

ВВЕДЕНИЕ

Тепловой поток от теплоносителя - воды или пара - передается в помещение через стенку отопительного прибора.

Интенсивность теплопередачи характеризуют **коэффициентом теплопередачи** $k_{пр}$, который выражает плотность теплового потока на внешней поверхности стенки, отнесенную к разности температуры разделенных стенкой теплоносителя и воздуха отапливаемого помещения. Термин “плотность” в данном случае применяется для теплового потока, передаваемого через единицу площади внешней поверхности отопительного прибора.

Коэффициент теплопередачи прибора $k_{пр}$, Вт/(м²·°С), численно равен величине, обратной сопротивлению теплопередаче $R_{пр}$ от теплоносителя через стенку прибора в помещение:

$$k_{пр} = 1 / R_{пр}. \quad (1)$$

Величина $R_{пр}$ складывается из сопротивления теплообмену R_v на внутренней поверхности стенки прибора, термического сопротивления стенки $R_{ст}$ и сопротивления теплообмену R_n на внешней поверхности прибора $A_{пр}$:

$$R_{пр} = R_v + R_{ст} + R_n. \quad (2)$$

Процесс теплопереноса от теплоносителя в помещение осуществляется: от теплоносителя к стенке прибора - конвекцией и теплопроводностью, через стенку - только теплопроводностью, а от стенки в помещение - конвекцией, радиацией и теплопроводностью. В сложном случае теплопередачи основным явлением в большинстве случаев является конвекция.

Коэффициент конвективного теплообмена в слое воздуха (снаружи) значительно меньше, чем в слое воды или пара (внутри прибора), поэтому сопротивление внешнему теплообмену R_n для отопительного прибора сравнительно велико. Следовательно, для увеличения теплового потока не-

обходимо развивать внешнюю поверхность отопительного прибора. В приборах это выполняют созданием специальных выступов, приливов и орebrения. Однако при этом уменьшается коэффициент теплопередачи.

Рассмотрим слагаемые выражения (6.7) применительно к отопительному прибору с более развитой площадью внешней поверхности $A_{\text{пр}}$ по сравнению с площадью внутренней поверхности $A_{\text{в}}$.

Сопротивление теплообмену на внутренней поверхности, отнесенное к площади внешней поверхности прибора, т. е. к расчетному измерителю (отношение площадей равно $A_{\text{пр}}/A_{\text{в}}$), составляет:

$$R_{\text{в}} = (1 / \alpha_{\text{в}})(A_{\text{пр}} / A_{\text{в}}). \quad (3)$$

Коэффициент теплообмена на внутренней поверхности прибора $\alpha_{\text{в}}$ изменяется в широких пределах в зависимости от вида теплоносителя. Наибольших значений он достигает при паре. При воде его значение зависит в основном от скорости движения воды и ее температуры.

Для конвекторов коэффициент теплообмена в прямых гладких трубах малого диаметра на внутренней поверхности стенки определяется прежде всего режимом течения воды. На рис. 1 представлена зависимость сопротивления теплообмену от расхода теплоносителя в трубах. Можно установить, что с увеличением расхода воды сопротивление заметно уменьшается (коэффициент внутреннего теплообмена $\alpha_{\text{в}}$ возрастает), а затем при расходе воды более 200 кг/ч остается практически неизменным.

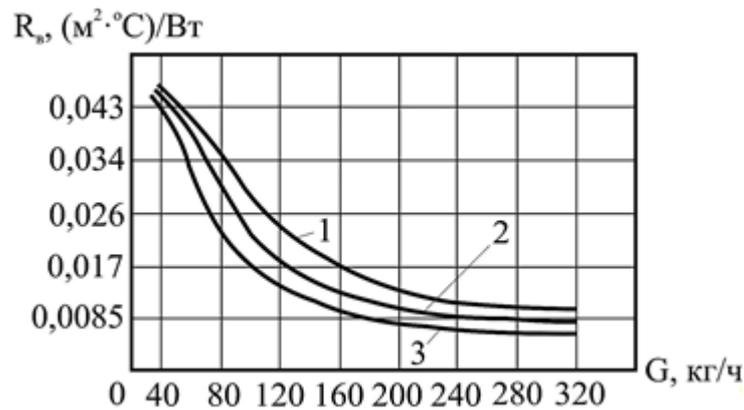


Рисунок 2. Зависимость сопротивления теплоотдаче на внутренней поверхности стенки трубы от расхода теплоносителя и внутреннего диаметра:
 1 — $d_w = 21,2$ мм; 2 — $d_w = 15,7$ мм; 3 — $d_w = 12,6$ мм

При движении воды в изогнутых трубах (отводах, змеевиках) возникает центробежная сила, вызывающая так называемую вторичную циркуляцию, вследствие чего теплоперенос усиливается. Поэтому значение коэффициента внутреннего теплообмена в изогнутых трубах выше, чем в прямых.

На численном примере для чугунного секционного радиатора с отношением $A_{пр}/A_{в}=1,3$ сопоставим значения сопротивлений, входящих в формулу (1).

Сопротивление теплообмену на внутренней поверхности стенки радиатора найдем при скорости движения воды около 0,001 м/с (ламинарный режим течения), когда $\alpha_{в} \approx 60$ Вт/(м²·°C), по формуле (3):

$$R_{в} = (1 / 60)1,3 = 0,022 \text{ м}^2 \cdot \text{°C} / \text{Вт} .$$

Термическое сопротивление стенки чугунного и стального отопительного прибора без учета загрязнения, окраски и специального оребрения его внешней поверхности составляет:

$$R_{ст} = (\delta_{ст} / \lambda_{ст})(A_{пр} / A_{в}). \quad (4)$$

Термическое сопротивление стенки вместе с сопротивлением теплообмену на внутренней поверхности стенки обуславливают снижение температуры наружной поверхности приборов по сравнению с температурой теплоносителя.

Из рис. 2 видно, что в средней по высоте части чугунного секционного радиатора температура поверхности отличается от температуры теплоносителя не менее, чем на 7...8 °С.

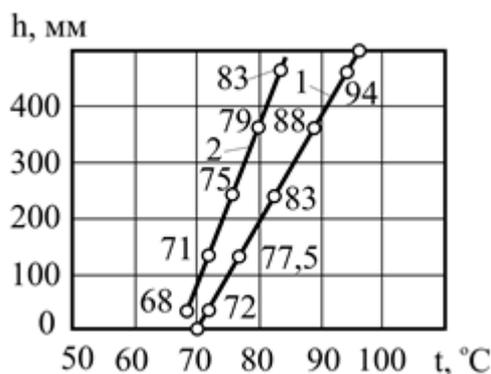


Рисунок 2. Изменение температуры воды (1) и наружной поверхности (2) по высоте чугунного секционного радиатора при движении теплоносителя по схеме «сверху-вниз» в двухтрубной системе отопления

Продолжая начатый пример, определим сопротивление стенки чугунного радиатора при ее средней толщине 4 мм. По формуле (4):

$$R_{ст} = (0,004 / 50)1,3 = 0,0001 \text{ м}^2 \cdot \text{°C} / \text{Вт} .$$

Видно, что термическое сопротивление металлической стенки пренебрежимо мало по сравнению с сопротивлением теплообмену на ее поверхности. Этот вывод не относится к бетонному панельному радиатору, где термическое сопротивление слоя бетона заметно увеличивает общее сопротивление теплопередаче прибора. Это сопротивление слоя бетона зависит от нескольких факторов: диаметра греющих труб d_b , расстояния между ними - шага труб s , глубины заложения труб в бетон h , теплопроводности массива бетона λ_m .

Для бетонных приборов с трубчатыми греющими элементами принято определять термическое сопротивление массива бетона R'_m , отнесенное к 1 м трубы, при теплопроводности бетона $\lambda_m = 1,0 \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{°C})$. В специальной литературе даны также значения R'_m , отнесенные к 1 м крайней и одиночной трубы в бетонной панели. Термическое сопротивление массива прибора при теплопроводности бетона, отличающейся от единицы, вычисляют по формуле:

$$R_M = (R'_M / \lambda_M) s, \quad (5)$$

где s - шаг труб, м, численно равный площади наружной поверхности, соответствующей 1 м средней трубы в приборе.

Сопротивление теплообмену на внешней поверхности прибора определяют по формуле:

$$R_H = 1 / \alpha_H, \quad (6)$$

где α_H - коэффициент теплообмена на наружной поверхности, который может быть представлен в виде суммы коэффициентов конвективного α_K и лучистого α_L теплообмена, т. е.

$$\alpha_H = \alpha_K + \alpha_L. \quad (7)$$

Теплообмен конвекцией при свободном движении воздуха зависит от разности температуры нагретой поверхности и температуры окружающего воздуха, а также от общей подвижности воздуха в помещении.

В нашем примере при свободном движении воздуха ($t_B=20$ °С) у гладкой вертикальной поверхности радиатора и температуре воды $t_{ВХ}=95$ °С, $t_{ВЫХ}=70$ °С:

$$\alpha_K = 1,66(t_{ПОВ} - t_B)^{0,33} = 6,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С}).$$

Теплоперенос излучением зависит от материала и формы приборов, размеров, температуры и взаимного расположения отопительных приборов и поверхности ограждений помещения.

Для чугунного радиатора с гладкой поверхностью, принимая приведенный коэффициент излучения $C_{пр}=5,1$ Вт/(м²·°С) и коэффициент облученности $\varphi=0,5$, получим:

$$\alpha_L = bC_{пр}\varphi = 1,3 \cdot 5,1 \cdot 0,5 = 3,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С}).$$

Коэффициент облученности φ здесь принят равным 0,5, так как для двухколончатых секционных радиаторов характерно, что в помещение попадает около 50 % излучения (остальное поглощается близко

расположенными, взаимно закрывающими друг друга секциями).

В результате сопротивление теплообмену на внешней поверхности радиатора по формулам (6) и (7) составит:

$$R_n = 1 / (6,6 + 3,3) = 0,1 \text{ м}^2 \cdot \text{°C} / \text{Вт} .$$

Сравнивая полученное значение сопротивления со значением сопротивления теплообмену на внутренней поверхности радиатора ($R_v=0,022$), убеждаемся, что R_n примерно в 4,5 раза превышает R_v . Несмотря на приблизительность проделанных расчетов (расчеты проделаны для плоской стенки), можно установить, что значение коэффициента теплопередачи $k_{пр}$ для металлических отопительных приборов с гладкой поверхностью определяется в основном значением коэффициента теплообмена на их внешней поверхности α_n . У неметаллических приборов $k_{пр}$ зависит также от теплопроводности материала стенок и степени неравномерности температуры их поверхности.

Для металлических отопительных приборов со специально оребренной внешней поверхностью - конвекторов, ребристых труб - доля теплоотдачи излучением составляет всего 5...10 % общего теплового потока, попадающего в помещение. Поэтому значение коэффициента теплообмена на внешней поверхности α_n таких отопительных приборов, а вслед за ним и значение коэффициента теплопередачи $k_{пр}$, будут всегда существенно ниже значений аналогичных коэффициентов для приборов с гладкой поверхностью.

Для примера приведем средние значения коэффициента теплообмена на внешней поверхности α_n , Вт/(м²·°C), в расчетных температурных условиях действия систем водяного отопления:

- для вертикальных бетонных панельных радиаторов11,5
- для чугунных секционных радиаторов10
- для конвекторов с кожухом7

Итак, величина теплового потока от теплоносителя в вертикальных отопительных приборах в помещение определяется в основном интенсивностью теплообмена на внешней их поверхности и прежде всего

теплообмена конвективного. Этим объясняется, что значения коэффициента теплопередачи отопительных приборов относят к единице площади внешней их поверхности и к разности температуры теплоносителя t_T и температуры окружающего воздуха t_B (а не температуры помещения $t_{п}$).

Коэффициент теплопередачи каждого вновь разрабатываемого отопительного прибора не рассчитывают аналитически, а устанавливают опытным путем без разделения теплового потока на части, выражающие теплопередачу конвекцией и излучением. Так поступают, зная о наличии многих факторов, влияющих на коэффициент $k_{пр}$ прямо или косвенно и затрудняющих точное его вычисление расчетным путем. Рассмотрим эти факторы, разделив их на основные, определяющие величину $k_{пр}$, и второстепенные, влияющие на его величину в сравнительно узких пределах.

Основными факторами, определяющими величину $k_{пр}$, являются:

- вид и конструктивные особенности, приданные типу прибора при его разработке;

- температурный напор при эксплуатации прибора.

Вид отопительного прибора позволяет заранее судить о возможной величине коэффициента теплопередачи. На рис. 3 для основных видов приборов показаны области значений коэффициента теплопередачи при одних и тех же температурных условиях ($t_T - t_B = 70 \text{ }^{\circ}\text{C}$). Как видим, для гладкотрубных приборов характерны сравнительно высокие, для секционных радиаторов - средние, для конвекторов и ребристых труб - низкие значения коэффициента теплопередачи.

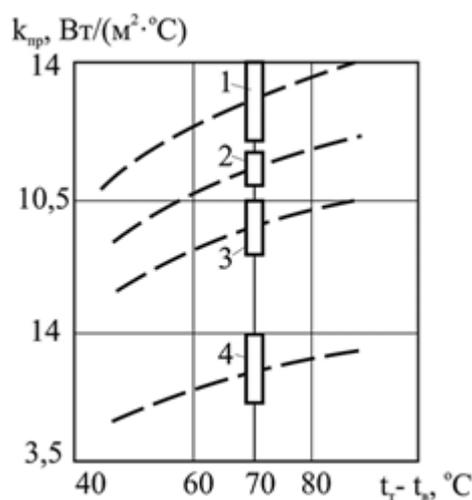


Рисунок 3. Области значений коэффициента теплопередачи отопительных приборов:
 1 — гладкотрубные приборы; 2 — радиаторы панельные; 3 — радиаторы секционные; 4 — конвекторы, ребристые трубы

В пределах каждой области значение коэффициента теплопередачи $k_{пр}$ изменяется в зависимости от конструктивных особенностей прибора того или иного типа следующим образом.

Для гладкотрубных приборов $k_{пр}$ уменьшается при увеличении диаметра и числа параллельных труб. Это объясняется уменьшением интенсивности конвективного теплообмена на поверхности верхней части прибора, омываемой воздухом, подогревшимся внизу. Кроме того, взаимным экранированием поверхностей труб, расположенных близко друг к другу, вследствие чего в помещение попадает только часть излучения.

Для бетонных отопительных панелей $k_{пр}$ зависит от их положения (горизонтального или вертикального) в помещении и уменьшается по мере увеличения высоты и длины приборов.

Уменьшение $k_{пр}$ ребристых труб по сравнению с гладкостенными приборами объясняется падением температуры поверхности по длине ребра и взаимным экранированием поверхности смежных ребер, обращенных друг к другу. Коэффициент теплопередачи уменьшается также с увеличением числа ребристых труб, помещенных одна над другой (как и для гладких труб).

У секционных радиаторов по тем же причинам на величину $k_{пр}$ влияют

форма и число колонок в секции, расстояние между смежными секциями, глубина и высота секции (чем выше секция, тем ниже $k_{пр}$), а также число секций.

У конвекторов $k_{пр}$ зависит также от толщины, высоты и шага ребер нагревателя. Наибольшее значение $k_{пр}$ получено, например, при расстоянии около 6 мм между ребрами размерами 50x100 мм.

Вторым основным фактором, определяющим величину $k_{пр}$ в эксплуатационных условиях, является температурный напор Δt , т. е. разность температуры теплоносителя t_T и температуры окружающего прибор воздуха t_B :

$$\Delta t = t_T - t_B. \quad (8)$$

При этом наибольшему температурному напору соответствует наивысшее значение коэффициента теплопередачи (пунктирные линии на рис. 3).

Температуру теплоносителя воды принято вычислять при экспериментах как среднеарифметическую между температурой воды, входящей и выходящей из прибора, т. е. $t_T = t_{ср}$, хотя в действительности средняя температура воды в приборе ниже среднеарифметической. Поэтому температурный напор, вычисляемый при среднеарифметическом значении температуры воды, т. е. $\Delta t_{ср} = (t_{ср} - t_B)$ является относительной расчетной величиной, принимаемой при испытаниях, а затем и при определении необходимой площади нагревательной поверхности конкретного прибора.

Результаты экспериментов по определению коэффициента теплопередачи для каждого нового отопительного прибора обрабатывают в виде эмпирических зависимостей:

для теплоносителя – пара:

$$k_{пр} = m \Delta t_n^n; \quad (9)$$

для теплоносителя воды:

$$k_{пр} = m \Delta t_{ср}^n G_{отн}^p, \quad (10)$$

где m , n , p - экспериментальные числовые показатели, выражающие влияние

конструктивных и гидравлических особенностей прибора на его коэффициент теплопередачи; Δt_n - разность температуры при теплоносителе паре, принимаемая в соответствии с формулой (8), исходя из температуры насыщенного пара $t_{нас}$ в приборе:

$$\Delta t_n = t_{нас} - t_b; \quad (11)$$

Δt_{cp} - разность температуры при теплоносителе воде, принимаемая, как сказано выше, исходя из температуры воды, входящей $t_{вх}$ и выходящей $t_{вых}$ из прибора:

$$\Delta t_{cp} = t_{cp} - t_b = 0,5(t_{вх} + t_{вых}) - t_b; \quad (12)$$

$G_{отн}$ - относительный расход воды в приборе, связывающий изменение коэффициента теплопередачи с гидравлическим режимом в приборе и степенью равномерности температурного поля на его внешней поверхности.

Относительный расход воды — это отношение действительного расхода воды в конкретном приборе к номинальному расходу, принятому при тепловых испытаниях образцов приборов. В настоящее время при испытании образцов приборов за такой расход принят расход воды 360 кг/ч (0,1 кг/с), поэтому:

$$G_{отн} = G_{пр} / 360. \quad (13)$$

Ранее испытания каждого вида приборов проводились при различном номинальном расходе воды (например, для радиаторов был принят расход 17,4 кг/(ч·м²), для конвекторов - 300 кг/ч).

Получаемые значения коэффициента теплопередачи при $t_t - t_b = 70$ °С, расходе воды 360 кг/ч (0,1 кг/с) и расчетном атмосферном давлении 1013,3 гПа называют номинальными. Для секционного радиатора, например, номинальный коэффициент теплопередачи равен 10,9 Вт/(м²·°С).

Среди **второстепенных факторов**, влияющих на коэффициент теплопередачи приборов систем водяного отопления, прежде всего, укажем на расход воды $G_{пр}$, включенный в формулу (6.15). В зависимости от расхода воды изменяются скорость движения w и режим течения воды в приборе, т. е. условия теплообмена на его внутренней поверхности. Кроме того, изменяется равномерность температурного поля на внешней поверхности прибора.

На равномерность температурного поля на внешней поверхности отопительных приборов отражается также направление движения воды внутри прибора, связанное с местами ее подвода и отведения, т. е. способ соединения приборов с теплопроводами.

Способ соединения приборов или их нагревательных элементов с трубами, изменяющий условия подачи, растекания, внутренней циркуляции, слияния и отведения потоков теплоносителя, называют схемой присоединения.

Все схемы присоединения приборов к трубам систем отопления разделены на три группы. Радиаторы чугунные секционные и стальные панельные выделены в первую группу, конвекторы с кожухом - в третью, остальные приборы с трубчатыми нагревательными элементами отнесены ко второй группе.

На рис. 4 представлены три основные схемы присоединения секционных и панельных радиаторов. Наиболее равномерной и высокой температура поверхности радиаторов получается при схеме присоединения «сверху-вниз» (схема 1), когда нагретая вода подводится к верхней пробке радиатора, а охлажденная вода отводится от нижней пробки. Поэтому значение коэффициента теплопередачи будет в этом случае всегда выше, чем при движении воды «снизу-вниз» (схема 2) и особенно «снизу-вверх» (схема 3 на рис. 4).

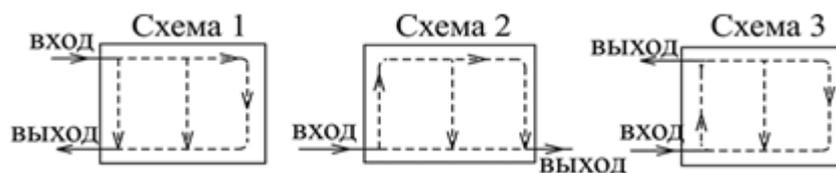


Рисунок 4. Основные схемы присоединения радиаторов к теплопроводам систем водяного отопления: 1 — «сверху-вниз»; 2 — «снизу-вниз»; 3 — «снизу-вверх»

Для схем присоединения конвекторов без кожуха, ребристых и гладких труб характерны параллельное и последовательное по движению воды соединение отдельных нагревательных элементов при расположении их в один-четыре яруса по высоте и в один-два ряда по глубине.

В схемах присоединения для конвекторов с кожухом возможны горизонтальное и вертикальное расположение труб нагревателя, а также последовательное и параллельное движение воды по трубам.

На коэффициент теплопередачи влияют также следующие второстепенные факторы.

Скорость движения воздуха у внешней поверхности прибора. При установке прибора у внутреннего ограждения $k_{пр}$ повышается за счет усиления циркуляции воздуха в помещении. Также повышается $k_{пр}$ при увеличении высоты кожуха конвекторов.

Конструкция ограждения прибора. Коэффициент теплопередачи уменьшается при переносе свободно установленного прибора в нишу стены. Декоративное ограждение прибора, выполненное без учета теплотехнических требований, может значительно уменьшить $k_{пр}$.

Расчетное значение атмосферного давления, установленное для места расположения здания. При пониженном давлении по сравнению с номинальным (1013,3 гПа) коэффициент теплопередачи также понижается вследствие уменьшения плотности воздуха. Так, при расчетном давлении 970 гПа поправочный коэффициент к $k_{пр}$ составит 0,98.

Окраска прибора. Состав и цвет краски могут несколько изменять коэффициент теплопередачи. Краски, обладающие высокой излучательной способностью, увеличивают теплоотдачу прибора, и наоборот. Например, окраска цинковыми белилами повышает теплопередачу чугунного секционного радиатора на 2,2 %, нанесение алюминиевой краски, растворенной в нитролаке, уменьшает ее на 8,5 %. Влияние окраски связано также с конструкцией прибора. Нанесение алюминиевой краски на поверхность панельного радиатора - прибора с повышенным излучением - снижает теплопередачу на 13 %. Окраска конвекторов и ребристых труб незначительно влияет на их теплопередачу.

На значении коэффициента теплопередачи сказываются также качество

обработки внешней поверхности, загрязненность внутренней поверхности, наличие воздуха в приборах и другие эксплуатационные факторы.

Под **регулированием системы отопления** понимают комплекс мероприятий, направленных на максимальное приближение теплоотдачи ее элементов к текущей переменной теплопотребности отапливаемых помещений в течение отопительного сезона для выдерживания расчетной температуры помещений.

Различают **пусковое** (монтажное) и **эксплуатационное** регулирование системы. Эти виды регулирования имеют свои особенности для водяной, воздушной и паровой систем отопления. Рассмотрим регулирование систем центрального отопления.

При пуске системы отопления группы зданий, присоединенной к теплопроводам централизованного теплоснабжения, обеспечивают распределение теплоносителя по отдельным зданиям пропорционально их расчетной теплопотребности. Обычно такое регулирование проводят в центральных тепловых пунктах (ЦТП) и во внутриквартальных тепловых сетях. Способы регулирования, как при зависимом, так и при независимом присоединении системы отопления к теплопроводам, рассматриваются в дисциплине “Теплоснабжение”.

Независимо от применяемого в системе отопления теплоносителя необходимость пускового регулирования объясняется тем, что в смонтированной системе может не обеспечиваться требуемая теплоотдача отопительных приборов. Происходит это вследствие некоторого отличия фактических теплотехнических и гидравлических характеристик элементов от расчетных, неточности гидравлического расчета. Еще одна причина - возможные отклонения от расчетных размеров теплопроводов, допущенных при монтажных работах.

При пуске *системы водяного отопления* здания устанавливают соответствие расхода и температуры теплоносителя в индивидуальном

(местном) тепловом пункте расчетным показателям при данной температуре наружного воздуха. В процессе пуска указанные параметры контролируют по показаниям контрольно-измерительных приборов (термометров, манометров, тепломера) в местном тепловом пункте. На практике при отсутствии тепломера или даже расходомера в тепловом пункте с водоструйным элеватором расход высокотемпературной воды в его сопле G_1 определяют расчетным путем при известных разности давления в теплопроводах Δp_T и диаметре сопла элеватора d_c из формулы (3.18).

Устойчивость работы системы водяного отопления в целом оценивают, как и для любого элемента системы, по температуре воды t_o , возвращающейся из системы. Повышенное значение этой температуры свидетельствует о преувеличении ее суммарной теплоподачи в здание и, следовательно, о перегреве отапливаемых помещений, и наоборот.

Необходимую температуру подаваемого в систему отопления теплоносителя устанавливают путем изменения диаметра сопла элеватора, расхода охлажденной воды в подмешивающей перемычке при смешительном насосе (зависимое присоединение системы отопления к тепловой сети) или расхода высокотемпературной воды в теплообменнике с помощью регулирующей арматуры (независимое присоединение).

Пусковое регулирование элементов и узлов системы отопления связано с обеспечением в них расчетного расхода теплоносителя. В однотрубной системе, выполняемой, как правило, с тупиковым движением воды в магистралях, это достигается при значительном увеличении потерь давления в стояках по сравнению с потерями давления в разводящих (без головных участков) магистралях (рекомендуемое соотношение по СП – соответственно 70 и 30 %). Особо тщательным должно быть регулирование двухтрубной системы водяного отопления, где переменное действие естественного циркуляционного давления приводит к существенному перераспределению потоков теплоносителя, поступающего в отопительные приборы, по высоте

стояков.

Требуемое распределение теплоносителя осуществляют при помощи запорно-регулирующей арматуры, установленной на стояках и отдельных ответвлениях системы. Регулирование распределения теплоносителя в стояках двухтрубной системы проводят путем повышения потерь давления в подводках к отопительным приборам. Потери давления повышают, регулируя степень открытия крана двойной регулировки в системе отопления малоэтажных зданий или применяя регулирующие краны с дросселирующим устройством в системах отопления многоэтажных зданий. Качественное пусковое регулирование двухтрубных стояков можно провести при использовании современного термодиафрагмы, установочное положение которого можно определить заранее, пользуясь специальными номограммами, предоставляемыми фирмами-изготовителями. Для этих же целей используют специальные отключающие краны, устанавливаемые на обратной подводке отопительных приборов.

Пусковое регулирование осложняется трудностями контроля расхода воды в отдельных элементах системы. Косвенно результат регулирования оценивают по температуре воды, выходящей из какого-либо элемента системы. При соблюдении расчетного расхода температура воды t_0 при известных теплотехнических характеристиках элемента, текущих и расчетных температурных условиях должна быть близка к полученной расчетным путем по формуле (12.9). О температуре воды в расчетной точке системы с достаточной точностью (± 2 °C) судят по температуре поверхности трубы, измеряя ее переносным электротермометром или ручным одноточечным потенциометром с термопарой в качестве датчика. При этом считают, что температура поверхности стальной тонкостенной неизолированной трубы незначительно отличается от температуры воды в измеряемой точке.

ЛИТЕРАТУРА

1. Крупнов Б.А. Отопительные приборы, производимые в России и ближнем зарубежье [Текст] / Б.А. Крупнов, Д.Б. Крупнов. — М.: Издательство АСВ, 2010. — 156 с.
2. Махов Л.М. Отопление: учебник для вузов [Текст] / Л.М. Махов. — М.: Издательство АСВ, 2014. — 400 с.
3. Пырков В.В. Гидравлическое регулирование систем отопления и охлаждения. Теория и практика [Текст] / В.В. Пырков. — К.: П ДП «Такі справи», 2010. — 360 с.