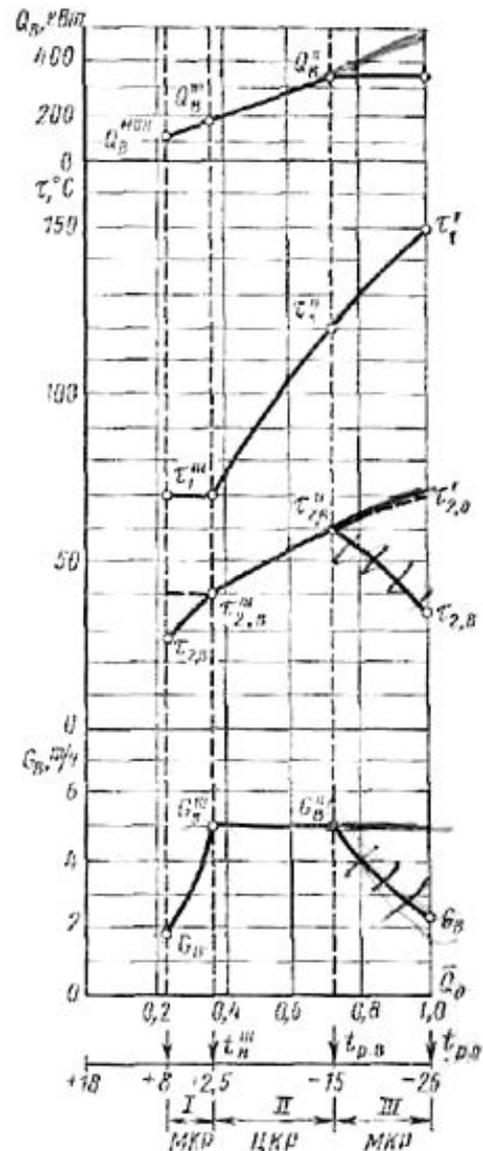


Рис. IV.7. Графики температур, расходов тепла и сетевой воды при регулировании вентиляционной нагрузки расходом сетевой воды:

$МКР$ — местное количественное регулирование; $ЦКР$ — центральное качественное регулирование

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

В диапазоне II при $t_n < t_{p,v}$ осуществляется центральное качественное регулирование. Расчетный расход воды на отопление определяется по формуле (IV.31).

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

В диапазоне I (от $t_n = 8^\circ\text{C}$ до t_n) при переменной вентиляционной нагрузке температура в подающей линии постоянна.

В диапазоне II (от t_n до $t_{p,v}$) по мере увеличения вентиляционной нагрузки возрастает и температура воды.

В диапазоне III (от $t_{p,v}$ до $t_{p,o}$) при постоянном расходе тепла на вентиляцию температура воды в подающей линии переменна. Как следует из графиков, центральное качественное регулирование вентиляционной нагрузки возможно лишь в диапазоне //, где характер изменения температуры воды соответствует изменению нагрузки. В диапазонах / и III осуществляется местное количественное регулирование изменением расхода сетевой воды или расхода нагреваемого воздуха.

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

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

$$\frac{Q_B}{Q_B''} = \frac{G_B (\tau_1 - \tau_{2B})}{G_B'' (\tau_1'' - \tau_{2B}'')} = \frac{k \Delta t}{k'' \Delta t''}$$

где Q_B —расход тепла на вентиляцию при текущей температуре наружного воздуха; G_B — расход сетевой воды на вентиляцию, τ_{2B} —температура воды после калориферов; k — коэффициент тепла передачи; Δt —температурный напор в калорифере, $\Delta t = 0,5 (\tau_1 - \tau_{2B}) - 0,5(t_{п} + t_{в})$. (Двумя штрихами обозначены величины, относящиеся к расчетной температуре наружного воздуха для проектировании вентиляции $t_{пв}$)

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

$$kF = \Phi_k (W_M)^{0,15} = \Phi_k (G_B c)^{0,15},$$

где Φ_k — параметр калорифера; $W_M = G_B c$ —эквивалент расхода сети вой воды на вентиляцию.

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

$$\frac{Q_B}{Q_B''} = \frac{G_B (\tau_1 - \tau_{2,B})}{G_B'' (\tau_1'' - \tau_{2,B}'')} = \left(\frac{G_B}{G_B''} \right)^{0,15} \frac{\Delta t}{\Delta t''}$$

Заменив отношение расх... тепла по зависимости (IV.41), после преобразований получим

$$\left(\frac{Q_B}{Q_B''} \right)^{0,85} = \left(\frac{\tau_1'' - \tau_{2,B}''}{\tau_1 - \tau_{2,B}} \right)^{0,15} \frac{\Delta t}{\Delta t''}$$

Неизвестное значение температуры обратной воды t_{2B} определяется решением уравнения (IV.44) методом последовательных приближений.

Расход воды находят по формуле

$$G_B = \frac{Q_B}{c(t_1 - t_{2,B})} 3600.$$

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

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

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

$$\bar{Q}_B = \frac{t_1 - t_{2,B}}{t_1^* - t_{2,B}^*}, \quad (IV.46)$$

отсюда температура воды после калориферов определится из выражения

$$t_{2,B} = t_1 - (t_1^* - t_{2,B}^*) \bar{Q}_B, \quad (IV.47)$$

где $T_{2,B}$ — расчетная температура воды на выходе из калорифера, принимаемая равной 60 С.

Расчетный расход сетевой воды определяют по формуле (IV.45) при расчетных значениях тепловой нагрузки Q_B и температурах воды T_1 и $T_{2,B}$.

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

$$1 = \left(\frac{t_1^* - t_{2,B}^*}{t_1 - t_{2,B}} \right)^{0,15} \frac{\Delta t}{\Delta t^{*n}}, \quad (IV.48)$$

Температуру обратной воды определяют методом подбора. Расчет графиков регулирования целесообразно начинать с расчетных условий, соответствующих t_p, ϵ

2. Регулирование расходом воздуха. Местное количественное регулирование осуществляется изменением расхода наружного воздуха, проходящего через калорифер при постоянном расходе сетевой воды. Общее уравнение регулирования в данном частном случае запишется в виде формулы (IV.46).

Расчетный расход воды определится по формуле (IV.45) при расчетном расходе тепла Q''_B и температуре воды, соответствующей расчетным значениям T_1 и T_2 . В диапазоне I (рис. IV.9) рост вентиляционной нагрузки при постоянной температуре в подающем трубопроводе и постоянном расходе воды приводит к увеличению перепада температур сетевой воды.

Из уравнения (IV.46) при $G_B=1$ имеем

$$\tau_{2,в} = \tau_1''' - (\tau_1' - \tau_{2,в}') \bar{Q}_B.$$

В диапазоне II осуществляется центральное качественное регулирование.

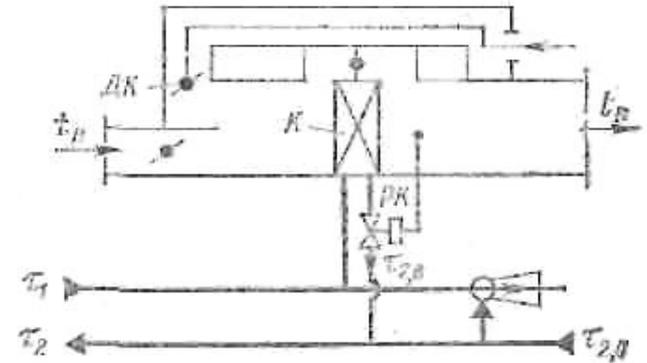


Рис. IV.8. Принципиальная схема присоединения калорифера к тепловым сетям:

K — калорифер; DK — дроссель-кран;
 PK — регулирующий кран

В диапазоне *III* по мере понижения наружной температуры уменьшается количество наружного воздуха, поступающего в калорифер. Система работает с рециркуляцией.

Из уравнения (IV.46) при $Q_B=1$ и $G_B=1$

$$\tau_{2,B} = \tau_1 - (\tau_1'' - \tau_{2,B}'').$$

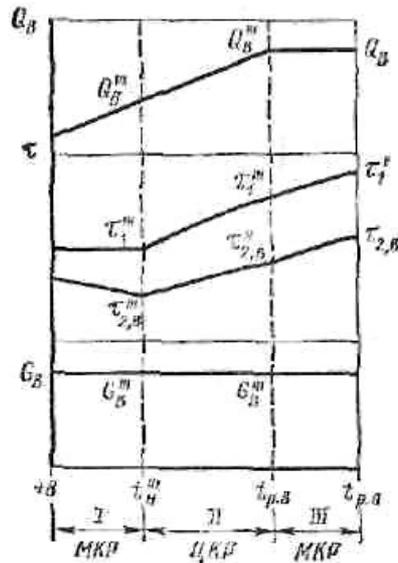


Рис. IV.9. Графики температур, расходов тепла и сетевой воды при регулировании вентиляционной нагрузки расходом воздуха

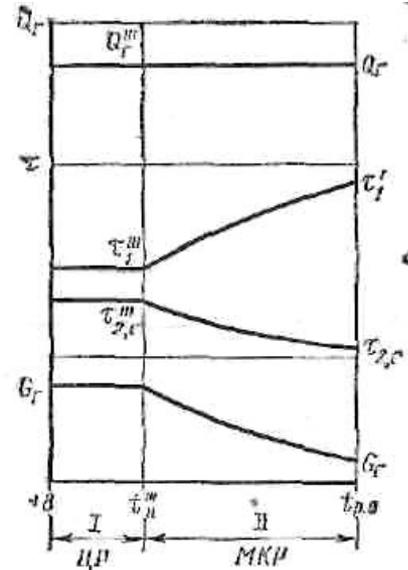


Рис. IV.10. Графики температур, расходов тепла и сетевой воды на горячее водоснабжение при параллельной схеме включения подогревателей:
ЦР — центральное регулирование

Графики температур, расходов тепла и сетевой воды на горячее водоснабжение. Тепловая нагрузка горячего водоснабжения отличается большой суточной неравномерностью. В случае установки аккумуляторов горячей воды расчет графиков регулирования производится по среднечасовой нагрузке горячего водоснабжения. При отсутствии аккумуляторов графики рассчитывают исходя из максимального часового расхода тепла.

По характеру изменения температуры воды в подающем трубопроводе и при условно принятом для расчета графиков регулирования постоянном расходе тепла на горячее водоснабжение отопительный период делится на два диапазона (рис. IV.10).

В диапазоне I при постоянной нагрузке горячего водоснабжения и постоянной температуре воды расход сетевой воды тоже остается неизменным.

В диапазоне II постоянный расход тепла на горячее водоснабжение при переменной температуре сетевой воды обеспечивается местным количественным регулированием. С увеличением температуры сетевой воды регулятор РТ прикрывается, уменьшая поступление греющей воды в подогреватель (рис. IV.11). Расчет регулирования сводится к определению температуры обратной воды и эквивалента расхода сетевой воды на горячее водоснабжение. Методика расчета зависит от схемы присоединения подогревателей.

1. Непараллельное присоединение подогревателей горячего водоснабжения (рис. IV.11). В диапазоне I при постоянном расходе сетевой воды температура воды после водоподогревателей также постоянна (см. рис. IV. 10).

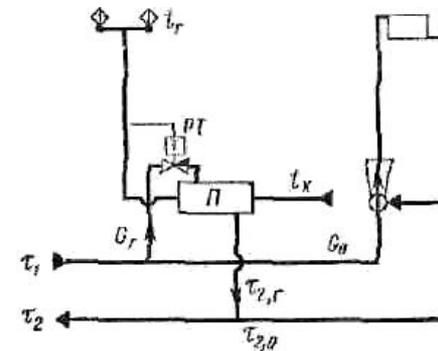


Рис. IV.11. Присоединение подогревателя горячего водоснабжения по параллельной схеме:
 П — подогреватель горячего водоснабжения

Эквивалент расчетного расхода сетевой воды определяют из выражения

$$G_r^* = 3600 W_r'' / c.$$

В диапазоне II эквивалент расхода сетевой воды находят на основании решения уравнения регулирования (IV.20).

Предварительно определяют эквивалент расхода вторичной (водопроводной) воды $W_{B.B}$

Параметр подогревателя Φ находят по данным расчетного режима

$$\Phi = \frac{k'' F}{\sqrt{W_r'' W_{B.B}}}$$

Произведение расчетного коэффициента теплопередачи k'' на поверхность нагрева находят из выражения

$$k'' F = \frac{\ln \frac{v - Q_r / W_{\delta}}{v - Q_r / W_M}}{\frac{1}{W_M} - \frac{1}{W_{\delta}}}$$

$$\text{где } W_{\delta} = W_r''; W_M = W_{B.B}; v = t_1 - t_x.$$

С понижением температуры наружного воздуха расход сетевой воды уменьшается. Сложность дальнейшего решения задачи состоит в том, что заранее неизвестно соотношение между W_r и W_{BB} ($W_r > W_{BB}$). Поэтому вначале находят тепловую производительность подогревателя Q^* для условия равенства эквивалентов сетевой и водопроводной воды, т. е. при $W_r = W_{BB}$

$$Q^* = vW_{в.в} \frac{\Phi}{1+\Phi}. \quad (IV.56)$$

В том случае, когда $Q_r > Q^*$, значение W_r определяют по формуле

$$W_r = W_{в.в} \frac{4a^2\Phi^2}{[-1 + \sqrt{1 + 4a^2\Phi^2 (vW_{в.в}/Q_r - b)}]^2}. \quad (IV.57)$$

При $Q_r < Q^*$ значение W_r находят по формуле

$$W_r = W_{в.в} \frac{4b^2\Phi^2}{[-1 + \sqrt{1 + 4b^2\Phi^2 (vW_{в.в}/Q_r - a)}]^2}. \quad (IV.58)$$

где $v = T_1 - T_x$, $a = 0,35$; $b = 0,65$.

Температуру обратной воды после водоподогревателя определяют из выражения

$$t_{2,r} = T_1 - \frac{Q_r}{W_r}. \quad (IV.59)$$

2. Смешанная схема включения подогревателей. В двухступенчатой смешанной схеме (рис. IV. 12) предварительный подогрев водопроводной воды в подогревателе нижней ступени за счет использования тепла обратной воды снижает расход сетевой воды на горячее водоснабжение.

В диапазоне I (рис. IV. 13) температура сетевой воды на выходе из подогревателя верхней ступени принимается равной температуре обратной воды после системы отопления ($t_{2\Gamma} = t''_{2o} = t_{cm}$). Как показывают расчеты, этому условию соответствует минимальная суммарная поверхность нагрева подогревателей.

Температура водопроводной воды на выходе из подогревателя нижней ступени t'' определяется из условия недогрева ее до температуры греющей среды t_{cm} на величину $\Delta t''$

$$t'' = t_{cm} - \Delta t''$$

где $\Delta t = 5-10^\circ\text{C}$.

В диапазоне I тепловая нагрузка делится между подогревателями верхней (II) и нижней (I) ступени пропорционально степени подогрева водопроводной воды в каждом из них.

Теплопроизводительность подогревателей верхней (II) и нижней (I) ступени определяется зависимостями:

$$Q_{II} = Q_r \frac{t_r - t''}{t_r - t_x}$$

$$Q_I = Q_r \frac{t'' - t_x}{t_r - t_x}$$

Эквивалент расчетного расхода сетевой воды на горячее водоснабжение с учетом выражения (IV.61) равен

$$W_r'' = \frac{Q_{II}}{t''_1 - t''_{2,r}} = Q_r \frac{t_r - t''}{t_x - t_x} \frac{1}{t''_1 - t''_{2,r}}$$

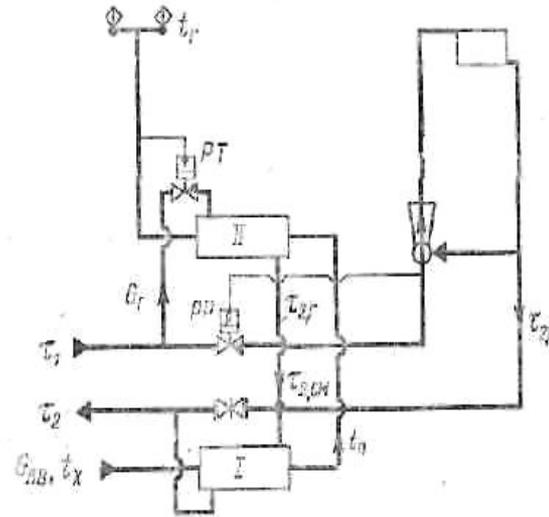


Рис. IV.12. Присоединение подогревателей горячего водоснабжения по двухступенчатой смешанной схеме:

I — подогреватель нижней ступени;
II — подогреватель верхней ступени

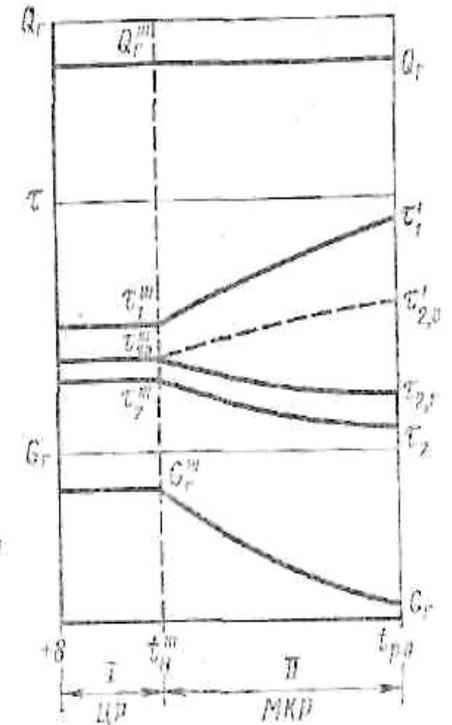


Рис. IV.13. Графики температур, расходов тепла и сетевой воды на горячее водоснабжение при смешанной схеме присоединения подогревателей

Температура сетевой воды на выходе из подогревателя нижней ступени определяется из равенств:

$$Q_I = (W'_0 + W''_r) (\tau''_{см} - \tau''_2);$$

$$\tau''_2 = \tau''_{см} - \frac{Q_I}{W'_0 + W''_r}.$$

Отсюда с учетом выражения (IV.61) получим

$$\tau''_2 = \tau''_{см} - Q_I \frac{t''_{II} - t_x}{t_r - t_x} \frac{1}{W'_0 + W''_r},$$

где W_0 — эквивалент расчетного расхода воды на отопление.

В диапазоне II вследствие повышения температуры воды после отопления подогрев водопроводной воды в подогревателе ступени I увеличивается. При этом тепловая нагрузка подогревателя ступени II соответственно снижается. Регулятор температуры PT (см. рис. IV. 12) уменьшает поступление сетевой воды в подогреватель верхней ступени.

Эквивалент расхода сетевой воды на горячее водоснабжение определяют на основе решения уравнений:

$$Q_I = \varepsilon_I W_{I, м} (\tau_{см} - t_x) = W_{в.в} (t_{II} - t_x);$$

$$Q_{II} = \varepsilon_{II} W_{II, м} (\tau_1 - t_{II}) = W_{в.в} (t_r - t_{II}) = W_r (\tau_1 - \tau_{2,r});$$

$$W_r \tau_{2,r} + W_0 \tau_{2,0} = (W_r + W_0) \tau_{см},$$

§ IV.6. ЦЕНТРАЛЬНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ЗАКРЫТЫХ СИСТЕМ ПО СОВМЕСТНОЙ НАГРУЗКЕ ОТОПЛЕНИЯ И ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Наличие нагрузки горячего водоснабжения увеличивает расход сетевой воды, что приводит к увеличению диаметров труб, а следовательно, и стоимости тепловой сети. Значительное сокращение расчетных расходов воды достигается при центральном качественном регулировании по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения. При этом методе регулирования в системе поддерживается постоянный расход сетевой воды, равный расчетному расходу на отопление G_0 . Для удовлетворения нагрузки горячего водоснабжения температура воды в подающем трубопроводе должна быть выше, чем требуется по отопительному графику.

Центральное качественное регулирование по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения принимается при суммарном среднечасовом расходе тепла на горячее водоснабжение более 15% от суммарного максимального часового

расхода на отопление, $Q_{\text{Ср.г}}/Q_0 > 15$. Присоединение подогревателей горячего водоснабжения не менее чем у 75% абонентов должно быть выполнено по двухступенчатой последовательной схеме (рис. IV.14). Сетевая вода перед поступлением в систему отопления проходит через подогреватель верхней ступени, где температура ее снижается от T_1 до $T_{1,0}$. Расход воды на горячее водоснабжение изменяется регулятором температуры РТ.

Обратная вода после системы отопления поступает в подогреватель нижней ступени. Постоянный расход сетевой воды на вводе поддерживается регулятором *РР*. Последовательное включение подогревателя верхней ступени дает возможность использовать в качестве теплового аккумулятора строительные конструкции здания. В часы максимального водопотребления снижается температура воды, поступающей в систему отопления, что приводит к уменьшению отдачи тепла. Этот небаланс компенсируется в часы минимального водопотребления, когда в систему отопления поступает вода с температурой более высокой, чем требуется по отопительному графику. Суточный баланс тепла на отопление обеспечивается при расчете температурного графика по «балансовой» нагрузке горячего водоснабжения Q_r , несколько превышающей среднечасовой расход тепла на горячее водоснабжение

$$Q_r^6 = \chi^6 Q_{ср.г.г.}$$

где χ^6 — балансовый коэффициент, учитывающий неравномерность суточного графика горячего водоснабжения, обычно $\chi^6=1,2$.

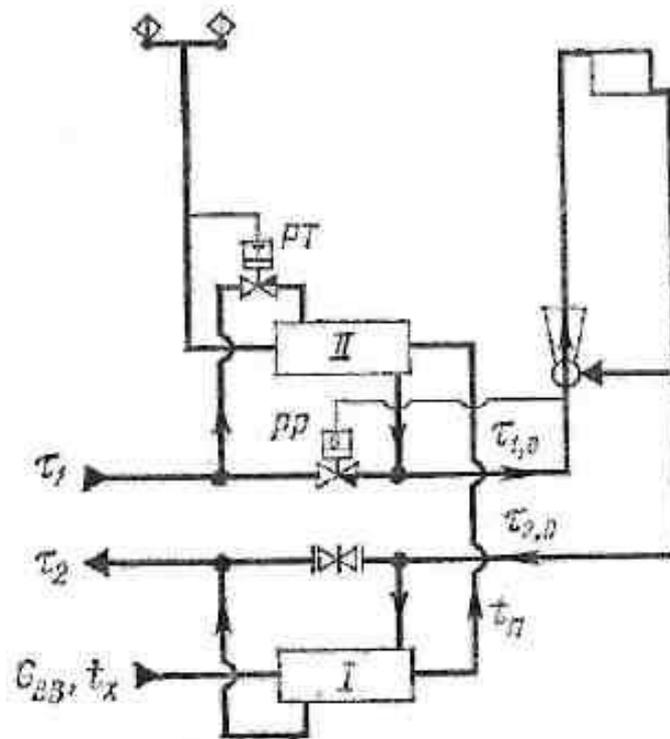


Рис. IV.14. Присоединение подогревателей горячего водоснабжения по двухступенчатой последовательной схеме:

I — подогреватель нижней ступени;
II — подогреватель верхней ступени

Задачей расчета является определение перепадов температур сетевой воды в подогревателе верхней ступени- $d_1 = t_{1,0} - t_{1,0}$ и нижней ступени $b_2 = t_{2,0} - t_{2,0}$.

При постоянном расходе сетевой воды и при «балансовой» нагрузке горячего водоснабжения Q_G^b суммарный перепад температур сетевой воды в подогревателях верхней и нижней ступени b —величина постоянная:

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 = \frac{Q_G^b}{cG_o'} = \frac{Q_G^b}{Q_o'} \delta t_o' = \text{const},$$

где $b t_o$ — расчетная разность температур сетевой воды по отопительному графику.

Перепады температур сетевой воды в подогревателях верхней и нижней ступени определяют для каждого диапазона отдельно.

Диапазон I, Предварительно определяют температуру водопроводной воды на выходе из подогревателя нижней ступени I при температуре наружного воздуха t''_B и Q_G^b задавшись величиной недогрева $t_{II} = 5-10^\circ\text{C}$:

$$t''_B = t_{2,0} - \Delta t''_{II}$$

Перепад температур сетевой воды в подогревателе нижней ступени I находят из уравнения

$$Q_I^b = Q_G^b \frac{t''_B - t_x}{t_r - t_x} = G_o' c \delta_2''$$

откуда

$$\delta_2'' = \frac{Q_G^b}{cG_o'} \frac{t''_B - t_x}{t_r - t_x} = \frac{Q_G^b}{Q_o'} \frac{t''_B - t_x}{t_r - t_x} \delta t_o'$$

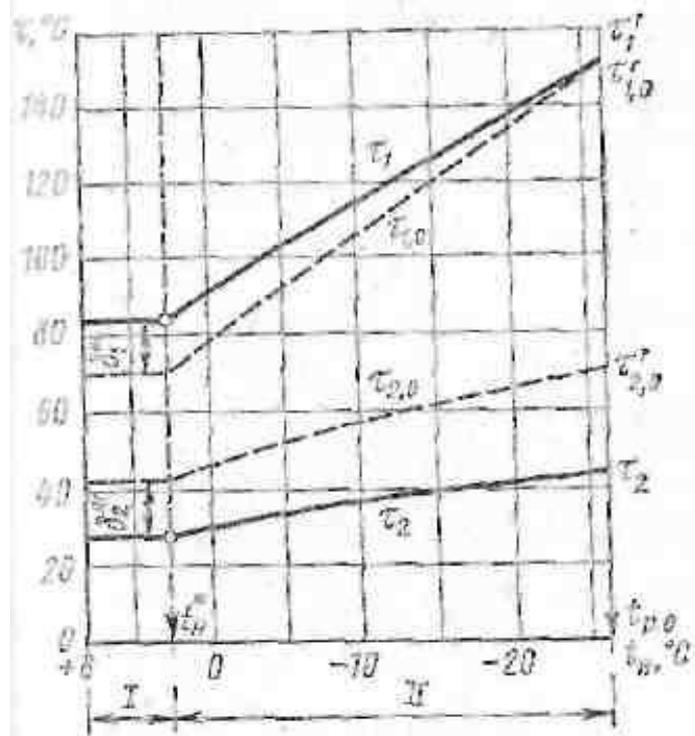


Рис. IV.15. График температур при центральном регулировании по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения в закрытой системе теплоснабжения («повышенный» температурный график):

$T_{1,0}, T_{2,0}$ — отопительно-бытовой график регулирования; T_1, T_2 — повышенный график

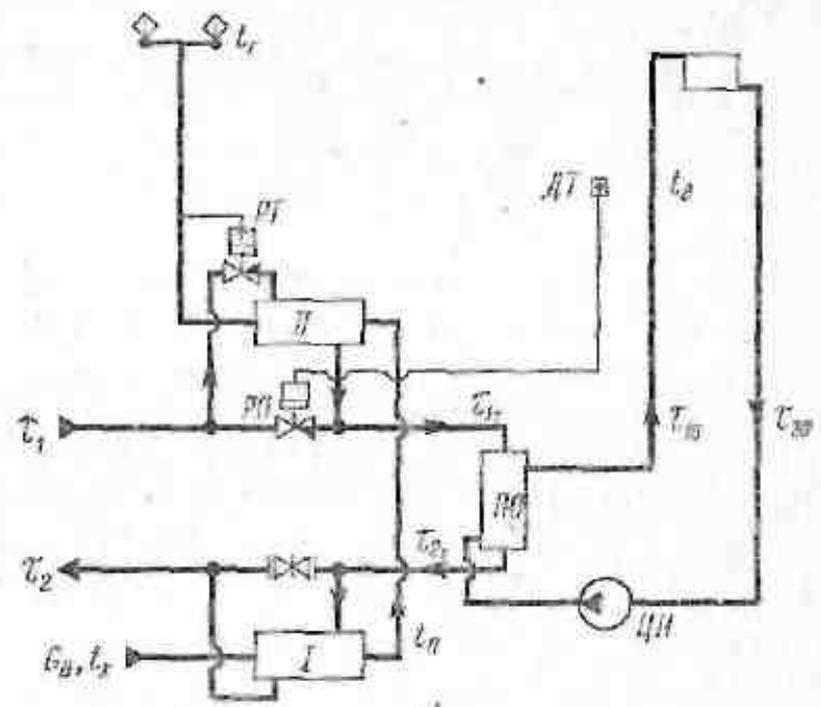


Рис. IV.16. Независимая схема присоединения отопительной системы при двухступенчатом последовательном присоединении подогревателей горячего водоснабжения:

ПО — подогреватель отопления; ЦН — циркуляционный насос; РО — регулятор отопления; ДТ — датчик температуры воздуха в помещении (или моделирующее устройство)

§ IV.7. РЕГУЛИРОВАНИЕ ОТКРЫТЫХ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

В открытых системах теплоснабжения разбор воды на горячее водоснабжение осуществляется в зависимости от температуры воды в сети. При температуре воды в подающем трубопроводе, равной 60°C , водоразбор ведется только из подающей линии. С повышением температуры сетевой воды ($t_1 > 60^{\circ}\text{C}$) водоразбор осуществляется одновременно из обоих трубопроводов в таком соотношении, чтобы температура воды, поступающей на горячее водоснабжение, была равна 60°C . В холодный период отопительного сезона при $T^2 > 60^{\circ}\text{C}$ разбор воды происходит только из обратной магистрали. Для смешения воды в абонентских узлах ввода предусматривается установка терморегуляторов (рис. IV.17). Изменение места и величины водоразбора существенно влияет на гидравлический и тепловой режимы системы теплоснабжения.

Выбор метода центрального регулирования производится в зависимости от соотношения тепловых нагрузок горячего водоснабжения и отопления, а также схемы абонентского узла ввода. Центральное качественное регулирование по отопительной нагрузке применяется при отношении $Q_{\text{ср.г}}/Q_0 < 0,15$ и присоединение систем отопления и горячего водоснабжения к тепловой сети по принципу несвязанного регулирования (рис. IV. 17). В этом случае расход воды на отопление поддерживается регулятором расхода РР и не зависит от нагрузки горячего водоснабжения.

Температура сетевой воды в подающем и обратном трубопроводах изменяется по графику качественного регулирования отопительной нагрузки при минимально допустимой температуре воды в подающей магистрали $t''' = 60^{\circ}\text{C}$ (рис. IV. 18).

Расчетный расход воды на горячее водоснабжение определяется по формуле

$$G_r = 3600 \frac{Q_r}{c(t_r - t_x)} \quad (\text{IV.79})$$

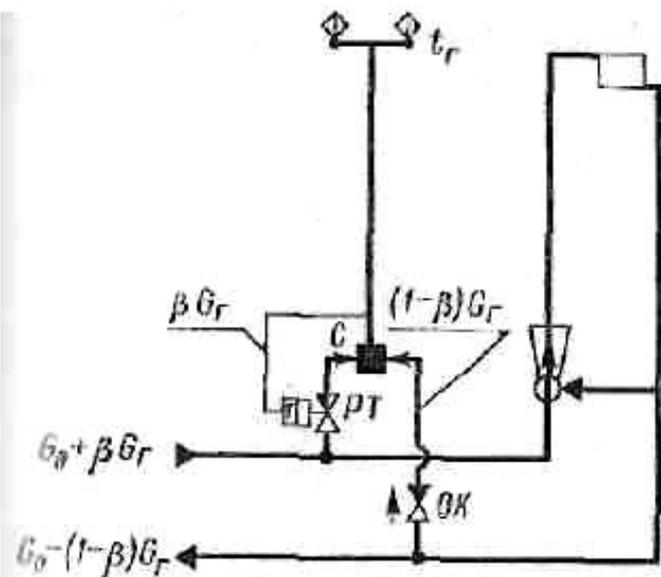


Рис. IV.17. Схема абонентского ввода в открытых системах теплоснабжения при центральном качественном регулировании по отопительной нагрузке: С — смеситель; ОК — обратный клапан

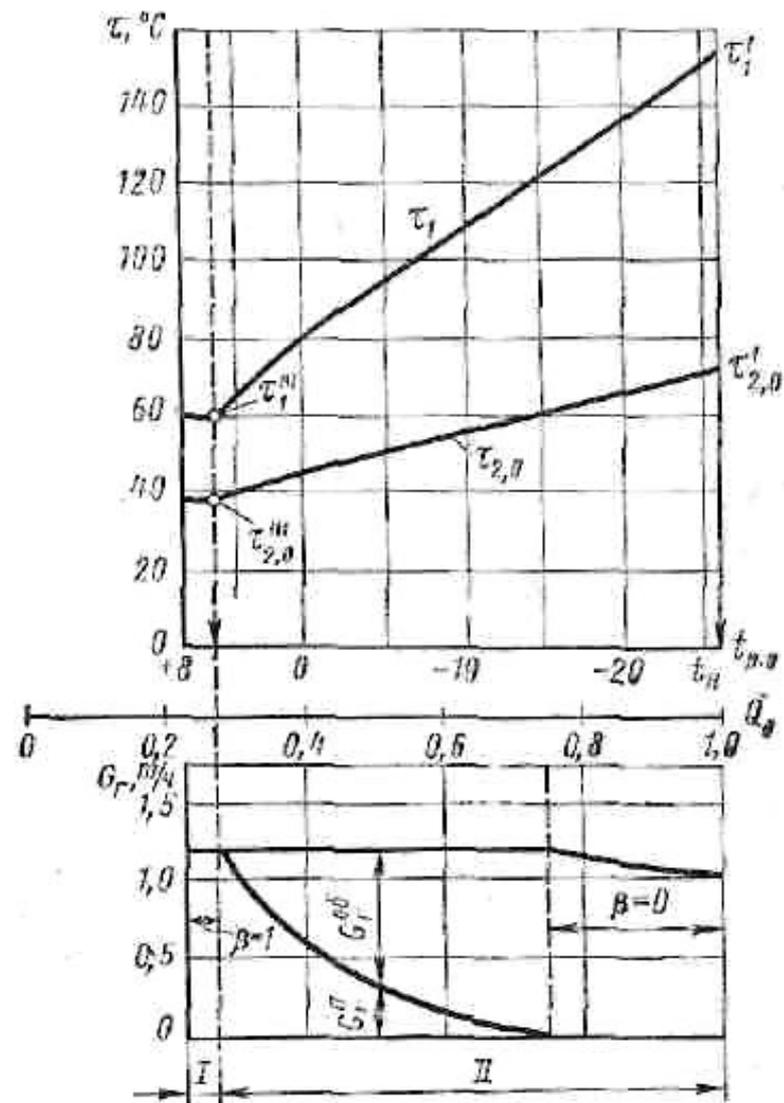


Рис. IV.18. Графики температур и расхода воды на горячее водоснабжение при центральном качественном регулировании открытых систем по отопительной нагрузке

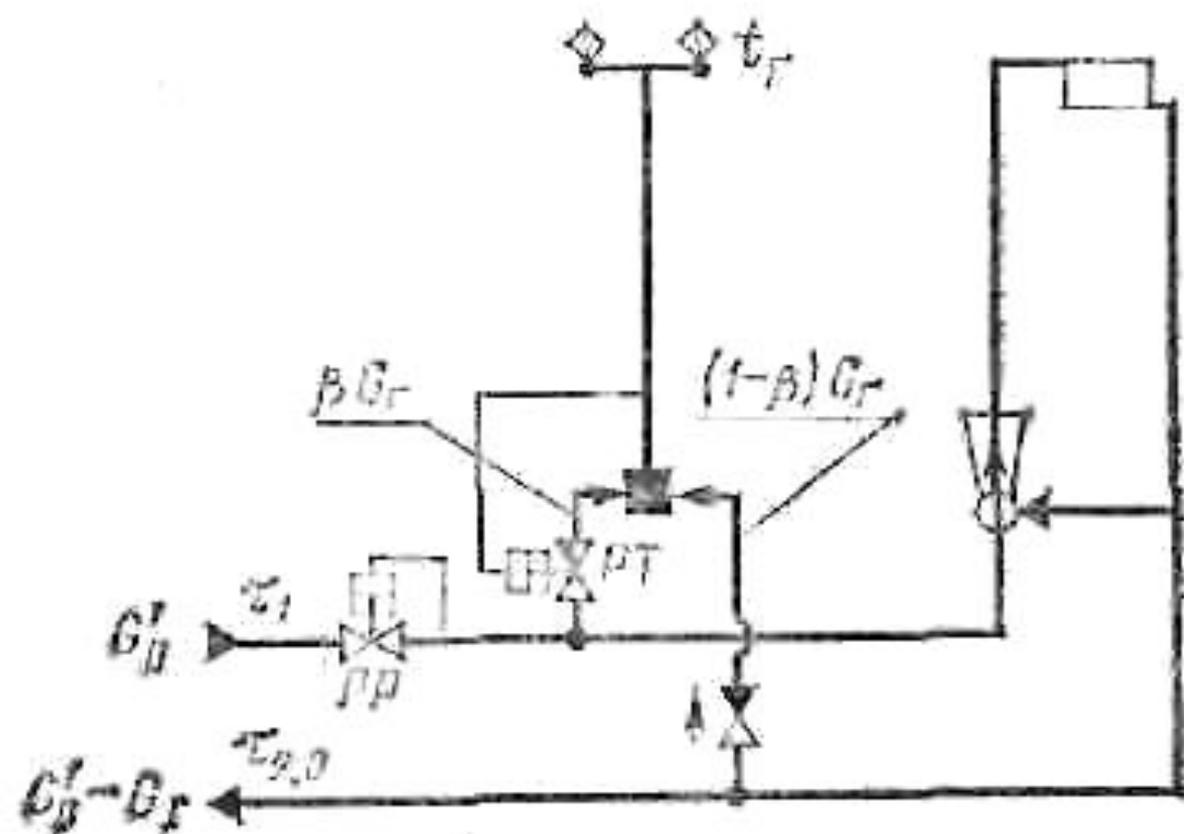


Рис. IV.19. Схема абонентского ввода в открытых системах теплоснабжения при центральном качественном регулировании по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения

Величина водоразбора из подающей линии G_r^n и из обратной $G_r^{об}$ равна:

$$G_r^n = \beta G_r; \quad (IV.80)$$

$$G_r^{об} = (1 - \beta) G_r, \quad (IV.81)$$

Из уравнения теплового баланса узла смешения горячего

снабжения

$$G_r t_r = G_r^n \tau_1 + G_r^{об} \tau_{2,0}$$

и равенств (IV.80), (IV.81) получим

$$\beta = \frac{t_r - \tau_{2,0}}{\tau_1 - \tau_{2,0}}. \quad (IV.82)$$

В течение отопительного сезона доля водоразбора из подающей магистрали изменяется в пределах $0 < \beta < 1$ (рис. IV. 18). В холодный период отопительного сезона при температуре обратной воды $T_{2,0} > 60^\circ\text{C}$ расход воды на горячее водоснабжение снижается пропорционально отношению $(t_r - t_x)/(t_{2,0} - t_x)$.

При суммарном среднечасовом расходе тепла на горячее водоснабжение более 15% расчетного часового расхода тепла на отопление регулирование открытых систем производится по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения качественным или качествен но количественным методом.

В этом диапазоне расход сетевой воды на горячее водоснабжение

равен:

$$G_r = 3600 \frac{Q_r}{c(\tau_{2,0} - t_x)}. \quad (IV.83)$$

§ IV.8. ГРАФИКИ СУММАРНОГО РАСХОДА ВОДЫ

Расход воды в тепловых сетях зависит от величины и характера тепловой нагрузки, схем абонентских узлов ввода и принятого метода регулирования.

В закрытых системах расходы воды в подающем и обратном трубопроводах одинаковы. При регулировании по отопительной нагрузке общий расход сетевой воды определяется суммой расходов для всех видов теплопотребления.

На рис. IV.23 приведен график суммарного расхода воды при параллельной схеме включения подогревателей горячего водоснабжения. Максимальный расчетный расход имеет место при температуре наружного воздуха t_H в точке излома температурного графика

$$G_p = G_o' + G_v' + G_r''$$

где G_o' , G_v' , G_r'' — расчетные расходы сетевой воды соответственно на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение.

В течение отопительного сезона суммарный расход воды уменьшается из-за местного количественного регулирования систем вентиляции и горячего водоснабжения. Изменение расхода воды приводит к изменениям давления в узловых точках сети и к изменению гидравлического режима системы.

Применение двухступенчатых схем включения водоподогревателей позволяет снизить расчетный расход воды благодаря более полному использованию тепла обратной воды. Дальнейшее снижение расхода воды достигается при регулировании по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения. При этом методе регулирования не предусматривается подача дополнительного расхода сетевой воды на горячее водоснабжение. Расчетный расход воды определяется по формуле

$$G_p = G_o' + G_v''$$

График суммарного расхода воды в открытой системе теплоснабжения показан на рис. IV.24.

Общий расход в подающем трубопроводе равен сумме расходов воды для всех видов теплоснабжения

$$\Sigma G_{\text{п}} = G_{\text{о}} + G_{\text{в}} + \beta G_{\text{г}}$$

Расход в обратной магистрали меньше расхода в подающей линии на величину водоразбора

$$\Sigma G_{\text{об}} = G_{\text{о}} + G_{\text{в}} - (1 - \beta) G_{\text{г}}$$

Максимальный расход, как и в закрытой системе, имеет место при температуре наружного воздуха, соответствующей точке на температурного графика $t_{\text{н}}$. С понижением температуры наружного воздуха расход воды уменьшается за счет роста водоразбора из обратной магистрали и местного количественного регулирования вентиляционной нагрузки.

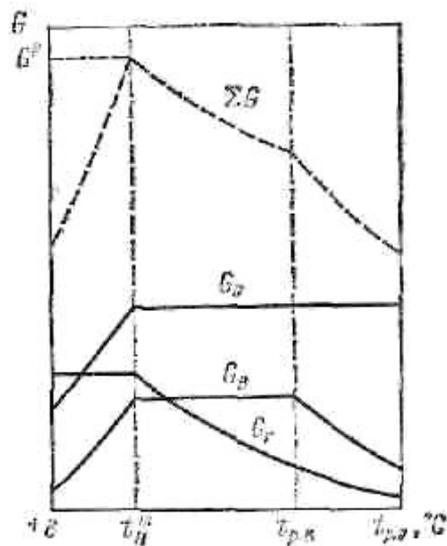


Рис. IV.23. График суммарного расхода сетевой воды в закрытых водяных системах

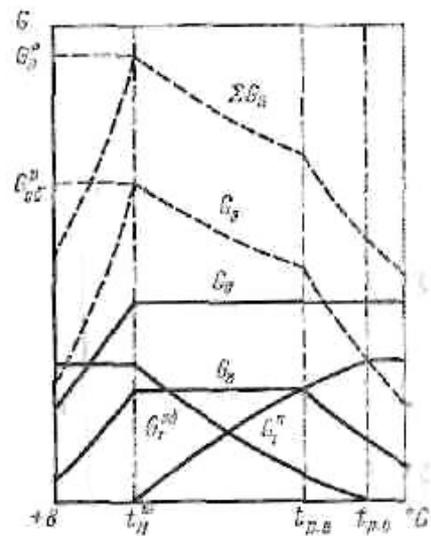


Рис. IV.24. График суммарного расхода сетевой воды в открытых водяных системах

Водоразбор из подающей магистрали увеличивает расход воды в трубопроводах, в то время как при водоразборе из обратной линии расход в сети уменьшается. Расчетный расход воды для выбора диаметров магистральных и распределительных трубопроводов при регулировании по отопительной нагрузке определяется по формуле

$$G_{\text{н}} = G_{\text{об}} = G_{\text{о}}' + G_{\text{в}}'' + 0,6G_{\text{ср.р.}} \quad (\text{IV.98})$$

При регулировании по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения расчетный расход сетевой воды определяют без учета нагрузки горячего водоснабжения по формуле (IV.95).

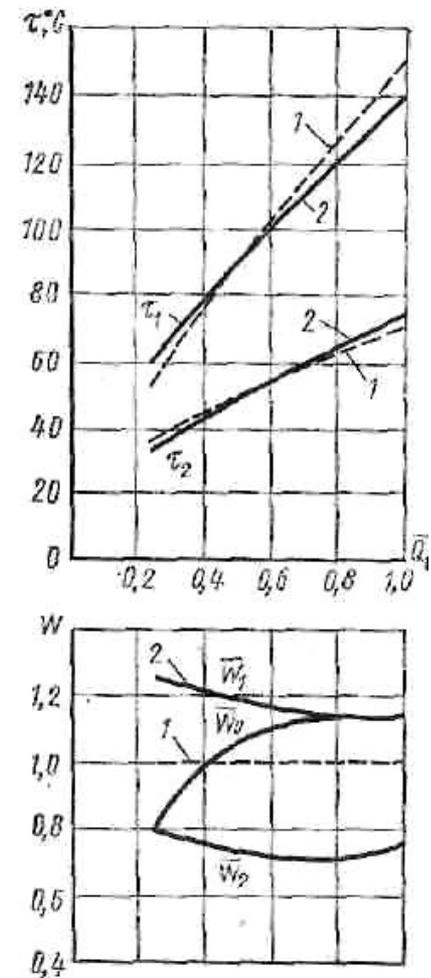


Рис. IV.22. Графики центрального качественно-количественного регулирования открытых систем теплоснабжения по суммарной нагрузке отопления и горячего водоснабжения при свободном располагаемом давлении на коллекторах станции:
 1 — качественное регулирование;
 2 — качественно-количественное регулирование