

Сопrotивление теплопроводности массива панели при теплопроводности бетона, отличающейся от указанной на рис. III.6, составит:

$$R_M = \frac{R'_M}{\lambda_M} s, \quad (III.11)$$

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

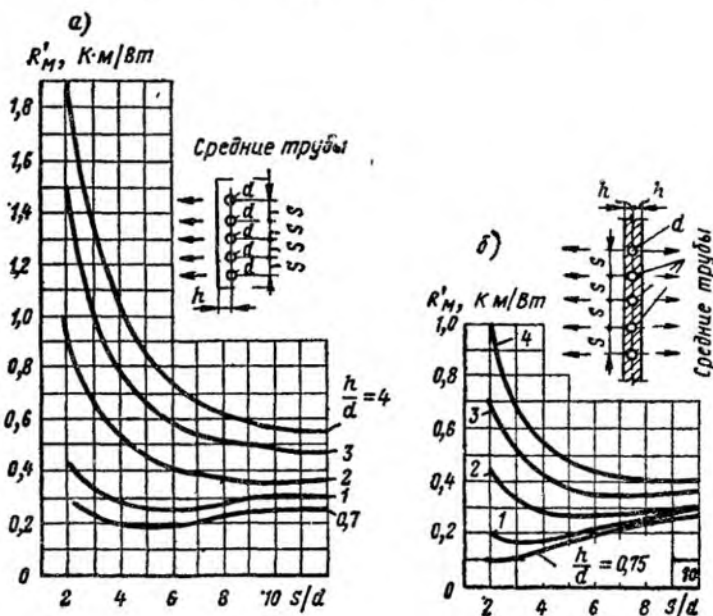


Рис III.6 Графики для определения сопротивления теплопроводности массива бетона, отнесенного к 1 м средних труб отопительной панели, при теплопроводности $\lambda_M = 1 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$

а — при односторонней, б — при двухсторонней теплоотдаче

Сопrotивление теплообмену у внешней поверхности прибора равно:

$$R_H = \frac{1}{\alpha_H}, \quad (III.12)$$

где α_H — коэффициент теплообмена у наружной поверхности отопительного прибора.

Этот коэффициент внешнего теплообмена может быть представлен при равенстве $t_H = t_B = t_R$ (см. § 12) в виде суммы коэффициентов конвективного α_K и лучистого α_L теплопереноса:

$$\alpha_H = \alpha_K + \alpha_L. \quad (III.13)$$

Теплообмен конвекцией при свободном движении воздуха обуславливается температурным напором. Коэффициент конвективного теплоперехода определяется из уравнения подобия:

$$\text{Nu}_{\text{cp}} = \beta (\text{Gr} \cdot \text{Pr})_{\text{cp}}^n. \quad (III.14)$$

В качестве определяющей температуры здесь принята средняя температура пограничного слоя $t_{cp}=0,5(\tau_{ст}+t_b)$.

Для условий свободной конвекции воздуха при $(Gr \cdot Pr)_{cp} > 2 \cdot 10^7$ показатель степени $n = \frac{1}{3}$, а постоянный множитель β получает некоторые значения в зависимости от положения поверхности отопительного прибора в пространстве и температуры (в среднем для вертикальных приборов $\beta=0,135$).

При свободном движении воздуха с $t_b=20^\circ\text{C}$ у гладкой поверхности вертикального отопительного прибора, имеющей температуру до 150°C , число $Pr \approx 0,7$ и уравнение (III.14) может быть представлено в виде:

$$Nu_{cp} = 0,12Gr_{cp}^{1/3}. \quad (\text{III.15})$$

При температуре воды $t_{вх}=95^\circ\text{C}$ и $t_{вых}=70^\circ\text{C}$ для чугунных радиаторов по уравнению (III.15) можно получить

$$\alpha_k = 1,66(\tau_{ст} - t_b)^{1/3} = 6,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) [5,7 \text{ ккал}/(\text{ч} \cdot \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})].$$

У бетонных отопительных панелей неравномерность температурного поля, зависящая от шага греющих труб в массиве панели, влияет на интенсивность конвективного теплообмена на поверхности панели. В частности, для вертикальной греющей панели, по данным исследований, проведенных в ЛИСИ¹, процесс внешнего конвективного теплообмена может характеризоваться тем же уравнением (III.15) с введением поправочного коэффициента:

$$Nu_{cp} = 0,12kGr_{cp}^{1/3}, \quad (\text{III.15a})$$

где $k=f(\vartheta)$ — поправочный коэффициент, учитывающий степень неравномерности температурного поля ϑ на поверхности панели; причем $\vartheta = \frac{\Delta\tau_m}{\tau_{cp}}$;

$\Delta\tau_m$ — максимальная разность температуры на поверхности панели;

τ_{cp} — средняя температура поверхности панели.

Влияние неравномерности температурного поля ϑ вертикальной греющей панели на интенсивность теплообмена конвекцией характеризуется следующими данными:

ϑ	0,04	0,09	0,2	0,4	0,8
k	0,9	0,85	0,79	0,69	0,61

При вынужденном движении воздуха передача тепла конвекцией зависит от скорости его движения. Коэффициент теплообмена конвекцией у плоской стенки отопительного прибора при $Re > 10^5$ может быть найден из уравнения подобия:

$$Nu = 0,032Re^{0,8}, \quad (\text{III.16})$$

а для прямых гладких труб — из преобразованного уравнения (III.9):

$$Nu = 0,018Re^{0,8}. \quad (\text{III.17})$$

¹ Сборник грудов № 66 Ленинградского инженерно-строительного института, Л., 1971.

За определяющую температуру здесь принята начальная температура воздуха $t_{в}$, а за определяющий размер — длина стенки отопительного прибора по направлению потока воздуха или эквивалентный диаметр трубы.

Теплоперенос излучением зависит от материала и формы приборов, размеров, температуры и взаимного расположения отопительных приборов и поверхности ограждений помещения. По формуле (II.6) можно вычислить значение $\alpha_{л}$ для таких металлических приборов с гладкой поверхностью, как чугунные радиаторы:

$$\alpha_{л} = b_{1-R} C_{пр} \varphi_{1-R} = 1,3 \cdot 5,1 \cdot 0,5 = 3,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) [2,9 \text{ ккал}/(\text{ч} \cdot \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})].$$

Коэффициент облученности φ_{1-R} здесь принят равным 0,5, так как для двухколончатых радиаторов характерно частичное поглощение лучистого потока близко расположенными, взаимно закрывающими друг друга секциями. Температурный коэффициент b_{1-R} в данном случае составляет около 1,3.

Сопоставляя значение

$$R_{н} = \frac{1}{\alpha_{н}} = \frac{1}{6,6 + 3,3} = 1,01 \cdot 10^{-1} \text{ К} \cdot \text{м}^2/\text{Вт} [1,17 \cdot 10^{-1} \text{ } ^\circ\text{С} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{ч}/\text{ккал}]$$

с ранее полученными значениями $R_{в}$ и $R_{ст}$, можно сделать вывод, что величина коэффициента теплопередачи металлических отопительных приборов $k_{пр}$ с гладкой поверхностью определяется в основном значением коэффициента теплообмена у их внешней поверхности. Для неметаллических отопительных приборов $k_{пр}$ существенно зависит также и от теплопроводности материала их стенок.

Внешняя поверхность некоторых металлических отопительных приборов — конвекторов, ребристых труб, калориферов — имеет специальное стальное или чугунное оребрение прямоугольными или круглыми пластинами. В сложном процессе теплообмена у их наружной поверхности участвуют пластины-ребра и гладкие трубы.

Коэффициент теплообмена у внешней поверхности ребристой трубы может быть представлен уравнением

$$\alpha_{н} = (\alpha_{к} + \alpha_{л}) \left[1 - \frac{F_{р}}{F_{пр}} (1 - E) \right], \quad (\text{III.18})$$

где $F_{р}$, $F_{пр}$ — площадь внешней поверхности соответственно ребер-пластин и прибора в целом; причем в площадь прибора входит также свободная площадь поверхности трубы, несущей ребра ($F_{р} + F_{тр} = F_{пр}$);

E — коэффициент термической эффективности ребра, характеризующий распределение температуры по поверхности ребра; причем $E \leq 1$. Чем ближе средняя температура к температуре трубы, тем выше значение E (для трубы без оребрения $E = 1$).

Для отопительных приборов с сильно оребренной поверхностью доля передачи тепла излучением со всей площади внешней поверхности, попадающая в помещение, составляет всего 5—10% общего теплового потока. Поэтому в уравнении (III.18) главным является конвективный теплообмен.

Коэффициент конвективного теплообмена $\alpha_{к}$ для условий свободной

конвекции воздуха может быть найден из уравнений подобия при значении числа $Pr \approx 0,7$:

для горизонтальной трубы

$$Nu = 0,478 Gr^{0,25}, \quad (III.19)$$

для вертикальной пластины

$$Nu = 0,7 Gr^{0,25}, \quad (III.20)$$

Существенное влияние на интенсивность конвективного теплообмена у поверхности вертикального ребра отопительного прибора оказывает взаимное направление теплового и воздушного потоков. При нагревании, например, верхнего торца ребра теплообмен конвекцией по вышеупомянутым исследованиям, проведенным в ЛИСИ, протекает на 30% активнее, чем при нагревании нижнего торца, и на 25% интенсивнее, чем при нагревании боковой кромки ребра. Это явление объясняется различием значений температурного напора по высоте ребра.

Подобное же явление отмечается в теплопередаче радиаторов при различных схемах движения воды в них. Однако влияние направления распространения теплового и воздушного потоков сглаживается по мере выравнивания температурного поля на поверхности отопительных приборов, а сам процесс конвективного теплообмена интенсифицируется (например, при увеличении расхода воды в радиаторах, см. рис. III.10).

Расчеты для ребренных отопительных приборов показывают, что у чугунных прямоугольных ребристых труб сопротивление теплопроводности самих ребер толщиной 3—5 мм можно не учитывать. Допустимо также определять сопротивление $R_{в}$, отнесенное ко всей площади внешней поверхности прибора ($F_{пр} = F_{р} + F_{тр}$), по формуле (III.12) при высоте ребер, не превышающей 50—65 мм, т. е. практически для всех реальных конструкций конвекторов и ребристых труб.

Исследования процесса теплопередачи в водяных конвекторах с кожухом позволили установить, что практически коэффициент теплообмена у их внешней поверхности в условиях естественного движения воздуха может считаться близким к $\alpha_{н} = 7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [6 ккал/(ч·м²·°С):

Среднее значение коэффициента теплообмена у внешней поверхности $\alpha_{н}$ в расчетных температурных условиях действия систем водяного отопления составляет, Вт/(м²·К) или (в скобках) ккал/(ч·м²·°С):

для вертикальных бетонных отопительных панелей	11,5(10)
для радиаторов	10(8,5)
» конвекторов с кожухом	7(6)

Доля лучистого теплопереноса у конвекторов с кожухом наименьшая.

На основании изложенного следует повторить в более общем виде **вывод**, сделанный ранее, о преобладающем влиянии интенсивности теплообмена у внешней поверхности отопительных приборов на величину теплового потока от теплоносителя в помещение и об определяющем значении внешней конвекции в этом процессе для гладких и особенно для ребренных вертикальных приборов.

Коэффициент теплопередачи каждого нового отопительного прибора, помимо предварительного аналитического исследования по приведенным выше зависимостям процессов внутреннего и внешнего теплопереноса и

теплопроводности, выявляется опытным путем. Экспериментальный путь определения коэффициента теплопередачи выбирается в связи с наличием многих факторов, влияющих на величину коэффициента прямо или косвенно и затрудняющих точное его определение расчетным путем. При экспериментах в большинстве случаев не проводится разделения теплового потока на части, выражающие передачу тепла конвекцией и радиацией.

Для дальнейшего рассмотрения практического способа вычисления коэффициента теплопередачи отопительного прибора следует разделить все факторы на основные, определяющие величину $k_{пр}$, и дополнительные, влияющие в некоторой степени на его величину.

Основные факторы, определяющие величину коэффициента теплопередачи отопительного прибора, — это конструктивные особенности прибора и условия его эксплуатации.

Конструктивные особенности отопительных приборов, влияющие на внешние условия теплопередачи от теплоносителя в помещение.

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

Уменьшение коэффициента теплопередачи ребристых труб по сравнению с гладкостенными приборами объясняется падением температуры по длине ребра и взаимным экранированием поверхностей 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 отопительных приборов — 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 ниже секция, тем выше $k_{пр}$), число секций, но в общем значение коэффициента теплопередачи радиаторов всегда выше, чем ребристых труб и конвекторов.

Для конвекторов, кроме отмеченного выше, можно констатировать возрастание интенсивности теплообмена у их внешней поверхности с увеличением высоты ребер до определенного предела (около 130 мм при толщине ребер 1 мм), увеличение $k_{пр}$ при увеличении высоты кожуха, а также наличие определенных расстояния между ребрами (около 6 мм при ребрах 50×100 мм) и толщины ребер для получения наивысшего значения $k_{пр}$.

Коэффициент теплопередачи бетонных отопительных панелей зависит от диаметра и глубины заложения греющих труб в массив бетона, расстояния между смежными трубами, положения (горизонтального или вертикального) панелей и высоты вертикальных и размеров горизонтальных панелей. Увеличению $k_{пр}$ способствуют уменьшение глубины заделки и расстояния между трубами, уменьшение высоты панелей, а также увеличение диаметра труб.

Области значений коэффициента теплопередачи для основных видов отопительных приборов представлены на рис. III.7.

Эксплуатационные условия. В эксплуатационных условиях коэффициент теплопередачи теплообменных аппаратов изменяется под влияни-

ем таких переменных факторов, как температурный напор Δt , скорость теплоносителя ω и скорость нагреваемой среды v :

$$k = f(\Delta t, \omega, v). \quad (\text{III.21})$$

Температурный напор изменяется в зависимости от уровня температуры двух сред, т. е. применительно к отопительным приборам — от температуры теплоносителя $t_{\text{т}}$ и температуры воздуха помещения $t_{\text{в}}$:

$$\Delta t = t_{\text{т}} - t_{\text{в}}. \quad (\text{III.22})$$

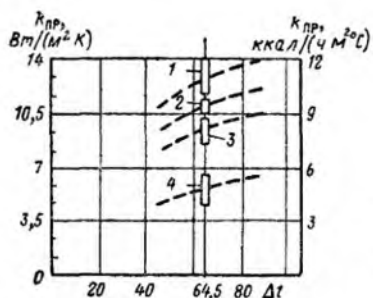


Рис III 7. Области значений коэф-
фициента теплопередачи приборов
1 — гладкотрубных, 2 — панельных, 3 — сек-
ционных радиаторов, 4 — ребристых

При этом наибольшему температурному напору соответствует наи-
высшее значение коэффициента теплопередачи.

Температуру наиболее распространенного теплоносителя — воды при-
нято вычислять при экспериментах как среднеарифметическую между
температурой воды, входящей и выходящей из прибора, хотя в действи-
тельности средняя температура воды в приборе ниже среднеарифметиче-
ской. Поэтому температурный напор, вычисляемый при среднеарифмети-
ческом значении температуры воды, является относительной расчетной
величиной, принимаемой при испытаниях, а затем и при определении
необходимой площади нагревательной поверхности конкретного прибора.

Физическая неточность этой величины особенно проявляется тогда,
когда фактическое количество воды, протекающей через прибор, отли-
чается от предполагаемого (например, при трубчатых приборах). Точно
известна в таких случаях лишь температура воды, входящей в прибор.

Температура другого теплоносителя — пара определяется в зависи-
мости от давления пара в приборе как температура насыщенного пара,
этой же температуре равна и температура конденсата в приборе.

Скорость движения воды в приборе ω зависит от площади его внут-
реннего сечения и количества воды $G_{\text{пр}}$, протекающей в единицу времени
через прибор, т. е. от расхода. Расход воды $G_{\text{пр}}$ влияет на равномерность
температурного поля на наружной поверхности прибора. Действительно,
с увеличением расхода уменьшается степень охлаждения воды в при-
боре и различие в температуре его отдельных частей (особенно такого
прибора, как радиатор емкостью около 5 л/м² энп), средняя темпера-
тура поверхности прибора повышается, вследствие чего увеличивается
коэффициент теплопередачи.

Повышенная скорость движения воздуха v у внешней поверхности
(несколько метров в секунду) характерна для калориферов, обычно на-
ходящихся в вынужденном потоке воздуха, и их коэффициент теплопе-
редачи в значительной степени зависит от v . Для других отопительных
приборов, даже для конвекторов, некоторое изменение подвижности ок-

ружающего воздуха (на десятые доли метра в секунду) является не определяющим, а дополнительным фактором, влияющим на коэффициент теплопередачи.

Можно установить, что в процессе эксплуатации значение коэффициента теплопередачи водяного отопительного прибора (за исключением калорифера) обуславливается прежде всего величиной среднего температурного напора (см. пунктирные линии на рис. III.7) и, кроме того, количеством протекающей через него воды:

$$k_{\text{пр.в}} = f(\Delta t_{\text{ср}}, G_{\text{пр}}). \quad (\text{III.23})$$

Коэффициент теплопередачи парового отопительного прибора зависит только от температурного напора, который постоянен при определенном давлении пара:

$$k_{\text{пр.п}} = f(\Delta t). \quad (\text{III.24})$$

Следует еще раз подчеркнуть, что для водяного прибора, особенно емкого, определение коэффициента теплопередачи в зависимости от расхода воды является условным. Расход отражается лишь (кроме влияния на $\alpha_{\text{в}}$) на температуре воды, выходящей из приборов. В данном случае с расходом воды связывается равномерность внешнего температурного поля приборов.

Результаты экспериментов по определению коэффициента теплопередачи для каждого нового отопительного прибора приводятся к указанным выше зависимостям и могут быть выражены следующими эмпирическими формулами:

$$k_{\text{пр}} = a + b \cdot \Delta t \quad (\text{III.25})$$

или

$$k_{\text{пр}} = m \cdot \Delta t^n. \quad (\text{III.26})$$

где a , b , m — экспериментальные численные коэффициенты;
 n — показатель степени, устанавливаемый при испытаниях новой конструкции отопительного прибора (получается в пределах от 0,14 до 0,45).

Первая из приведенных формул несколько проще для вычислений, однако вторая дает совпадение с экспериментальными данными в большем диапазоне температурного напора, более наглядна и удобна для расчетов на ЭВМ и построения графиков центрального качественного регулирования систем отопления.

При теплоносителе воде зависимость (III.23) с учетом формулы (III.26) приобретает следующий вид:

$$k_{\text{пр.в}} = m \cdot \Delta t_{\text{ср}}^n \bar{G}^p, \quad (\text{III.27})$$

где \bar{G} — относительный расход воды в отопительном приборе (отношение действительного расхода воды к испытательному, принятому при экспериментальных исследованиях);

p — показатель степени по экспериментальным данным.

При теплоносителе паре используется формула (III.26).

Кроме рассмотренных двух основных факторов, на коэффициент теплопередачи отопительных приборов влияют другие факторы, названные выше дополнительными.

Среди многочисленных дополнительных факторов можно выделить следующие:

а) место установки отопительного прибора в помещении и конструкция ограждения прибора.

При установке прибора у внутреннего ограждения коэффициент теплопередачи повышается за счет усиления циркуляции воздуха в помещении. Точно также $k_{пр}$ увеличивается при свободной установке по сравнению с установкой приборов в нишах стен. Декоративное ограждение прибора, выполненное без учета теплотехнических требований, может значительно понизить величину $k_{пр}$;

б) способ присоединения отопительного прибора к трубам системы водяного отопления.

Характер циркуляции воды в приборе, связанный с местом ее подвода и отвода (зверху или внизу прибора), отражается на равномерности температурного поля на внешней поверхности прибора, а следовательно, и на величине коэффициента теплопередачи;

в) окраска отопительного прибора.

Состав и цвет краски могут несколько изменять коэффициент теплопередачи. Краски, обладающие повышенной излучательной способностью, увеличивают теплоотдачу прибора, и наоборот. Например, окраска цинковыми белилами повышает теплопередачу чугунного радиатора на 2,2%, нанесение алюминиевой краски, растворенной в нитролаке, уменьшает ее на 8,5%. Терракотовая краска, растворенная в бензине (матовая поверхность), увеличивает теплопередачу радиатора на 0,9%, эта же краска, разведенная на натуральной олифе (блестящая поверхность), уменьшает ее на 1,7%.

Влияние окраски связано также с конструкцией прибора. Нанесение алюминиевой краски на поверхность отопительной панели — 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.

§ 24. ЭКВИВАЛЕНТНАЯ НАГРЕВАТЕЛЬНАЯ ПОВЕРХНОСТЬ ПРИБОРА

При разработке новой конструкции отопительного прибора и при изготовлении прибора на заводе всегда проявлялось стремление, с одной стороны, всемерно повысить коэффициент теплопередачи, с другой — увеличить площадь внешней поверхности каждого элемента как измерителя, определяющего объем выпускаемой продукции (даже в ущерб величине коэффициента теплопередачи).

С целью получения единого теплотехнического и производственного показателя в нашей стране в 1957 г. было введено измерение теплоотдающей поверхности всех отопительных приборов в условных единицах площади. За условную единицу площади был принят квадратный метр эквивалентной нагревательной поверхности (m^2 энп) или, короче, эквивалентный квадратный метр (экм). Такое измерение площади нагревательной поверхности стимулирует выпуск совершенных в теплотехническом отношении приборов.

Эквивалентным квадратным метром называется такая площадь теплоотдающей поверхности стандартно установленного отопительного прибора, через которую при средней температуре теплоносителя в приборе $82,5^{\circ}\text{C}$ в воздух с температурой 18°C передается тепловой поток, равный 506 Вт (435 ккал/ч). За стандартную принимается открытая установка прибора у наружной стены с односторонним присоединением к трубам.

При расчетной разности температуры воды $95-70^{\circ}\text{C}$ и температурном напоре, равном $\frac{95+70}{2} - 18 = 82,5 - 18 = 64,5^{\circ}\text{C}$, для передачи в помещение 506 Вт или $506 \cdot 3,6\text{ кДж/ч}$ (435 ккал/ч) необходимо в расчете на 1 м^2 эпп пропустить через отопительный прибор воды в количестве [по формуле (III.2)]:

$$\left. \begin{aligned} G &= \frac{506 \cdot 3,6}{4,187(95-70)} = 17,4\text{ кг/(ч} \cdot \text{м}^2\text{ эпп)}; \\ \left[G &= \frac{435}{1(95-70)} = 17,4\text{ кг/(ч} \cdot \text{м}^2\text{ эпп)} \right]. \end{aligned} \right\} \quad (\text{III.28})$$

Это, в частности, испытательный расход воды для 1 м^2 эпп секционного радиатора, на который делалась ссылка в пояснении к формуле (III.27).

Выпускавшийся в 1957 г. секционный радиатор типа Н-136 (его строительная глубина 136 мм , монтажная высота 500 мм) был принят за эталон. Через один квадратный метр внешней физической поверхности эталонного радиатора Н-136 (площадь поверхности четырех секций) при испытании в стандартных условиях (испытывался радиатор, состоящий из восьми секций) передавался в помещение тепловой поток, равный как раз 506 Вт (435 ккал/ч). Следовательно, восемь секций радиатора Н-136 имеют площадь теплоотдающей поверхности, равную 2 м^2 или 2 м^2 эпп (экм).

Исчисление площади внешней поверхности любого отопительного прибора в условных единицах и определение для одного и того же элемента прибора (секции, ребристой трубы, конвектора, панели) отношения площади эквивалентной нагревательной поверхности f_a к площади его физической внешней поверхности f_{ϕ} (см. § 22) есть сравнение конкретного прибора с эталонным.

Для каждого отопительного прибора площадь внешней поверхности в м^2 эпп (экм) является таким же характерным показателем, как и площадь поверхности в м^2 . Любой отопительный прибор будет совершеннее в теплотехническом отношении эталонного радиатора, если его эквивалентная площадь F_a в экм будет больше площади внешней физической поверхности F_{ϕ} в м^2 . Например, если прибор имеет $F_a = 6\text{ экм}$ и $F_{\phi} = 5\text{ м}^2$, то его $1\text{ экм} = \frac{5}{6}\text{ м}^2$ и тепловой поток в 506 Вт (435 ккал/ч) пере-

дается прибором в стандартных условиях с $\frac{5}{6}\text{ м}^2$ его внешней поверхности или его $1\text{ м}^2 = \frac{6}{5}\text{ экм}$ и теплопередача с 1 м^2 поверхности составляет $506 \frac{6}{5} = 607\text{ Вт/м}^2$ [$522\text{ ккал/(ч} \cdot \text{м}^2)$].

Сопоставление площади поверхности одного элемента отопительного прибора в м^2 эпп (экм) с площадью его поверхности в м^2 дает возможность судить о совершенстве прибора в теплотехническом отношении (см. § 21).

Сказанное можно также пояснить схемами, изображенными на рис. III.8. На рисунке представлены два отопительных прибора равных размеров, состоящие из трех элементов с физической поверхностью по 1 м^2 . Прибор на рис. III.8, а имеет эквивалентную площадь нагревательной поверхности в экм $F_0 > 3$, что свидетельствует о высоком коэффициенте теплопередачи. Поэтому часть длины этого прибора, соответствующая площади поверхности в 1 экм (на чертеже заштрихована), меньше длины одного элемента — $l_1 < l$. Прибор на рис. III.8, б имеет площадь эквивалентной нагревательной поверхности в экм $F_0 < 3$ и, следовательно, обладает низким коэффициентом теплопередачи. Поэтому часть его длины, соответствующая 1 экм, больше длины одного элемента, т. е. $l_2 > l$.

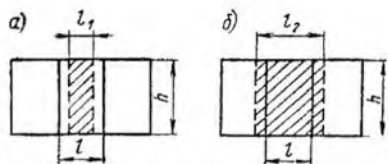


Рис. III.8 Схематическое изображение площади эквивалентной нагревательной поверхности в 1 экм (заштрихована) двух отопительных приборов в сравнении с их физической площадью поверхности в 1 м^2 , соответствующей длине l

а и б — соответственно для приборов с высоким и низким коэффициентом теплопередачи

Следует сделать вывод: чем совершеннее в теплотехническом отношении отопительный прибор, тем меньше площадь его физической поверхности, передающая тепловой поток, равный 506 Вт (435 ккал/ч). Можно, например, измерить выпущенные заводом 1000 м^2 стальных панелей примерно 1400 экм и 1000 м^2 ребристых труб — только 690 экм.

Измерение поверхности отопительных приборов в м^2 энп не изменяет формы уравнений (III.25) — (III.27); изменяются лишь численные коэффициенты a , b и m (при сохранении значений n и p).

Уравнение (III.27) для водяных отопительных приборов примет вид:

$$k_{э,в} = m' \cdot \Delta t_{ср}^n \bar{G}^p. \quad (\text{III.29})$$

Для паровых отопительных приборов уравнение (III.26) принимает вид:

$$k_{э,п} = m' \cdot \Delta t^n. \quad (\text{III.30})$$

где $k_э$ — коэффициент теплопередачи, отнесенный к 1 м^2 эквивалентной нагревательной поверхности прибора;

m' — экспериментальный численный коэффициент.

На основании уравнений (III.29) и (III.30) можно написать формулы для определения плотности теплового потока, передаваемого через 1 м^2 эквивалентной нагревательной поверхности (через 1 экм) любого отопительного прибора.

При теплоносителе воде

$$q_{э,в} = k_{э,в} \cdot \Delta t_{ср} = (m' \Delta t_{ср}^n \bar{G}^p) \Delta t_{ср} = m' \cdot \Delta t_{ср}^{1+n} \bar{G}^p; \quad (\text{III.31})$$

при теплоносителе паре

$$q_{э,п} = m' \cdot \Delta t^{1+n}, \quad (\text{III.32})$$

где $q_э$ — поверхностная плотность теплового потока, Вт/м^2 энп [$\text{ккал}/(\text{ч} \cdot \text{м}^2 \text{ энп})$].

В этих формулах и в приведенных выше уравнениях температурный напор вычисляется по выражению (III.22) как $\Delta t = t_r - t_b$ в зависимости от средней температуры теплоносителя в отопительных приборах.

В системах водяного отопления, как уже указывалось, за температуру теплоносителя t_T принимается

$$t_T = t_{cp} = \frac{t_{вх} + t_{вых}}{2}, \quad (III.33)$$

т. е. полусумма температуры воды, входящей $t_{вх}$ и выходящей $t_{вых}$ из прибора.

Применительно к однотрубным системам водяного отопления с последовательно соединенными отопительными приборами выражение (III.33), если тепловая мощность прибора $Q_{пр}$, Вт, принимает вид:

$$t_T = t_{cp} = t_{вх} - \frac{\Delta t_{пр}}{2} = t_{вх} - \frac{3,6 Q_{пр}}{2cG_{пр}}, \quad (III.34)$$

$$\text{обозначая } t_{вх} - t_{вых} = \Delta t_{пр} = \frac{3,6 Q_{пр}}{cG_{пр}}.$$

Уравнение (III.34) более удобно для пользования, так как при расчете площади нагревательной поверхности приборов в однотрубных стояках известна температура воды, входящей в прибор, а температура выходящей воды зависит от расхода $G_{пр}$, не всегда заранее известного.

В двухтрубных системах водяного отопления с параллельно соединенными отопительными приборами температура воды, входящей и выходящей из прибора, в большинстве случаев принимается без учета ее понижения вследствие охлаждения в магистралях. Тогда за температуру воды, входящей в каждый прибор, может быть принята общая температура горячей воды в системе t_T ; за температуру воды, выходящей из каждого прибора, — общая температура охлажденной воды в системе t_0 , и выражение (III.33) переписывается в виде:

$$t_T = t_{cp} = \frac{t_{вх} + t_{вых}}{2} = \frac{t_T + t_0}{2}, \quad (III.35)$$

где t_T — расчетная (соответствующая температуре наружного воздуха, расчетной для отопления в данной местности) температура горячей воды, поступающей в систему отопления;

t_0 — расчетная температура охлажденной (обратной, как ее часто называют) воды, уходящей из системы.

В системах парового отопления, как уже отмечалось, за температуру теплоносителя принимается

$$t_T = t_{нас}. \quad (III.36)$$

где $t_{нас}$ — температура насыщенного пара, поступающего в отопительный прибор. Эта температура, как известно, зависит от давления пара и не изменяется при его конденсации.

Выражение для определения относительного расхода воды в отопительном приборе \bar{G} в формулах (III.29) и (III.31) имеет вид:

для колончатых радиаторов и колончатых стальных панелей при испытательном расходе воды $G_{исп} = 17,4 \text{ кг/(ч} \cdot \text{м}^2 \text{ эпп)}$ по (III.28)

$$\bar{G} = \frac{G_{пр}}{17,4 F_p}; \quad (III.37)$$

для остальных отопительных приборов

$$\bar{G} = \frac{G_{\text{пр}}}{G_{\text{исп}}}, \quad (\text{III.37a})$$

где F_p — расчетная площадь нагревательной поверхности радиатора или колончатой панели, м^2 энт.

Для определения относительного расхода воды в колончатых радиаторах и панелях необходимо знать площадь нагревательной поверхности (чтобы найти действительный расход воды, приходящийся на 1 м^2 энт), которая в вычислениях является искомой величиной. Поэтому выражение (III.37) должно быть видоизменено, что будет сделано несколько ниже.

Каждая формула для определения плотности теплового потока, передаваемого через 1 м^2 энт конкретного отопительного прибора при теплоносителе воде, отражает влияние на тепловой поток, поступающий в помещение, следующих факторов:

- температурного напора $\Delta t_{\text{ср}}$ (как и при теплоносителе паре);
- расхода воды $G_{\text{пр}}$;
- дополнительной потери тепла через наружное ограждение в связи с размещением около него прибора (в формулу вводится значение $k_{\text{пр}}$, уменьшенное на 5% против действительного);
- схемы движения воды в приборе, обусловленной способом его присоединения к трубам, т. е. местами подачи и отвода воды (в формуле изменяются числовые значения коэффициента m' , показателей степени n и p).

На рис. III.9 представлены четыре схемы движения воды в колончатых радиаторах и панелях, которые кратко называются: 1 — сверху — вниз (односторонняя и разносторонняя); 2 — снизу — вниз; 3 — снизу — вверх (односторонняя); 4 — снизу вверх (разносторонняя).

Для примера в табл. III.4 приведена часть формул, по которым определяется плотность теплового потока через 1 м^2 энт колончатых радиаторов и панелей при теплоносителе воде.

В формуле (III.38) даются коэффициент $m' = 2,08$ (1,79) и показатели степени: при температурном напоре $1+n=1,32$ и при относительном расходе $p=0,03$. Формула (III.38a) повторяет формулу (III.38) в

Таблица III.4

Формулы для определения поверхностной плотности теплового потока колончатых радиаторов и панелей при схеме движения воды сверху — вниз (односторонней и разносторонней)

Относительный расход воды \bar{G}	Плотность теплового потока q_p	
	Вт/м ² энт	ккал/(ч·м ² энт)
1—7	$2,08 \Delta t_{\text{ср}}^{1,32} \bar{G}^{0,03}$ <p style="text-align: center;">или</p> $1,93 \left[(t_{\text{вх}} - t_{\text{в}}) - \frac{\Delta t_{\text{пр}}}{2} \right]^{1,36}$ $\Delta t_{\text{пр}}^{0,031}$	$1,79 \Delta t_{\text{ср}}^{1,32} \bar{G}^{0,03} \quad (\text{III.38})$ <p style="text-align: center;">или</p> $1,66 \left[(t_{\text{вх}} - t_{\text{в}}) - \frac{\Delta t_{\text{пр}}}{2} \right]^{1,36}$ $\Delta t_{\text{пр}}^{0,031} \quad (\text{III.38a})$
>7	$2,2 \Delta t_{\text{ср}}^{1,32}$	$1,89 \Delta t_{\text{ср}}^{1,32} \quad (\text{III.39})$

другом виде, приведенном к температуре воды $t_{вх}$, входящей в прибор, и к перепаду температуры воды $\Delta t_{пр}$ в приборе. В таком виде формулой (III.38) удобно пользоваться при расчете отопительных приборов одно-трубных систем водяного отопления.

Теплотехнические испытания чугунных радиаторов при относительном расходе воды $\bar{G} > 7$ не выявили дальнейшей зависимости коэффициента теплопередачи и плотности теплового потока от количества воды, протекающей через них. Поэтому при $\bar{G} > 7$ формула (III.38) за-

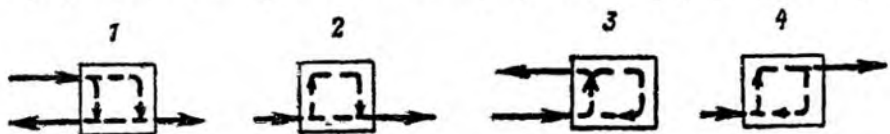


Рис. III 9. Схемы подачи и отвода воды из колончатых радиаторов

1 — сверху — вниз (односторонняя и разносторонняя); 2 — снизу — вверх; 3 — снизу — вверх (односторонняя); 4 — снизу — вверх (разносторонняя)

меняется формулой (III.39), в которой влияние расхода воды учитывается увеличением постоянного множителя m' до 2,2 (1,89).

Формулы, приведенные в табл. III.4, действительны в пределах изменения температурного напора от 30 до 140°.

Подобную же структуру имеют формулы для определения плотности теплового потока колончатых радиаторов и панелей при других схемах движения воды, а также остальных отопительных приборов.

Рассмотрим влияние схемы движения и расхода воды на плотность теплового потока отопительных приборов на примере колончатых радиаторов и панелей. Перепишем уравнение (III.31) в виде:

$$q_{э-в} = q_1 a. \tag{III.40}$$

где $q_1 = m' \Delta t_{ср}^{1+n}$ — плотность теплового потока отопительного прибора при относительном расходе воды $\bar{G} = 1$;

$a = \bar{G}^p$ — поправочный коэффициент, зависящий от расхода воды в приборе.

Влияние схемы движения воды, обусловленной схемой присоединения колончатых радиаторов и панелей к трубам, установим при действительном расходе воды, равном 17,4 кг/(ч·м² эпп), когда поправочный коэффициент a по выражению (III.37) равен единице. Вычислим и запишем в табл. III.5 плотность теплового потока q_1 при $\Delta t_{ср} = 0,5$ (95+70) — 18 = 64,5°.

Таблица III.5

Поверхностная плотность теплового потока q_1 колончатого радиатора или колончатой панели при $\bar{G} = 1$ и $\Delta t_{ср} = 64,5^\circ$

Схемы движения воды (см. рис. III.9)	Плотность теплового потока q_1		
	Вт/м ² эпп	ккал/(ч·м ² эпп)	%
Сверху—вниз	506	435	100
Снизу — вниз	455	391	90
Снизу—вверх (односторонняя)	395	339	78

Сопоставление полученных значений плотности теплового потока позволяет оценить тепловую эффективность различных схем подачи и отвода воды при ее относительном расходе, равном единице, для стандартно установленных колончатых радиаторов и панелей: наиболее эффективна схема движения воды сверху — вниз, теплопередача при схеме снизу — вниз сокращается на 10%, а при схеме снизу — вверх — на 22% по сравнению со схемой сверху — вниз.

Подобная же закономерность отмечается и для отопительных приборов с трубчатыми греющими элементами, однако она проявляется

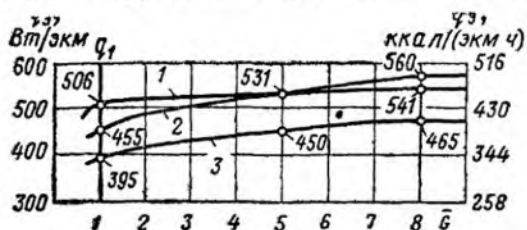


Рис III.10 Зависимость поверхностной плотности теплового потока колончатых радиаторов и панелей q_0 при $\Delta t_{cp} = 64,5^\circ$ от относительного расхода воды \bar{G} для схем движения воды

1 — сверху — вниз, 2 — снизу — вниз;
3 — снизу — вверх (односторонней)

менее заметно. Так, например, исследованиями в МИСИ установлено, что теплопередача двухрядного гладкотрубного прибора, состоящего из труб $d = 76 \times 3$ мм, последовательно соединенных по воде, уменьшается при переходе от схемы движения воды сверху — вниз к схеме снизу — вверх на 9%. При этом увеличивается степень неравномерности теплопередачи каждой из труб.

Выявленная зависимость теплопередачи отопительных приборов от схемы движения воды показывает, что для передачи в помещение равного теплового потока площадь нагревательной поверхности приборов в рассмотренных условиях должна отличаться: площадь получится наименьшей при движении воды в приборе сверху — вниз и наибольшей при подаче воды снизу с односторонним отводом ее вверх.

Уменьшение плотности теплового потока при подаче воды в прибор снизу объясняется усилением неравномерности температурного поля его внешней поверхности, связанной с понижением температуры во вторичных контурах циркуляции воды внутри прибора (см. пунктирные линии на рис. III.9). При односторонней подаче снизу и отводе воды сверху создается наиболее неровное поверхностное температурное поле («отстает», как говорят, часть площади прибора, удаленная от места ввода горячей воды) и в результате значительно сокращается общий тепловой поток от теплоносителя через внешнюю поверхность прибора в помещение.

Влияние расхода воды на плотность теплового потока колончатых радиаторов и панелей проследим по графикам на рис. III.10, относящимся к первым трем рассмотренным выше схемам движения воды.

При увеличении относительного расхода воды от 1 до 7 плотность теплового потока q_0 возрастает, но в различном темпе в зависимости от схемы движения воды в приборе.

При схеме сверху — вниз плотность теплового потока, постепенно возрастая, достигает значения $q_0 = 1,07 q_1$, т. е. при увеличении расхода воды более чем в 7 раз возрастает всего на 7%.

При схеме снизу — вниз можно отметить наиболее значительное возрастание q_0 до величины $1,23 q_1$, превышающей предельное значе-

ние плотности теплового потока в схеме сверху — вниз. Это свидетельствует об экономической целесообразности применения колончатых радиаторов и панелей в горизонтальных однотрубных системах водяного отопления со значительным относительным расходом воды ($\bar{G} > 5$).

При схеме снизу — вверх также наблюдается заметное возрастание плотности теплового потока — в пределе до $q_3 = 1,18 q_1$, т. е. до величины, на 18% превышающей первоначальное значение при $\bar{G} = 1$. Однако и это предельное значение q_3 для схемы снизу — вверх существенно ниже, чем при других схемах, что свидетельствует об экономической нецелесообразности использования колончатых радиаторов и панелей в вертикально однотрубных системах с «опрокинутым» и иногда с «П-образным» движением воды в стояках. Действительно, расчеты показывают, что площадь нагревательной поверхности радиаторов в однотрубных проточных стояках систем отопления зданий повышенной этажности (12—16 этажей) при схеме снизу — вверх увеличивается не менее чем на 12% по сравнению со схемой сверху — вниз. Введение в однотрубные стояки со схемой снизу — вверх замыкающих участков с постоянным протоком воды сокращает относительный расход воды в радиаторах и приводит к еще большему увеличению площади их нагревательной поверхности.

Численные множители к величине q_1 , приведенные выше, выражают максимальное значение поправочного коэффициента a для колончатых радиаторов и панелей в формуле (III.40):

для схемы сверху — вниз	$a_m = 1,07$
» » снизу — вниз	$a_m = 1,23$
» односторонней схемы снизу — вверх	$a_m = 1,18$

При относительном расходе воды в радиаторе или панели $\bar{G} < 1$ поправочный коэффициент a также меньше единицы, т. е. в общем виде $1 > a > 1$.

Для других отопительных приборов плотность теплового потока также зависит от расхода воды в них: для водоемких приборов, подобных радиатору, эта зависимость проявляется в большей степени, для трубчатых приборов — в меньшей.

§ 25. ВЫБОР И РАЗМЕЩЕНИЕ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ В ПОМЕЩЕНИИ

При выборе отопительного прибора учитывают назначение помещения и его архитектурно-планировочное решение, длительность пребывания людей в помещении и особенности теплового режима (см. § 20), тип системы отопления, санитарно-гигиенические требования и технико-экономические показатели прибора.

В отдельных случаях отопительный прибор выбирается на основании специального технико-экономического сопоставления нескольких видов; иногда выбор обусловлен наличием прибора определенного типа.

При выборе вида отопительного прибора руководствуются следующими общими соображениями: при повышенных санитарно-гигиенических требованиях, предъявляемых к помещению, приборы должны иметь гладкую поверхность. Как уже известно, это — панели, радиаторы и гладкотрубные приборы. Бетонные панели в этом случае, особенно

совмещенные со строительными конструкциями, наилучшим образом способствуют содержанию помещения в чистоте. Стальные панели и гладкотрубные приборы могут быть рекомендованы при менее строгом отношении к гигиене и внешнему виду помещения. Радиаторы допускаются лишь с секциями простой формы (например, одноколончатыми).

При нормальных санитарно-гигиенических требованиях, предъявляемых к помещению, можно использовать приборы с гладкой и ребристой поверхностью. В гражданских зданиях чаще применяются радиаторы, конвекторы и панели, в промышленных — ребристые трубы,

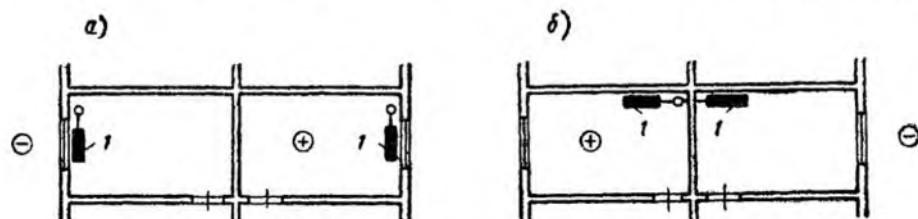


Рис III.11. Размещение отопительного прибора I в помещении (план)

a — под окном; *б* — у внутренней стены

как более компактные приборы, хотя в общем при выборе вида прибора необходимо учитывать все факторы, перечисленные выше.

Благоприятным с точки зрения создания теплового комфорта для людей является обогревание помещения через пол. Теплый пол, равномерно нагретый до температуры, допустимой по санитарно-гигиеническим требованиям (например, в жилой комнате до 24°C), обеспечивает ровную температуру и слабую циркуляцию воздуха, устраняет перегревание верхней зоны в помещении. Сравнительно высокая стоимость и трудоемкость устройства теплого пола для отопления помещения в большинстве случаев определяют замену его вертикальными отопительными приборами, как более компактными и дешевыми.

Вертикальный отопительный прибор можно устанавливать в помещении как у наружной, так и внутренней стены (рис. III.11). При размещении прибора у внутренней стены помещения (рис. III.11, б) не только значительно сокращается протяженность труб, подающих и отводящих теплоноситель от прибора, но и повышается теплопередача последнего в помещение (примерно на 7% в равных температурных условиях) из-за интенсификации теплообмена и устранения дополнительной теплопотери через наружную стену. При всей экономической рациональности такой установки отопительного прибора она допустима лишь в южных районах с короткой и теплой зимой.

В северных районах целесообразно устанавливать отопительный прибор вдоль наружной стены помещения и особенно под окном (рис. III.11, а). При таком размещении прибора увеличивается температура внутренней поверхности в нижней части наружной стены и окна, что повышает тепловой комфорт помещения, уменьшая радиационное охлаждение людей. Кроме того, расположение отопительного прибора под окном препятствует образованию ниспадающего потока холодного воздуха, если нет подоконника, перекрывающего прибор (см. рис. III.12, а), и движению воздуха с пониженной температурой у пола помещения (см. рис. III.12, в).

Вертикальный отопительный прибор целесообразно размещать возможно ближе к полу помещения (минимальное расстояние от пола 60 мм). При значительном подъеме прибора над полом в помещении создается зона переохлаждения воздуха и поверхности пола, так как циркуляционные потоки нагреваемого воздуха, замыкаясь на уровне установки прибора, не захватывают и не прогревают в этом случае нижнюю часть помещения.

Чем ниже и длиннее сам по себе отопительный прибор, тем ровнее температура помещения и лучше прогревается его рабочая зона. Примером такого отопительного прибора, улучшающего тепловой режим

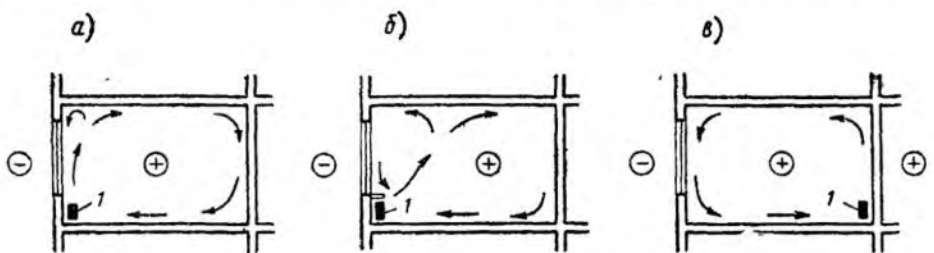


Рис. III.12. Схемы циркуляции воздуха в помещении (разрез) при размещении отопительного прибора 1

а — под окном без подоконника; б — под окном с подоконником; в — у внутренней стены

рабочей зоны помещения, может служить плинтусный конвектор без кожуха, который из-за малой теплопередачи на 1 м длины (см. табл. III.2) устанавливается по всей длине наружной стены.

Высокий и короткий отопительный прибор создает активный восходящий поток-фонтан теплого воздуха над собой. Не говоря уже о бесполезном перегревании верхней зоны помещения, в этом случае охлажденный воздух опускается по обеим сторонам такого прибора в рабочую зону, вызывая неприятное ощущение «дутья» у сидящих людей.

Натурные исследования, проведенные в январе 1970 г. в общественном здании с двойным ленточным остеклением окон в металлических переплетах, под которыми в два ряда установлены конвекторы типа 20 КП, показали, что при $t_n = -10^\circ\text{C}$ и $t_b = 22^\circ\text{C}$ температура внутренней поверхности стекла над конвекторами равнялась $19,9^\circ$, посередине высоты окна $16,5^\circ$ и наверху окна $15,9^\circ\text{C}$ (температура поверхности конвекторов 54°C). Прибор обеспечивает тепловой комфорт в рабочей зоне помещения.

В другом общественном здании с тройным ленточным остеклением окон в деревянных переплетах, под которыми в отдельных местах расположены конвекторы типа «Комфорт», в тот же период было зафиксировано, что при $t_n = -8^\circ\text{C}$ и $t_b = 14^\circ\text{C}$ температура внутренней поверхности стеновой панели над конвектором равнялась 28° , стекла над конвектором $12-13^\circ$ и стекла без конвектора под ним $8-9^\circ\text{C}$ (температура поверхности конвектора 55°C)

В первом здании поток теплого воздуха поднимался от конвектора, над которым нет подоконника, вертикально вдоль стекла (рис. III.12, а). Во втором — подоконник над конвектором отклонял поток теплого воздуха в глубь помещения и возникла циркуляция воздуха, изображенная на рис. III.12, б. Хотя температура внутренней по-

верхности стекла в этом случае и возрастала, в помещении наблюдался неприятный воздушный поток, направленный под некоторым углом вверх через рабочую зону.

Еще более неприятный для людей поток воздуха, аналогичный показанному на рис. III.12, в, создавался во второй половине помещения, где под окном нет прибора, и температура поверхности стекла поэтому была сравнительно низкой.

Способность вертикального отопительного прибора вызывать активный восходящий поток теплого воздуха используется для отопления высокого помещения с тем, чтобы не устанавливать второй ярус приборов. Обычно в помещении высотой более 6 м, особенно если имеются вторые световые проемы в верхней его части, рекомендуется часть отопительных приборов (от $\frac{1}{4}$ до $\frac{1}{3}$ общей площади нагревательной поверхности) размещать в верхней зоне или под фонарями верхнего света. При использовании в качестве отопительных приборов отдельных радиаторов такая рекомендация, несомненно, должна учитываться. Но при цепочечном размещении радиаторов и конвекторов (особенно типа «Комфорт») мощностью до 1,5—2 кВт на 1 м длины иногда достаточна установка их только в рабочей зоне помещения.

В целом этот вопрос, связанный с естественной конвекцией у охлаждающейся поверхности при наличии инфильтрации холодного воздуха, еще не имеет надежного теоретического обоснования.

Правило установки отопительного прибора под окном в северных районах может не соблюдаться в помещении, периодически посещаемом людьми на короткое время, или если рабочие места людей в нем удалены от наружного ограждения. Это отклонение от правил может допускаться, например, в производственных помещениях с двухметровым проходом у окон, вестибюлях и лестничных клетках гражданских зданий, складах и тому подобных помещениях. Указанное правило вообще теряет смысл при дежурном отоплении помещения в отсутствие людей.

Особое размещение отопительных приборов требуется в лестничных клетках — своеобразных вертикальных трубах, пронизывающих здания снизу доверху. Естественное движение воздуха в лестничных клетках в зимний период, усиливающееся с увеличением высоты, способствует переносу тепла в верхнюю их часть и, вместе с тем, вызывает переохладение нижней части, прилегающей к открывающимся наружным входным дверям. Частота открывания наружных дверей и, следовательно, охлаждение прилегающей части лестницы косвенно связаны с размерами здания и в многоэтажном здании в большинстве случаев выше, чем в малоэтажном. Очевидно, при равномерном размещении отопительных приборов по высоте будет происходить перегревание средней и верхней частей лестничной клетки и соответствующее переохладение нижней части.

Исследованиями в натуральных условиях Москвы было установлено, что даже при размещении радиаторов на $\frac{1}{2}$ — $\frac{2}{3}$ высоты лестничных клеток многоэтажных зданий наблюдается существенное недогревание нижней и перегревание средней и иногда верхней (если нет выхода на крышу здания) их частей.

Таким образом, в лестничных клетках целесообразно концентрировать отопительные приборы в нижней их части, рядом с входными дверями. В малоэтажных зданиях эта рекомендация конструктивно выполнима, в крайнем случае возможен перенос части обычных при-

боров (20% — в двухэтажных и 30% — в трехэтажных зданиях) на промежуточную площадку между первым и вторым этажами.

В многоэтажных зданиях для отопления лестничных клеток используется рециркуляционный воздухонагреватель (рис. III.13) — мощный отопительный прибор типа высокого конвектора, размещаемый на первом этаже при входе. Роль нагревателя выполняет либо группа ребристых труб или радиаторов (при мощности до 5—8 кВт), либо пластинчатый калорифер (при мощности 8—20 кВт и более). Высота кожуха — стенки канала для нагретого воздуха делается не более высоты одного этажа.

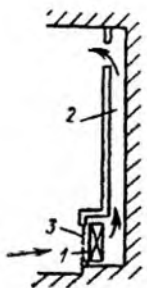


Рис. III.13. Схема рециркуляционного воздухонагревателя

1 — пластинчатый калорифер; 2 — канал; 3 — декоративная решетка

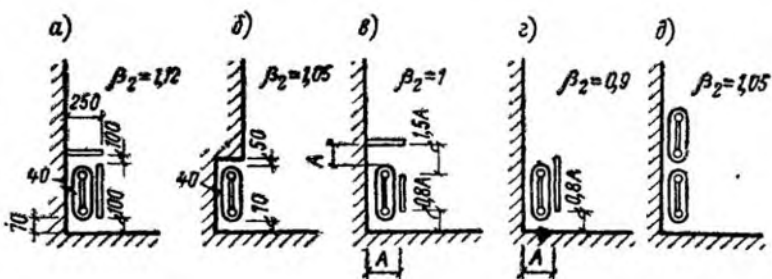


Рис. III.14. Размещение отопительных приборов

а — в декоративном шкафу; б — в глубокой нише; в — в специальном укрытии; г — за щитом; д — один прибор над другим

Между входными дверями в здание, т. е. в первом тамбуре со стороны улицы, установка отопительного прибора нежелательна во избежание замерзания воды в нем или в отводной трубе при случайном продолжительном открытии наружной двери.

Выше рассматривалась стандартная — открытая установка отопительного прибора. Практически в редких случаях установка прибора соответствует стандартной. Приборы могут быть размещены в стенной нише, под подоконником, в два-три ряда по высоте, наконец, могут быть специально декорированы. Если по эстетическим или технологическим требованиям ограждение или укрытие прибора необходимо, то его конструкция по возможности не должна уменьшать (допускается снижение не более чем на 15%) тепловой поток от теплоносителя в помещение. Поэтому конструкция укрытия прибора должна быть такой, чтобы уменьшение передачи тепла излучением компенсировалось увеличением конвективной теплопередачи. Вертикальный щит у поверхности прибора, превращающий «радиатор» в «конвектор», будет отвечать этому условию.

На рис. III.14 показано несколько вариантов установки прибора и конструкций укрытия. По сравнению с расположением прибора открыто у глухой стены (стандартное положение, с которым сопоставляются и теплотехнически оцениваются сравнительным коэффициентом β_2

другие способы установки) при размещении его в декоративном шкафу с двумя щелями высотой 100 мм (рис. III.14, а) требуется увеличение расчетной площади нагревательной поверхности на 12% (коэффициент $\beta_2=1,12$); при расположении приборов в глубокой открытой нише (рис. III.14, б) или один над другим в два ряда (рис. III.14, в) — на 5%. Вместе с тем можно применять укрытия, не влияющие на теплопередачу отопительного прибора (рис. III.14, г) и даже усиливающие теплопередачу на 10% (коэффициент $\beta_2=0,9$ на рис. III.14, е).

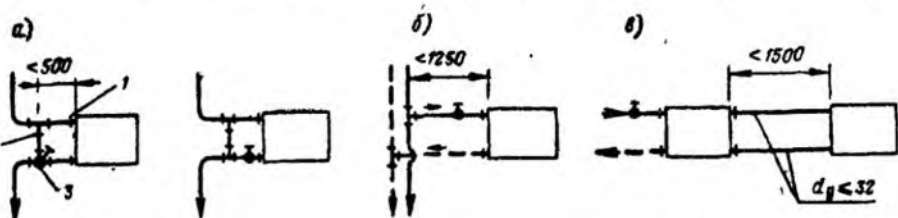


Рис. III.15. Одностороннее присоединение труб к отопительному прибору при схеме движения теплоносителя сверху-вниз

а — в вертикальном однострубом стояке; б — в двухтрубном стояке; в — в «сцепке» двух приборов;
1 — приборный сгон; 2 — тройник; 3 — трехходовой кран

Присоединение теплопроводов к отопительному прибору может быть одно- и разносторонним. Как известно, теплотехнически преимущество имеет разностороннее присоединение при схеме движения теплоносителя в приборе сверху — вниз. Однако конструктивно более рационально одностороннее присоединение, и оно преимущественно используется на практике. При вертикальном однострубом стояке это позволяет унифицировать длину подводок к прибору (рис. III.15, а, см. также рис. I.8, а, б, в) и короткие подводки выполнять горизонтальными (без уклона). Унифицированный узел «обвязки» прибора способствует заводской заготовке его деталей и предварительной обезличенной сборке, что важно для зданий массового строительства.

При двухтрубном стояке (рис. III.15, б) рационально применять трубы, подводящие и отводящие теплоноситель от прибора, так называемые «подводки» длиной до 1,25 м. При большем расстоянии от стояка до прибора в обычных случаях целесообразно устанавливать дополнительный стояк. Подводки выполняются с уклоном (по стрелкам над трубами на рис. III.15, б), что затрудняет унификацию узла «обвязки» прибора при двухтрубном стояке.

При одностороннем присоединении труб к приборам не рекомендуется чрезмерное их укрупнение и, в частности, группировка более чем 25 секций чугунных радиаторов (15 секций в системах с естественным движением воды) в один прибор, а также соединение на «сцепке» (рис. III.15, в) более двух отопительных приборов.

Разностороннее присоединение труб к прибору применяется в тех случаях, когда горизонтальная обратная магистраль системы находится непосредственно под прибором (рис. III.16, а) или когда прибор установлен ниже магистралей (рис. III.16, б), а также при вынужденной установке крупного прибора (рис. III.16, в) или нескольких приборов на «сцепке» (рис. III.16, г).

Соединение отопительных приборов на «сцепке» допускается в пределах одного помещения или в том случае, когда последующий при-

бор предназначен для нерегулируемого отопления второстепенного помещения (коридора, уборной и т.п.). В горизонтальной однотрубной системе приборы (например, конвекторы) соединяются на «цепке» с движением воды в них по схемам сверху — вниз и снизу — вверх.

Движение воды в приборе по схеме снизу — вверх происходит также в вертикальном однотрубном стояке, проточно-регулируемом (рис. III.17, а) и с замыкающими участками (рис. III.17, б), смещенными от оси стояка для увеличения затекания воды в прибор. В стояке

Рис. III.16 Разностороннее присоединение труб к отопительному прибору при схеме движения теплоносителя сверху-вниз

а и б — в обратную магистраль соответственно под прибором и над прибором; в — в приборе значительной длины; г — в «цепке» трех приборов; 1 — тройник с пробкой

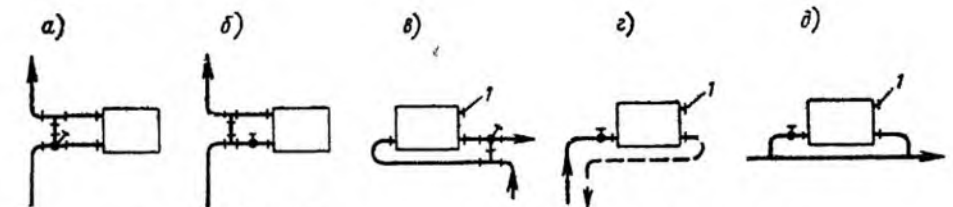
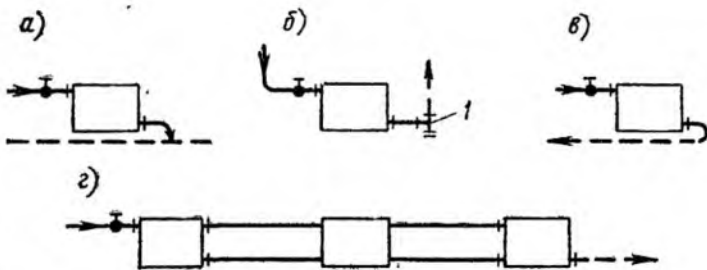


Рис. III.17. Присоединение труб к отопительному прибору

при схеме движения теплоносителя снизу — вверх: а — в однотрубном стояке со смещенными обходными участками, б — то же, со смещенными замыкающими участками; при схеме снизу — вниз, в — в верхнем этаже вертикального однотрубного стояка со смещенными обходными участками; г — в верхнем этаже двухтрубного стояка; д — в горизонтальной однотрубной ветви с осевыми замыкающими участками; 1 — воздушный кран

многоэтажного здания со смещенными обходными или замыкающими участками обеспечивается локализация температурного удлинения труб в пределах этажа без применения специальных компенсаторов.

Присоединение труб к прибору, создающее движение воды в нем по схеме снизу — вниз, чаще всего делается в горизонтальной однотрубной системе, а также в верхнем этаже здания при вертикальной системе отопления с нижней прокладкой обеих магистралей. На рис. III.17, в приводится «обвязка» прибора в проточно-регулируемом стояке, на рис. III.17, г — в двухтрубном стояке.

Это же присоединение труб к приборам в горизонтальной однотрубной системе водяного отопления показано на рис. III.17, д при наличии замыкающего участка.

Применение высокотемпературной воды влияет не на способ присоединения труб к прибору, а на вид запорно-регулирующей арматуры и материала, уплотняющего места соединения арматуры и прибора с трубами. Использование пара ограничивает применение рассмотренных способов присоединения труб к прибору: пар, как правило, подводится к прибору сверху, конденсат отводится в нижней части прибора (см. рис. III.15, б).

§ 26. РАСЧЕТ ПЛОЩАДИ НАГРЕВАТЕЛЬНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ПРИБОРОВ

Площадь теплоотдающей поверхности отопительного прибора определяется в зависимости от принятого вида прибора, его расположения в помещении и способа присоединения к нему труб. Задача расчета обычно заключается в выборе площади внешней нагревательной поверхности прибора, обеспечивающей в расчетных условиях необходимый тепловой поток от теплоносителя в помещение.

Расчет площади нагревательной поверхности приборов производится после гидравлического расчета теплопроводов системы отопления, когда известна площадь нагревательной поверхности труб в помещениях. В частном случае, при скрытой прокладке труб в помещениях (в борозде стены, в подпольном канале) размер нагревательной поверхности отопительных приборов может определяться до гидравлического расчета теплопроводов. Правда, и в этом случае степень охлаждения теплоносителя воды в трубах до помещения не может быть установлена точно, так как еще неизвестна площадь внешней поверхности труб.

Площадь нагревательной поверхности отопительного прибора F_{np} , м², определяется по формуле

$$F_{np} = \frac{Q_{np}}{k_{np}(t_r - t_n)} \beta_1, \quad (III.41)$$

где Q_{np} — тепловая нагрузка прибора в расчетных условиях;

β_1 — поправочный коэффициент, учитывающий бесполезное охлаждение воды в трубах стояка до рассматриваемого прибора. Коэффициент β_1 возрастает по мере увеличения длины пути, проходимого водой в стояке, т. е. $\beta_1 \geq 1$ (при теплоносителе паре $\beta_1 = 1$).

Величины, входящие в знаменатель формулы (III.41), рассмотрены в § 23 и 24.

Бесполезным считается охлаждение воды в трубах стояка за счет передачи той части теплового потока, которая равняется дополнительной теплотерере через наружное ограждение в связи с прокладкой около или внутри него отопительных труб.

При скрытой прокладке труб по отношению к помещению тепловой поток от них в значительной части и даже весь может быть бесполезным. Охлаждение воды при этом сказывается на ее температуре и должно быть учтено при определении площади нагревательной поверхности прибора для отапливаемого помещения. Расчет теплового потока от отопительных труб, проложенных внутри стен и перегородок, рассматривается в § 85.

Преимуществом формулы (III.41) является ее соответствие физической сущности расчета — выявлению необходимой площади внешней нагревательной поверхности. Однако так как в большинстве случаев нагревательной поверхностью в помещении служат и прибор и открытые трубы с различным коэффициентом теплопередачи, то даже при одинаковом температурном напоре ($t_r - t_n$) это обстоятельство затрудняет непосредственное использование формулы (III.41). Требуется предварительно определить тепловой поток от отопительных труб в пределах помещения Q_{tr} и вычислить тепловую нагрузку отопительного прибора:

$$Q_{np} = Q_n - Q_{tr}. \quad (III.42)$$

Для вычисления $Q_{тр}$ необходимо знать среднюю температуру теплоносителя в трубах, что дополнительно усложняет расчет.

Расчет общей площади нагревательной поверхности для отопления помещения можно унифицировать, используя известное уже понятие об эквивалентной нагревательной поверхности.

Общая площадь нагревательной поверхности (отопительных приборов и труб) $F_э$, м² эпп (экм), для отопления помещения определяется при этом по формуле

$$F_э = \frac{Q_{п}}{q_э} \beta_1. \quad (III.43)$$

При таких отопительных приборах, как колончатые радиаторы и стальные панели, формула (III.43) с учетом формулы (III.40) приобретает вид:

$$F_э = \frac{Q_{п}}{q_1} \frac{\beta_1}{a}. \quad (III.43a)$$

В формуле (III.43a) в явной форме через коэффициент a , зависящий от относительного расхода, выражается влияние расхода воды на плотность теплового потока.

Преобразуем выражение (III.37) для практического определения относительного расхода воды в радиаторах и колончатых панелях, используя формулу (III.43a) без поправочных коэффициентов и формулу (III.34):

$$\bar{G} = \frac{G_{пр}}{17,4 F_p} \approx \frac{G_{пр} q_1}{17,4 Q_{пр}} = \frac{3,6 q_1}{17,4c(t_{вх} - t_{вых})}$$

или

$$\bar{G} = \frac{3,6 q_1}{17,4 c \Delta t_{пр}}, \quad (III.44)$$

где q_1 — плотность теплового потока при $\bar{G}=1$, Вт/м² эпп [ккал/(ч·экм)];

c — массовая теплоемкость воды, кДж/(кг·К) [ккал/(кг·°C)];

$\Delta t_{пр} = t_{вх} - t_{вых}$ — расчетный перепад температуры воды в приборе;

$G_{пр}$ — массовый расход воды в приборе, кг/ч;

F_p — расчетная площадь нагревательной поверхности, м² эпп (экм).

Для выявления возможных значений относительного расхода воды в колончатых радиаторах и панелях рассмотрим два примера.

Пример III 1 В двухтрубной системе отопления расчетная температура воды составляет $t_r = 150^\circ\text{C}$, $t_0 = 70^\circ\text{C}$, а температура воздуха помещений $t_n = 20^\circ\text{C}$. Определить относительный расход воды в радиаторах при схеме сверху — вниз.

1. По выражениям (III.22) и (III.35).

$$\Delta t = t_r - t_n = \frac{150 + 70}{2} - 20 = 90^\circ.$$

2 По формуле (III.38) при $\bar{G}=1$ находим $q_1 = 790$ Вт/экм и по формуле (III.44) определяем.

$$\bar{G} = \frac{3,6 q_1}{17,4c\Delta t_{пр}} = \frac{3,6 \cdot 790}{17,4 \cdot 4 \cdot 187 (150 - 70)} \approx 0,5 < 1.$$

Пример III 2 В проточной вертикальной однотрубной системе отопления 17-этажного здания расчетная температура воды $t_r = 105^\circ\text{C}$, $t_0 = 70^\circ\text{C}$. Определить относитель-

ный расход воды в первом (по направлению движения воды в стояке) радиаторе при $t_{\text{в}} = 15^\circ \text{C}$

Считая, что в каждом радиаторе вода охладится примерно на $\frac{105-70}{17} \approx 2^\circ$, найдем для первого прибора:

$$\Delta t = t_{\text{т}} - t_{\text{в}} = (105 - 1) - 15 = 89^\circ.$$

При $q_1 = 2,08 \cdot 89^{1,32} = 778 \text{ Вт/экм}$ определяем:

$$\bar{G} = \frac{778 \cdot 3,6}{17,4 \cdot 4,187 \cdot 2} = 19,2 > 1.$$

Как видно, относительный расход воды в колончатых радиаторах и панелях может быть меньше единицы, что характерно для двухтрубных систем при использовании высокотемпературной воды, и значительно больше единицы в однотрубных системах отопления многоэтажных зданий.

Относительный расход воды в ребристых трубах и конвекторах без кожуха типа КП и «Прогресс» определяют из выражения (III.37а):

$$\bar{G} = \frac{G_{\text{пр}}}{35}. \quad (\text{III.44a})$$

где 35 кг/ч — испытательный расход воды.

Змеевиковые панели и конвекторы типа «Комфорт» и «Аккорд» испытывают при расходе воды 300 кг/ч. Для них из выражения (III.37а)

$$\bar{G} = \frac{G_{\text{пр}}}{300}. \quad (\text{III.44б})$$

Следовательно, относительный расход воды в приборах может быть и меньше и больше единицы.

Изменение расхода воды отражается на площади нагревательной поверхности прибора. При равной разности температур $t_{\text{т}} - t_{\text{в}}$ для получения равного теплового потока прибор в однотрубной системе отопления будет иметь меньшую площадь нагревательной поверхности, чем прибор в двухтрубной системе.

После определения общей площади нагревательной поверхности по формуле (III.43) вычисляют расчетную площадь нагревательной поверхности отопительного прибора $F_{\text{р}}$:

а) при скрыто проложенных трубах $F_{\text{р}} = F_{\text{э}}$;

б) при открыто проложенных трубах $F_{\text{р}} = F_{\text{э}} - F_{\text{э.тр}}$.

Площадь нагревательной поверхности отопительных труб $F_{\text{э.тр}}$, открыто проложенных в помещении, вычисляют по формуле

$$F_{\text{э.тр}} = f_{\text{э.в}} l_{\text{в}} + f_{\text{э.г}} l_{\text{г}}, \quad (\text{III.45})$$

где $l_{\text{в}}$ и $l_{\text{г}}$ — длина вертикальных и горизонтальных труб, м;

$f_{\text{э.в}}$ и $f_{\text{э.г}}$ — площадь нагревательной поверхности, м^2 эмп (экм), выражающая полезную теплопередачу в помещении 1 м соответственно вертикальных и горизонтальных труб.

Горизонтальные трубы имеют более высокий коэффициент теплопередачи, чем вертикальные, из-за более интенсивного конвективного теплообмена у их поверхности. Воздух, нагреваемый у поверхности горизонтальной трубы, удаляется от этой трубы, а у вертикальных труб поднимается вдоль них, вследствие чего уменьшается температурный напор, а следовательно, и тепловой поток от теплоносителя в помещении.

Различие в физической и эквивалентной площади нагревательной поверхности вертикальных и горизонтальных труб приведено в табл. III.6.

Число элементов отопительных приборов, подлежащих установке в помещении, определяют по найденной расчетной площади нагревательной поверхности приборов:

а) для радиаторов число секций составляет:

$$N = \frac{F_p \beta_2}{f_3 \beta_3} \quad (III.46)$$

где f_3 — площадь нагревательной поверхности одной секции радиатора, m^2 энп;

β_2 — поправочный коэффициент, учитывающий способ установки радиатора (см. § 25 и рис. III.14); при стандартной его установке $\beta_2 = 1$;

β_3 — поправочный коэффициент, учитывающий число секций в радиаторе.

Как уже отмечалось, для теплотехнических испытаний использовали эталонный радиатор Н-136 с числом секций в нем, равным восьми. Поэтому полученные зависимости справедливы только для радиатора, имеющего определенные размеры. При числе секций меньше восьми передача тепла прибором относительно повышается под влиянием увеличения теплового потока крайних секций, торцы которых свободны для теплообмена излучением с помещением, и его размеры могут быть несколько уменьшены. При числе секций более восьми влияние крайних секций на тепловой поток прибора уменьшается и размеры прибора должны быть несколько увеличены. Следовательно, коэффициент β_3 может быть и больше и меньше единицы.

При расчете удобно пользоваться формулой для вычисления коэффициента β_3 без предварительного определения числа секций:

$$\beta_3 = 0,92 + \frac{0,16}{F_p} \quad (III.47)$$

Следует иметь в виду, что при использовании формулы (III.47) несколько (относительно незначительно) увеличивается число секций в связи с увеличением площади поверхности одной секции современных радиаторов по сравнению с эталонным.

Для эталонного радиатора Н-136 характерны следующие значения коэффициента β_3 :

Таблица III.6

Площадь внешней поверхности 1 м вертикальных и горизонтальных труб стояков

d_y , мм	$f_{тр}$, m^2	$f_{э.в.}$, m^2 энп	$f_{э.г.}$, m^2 энп
15	0,067	0,1	0,13
20	0,084	0,125	0,16
25	0,105	0,155	0,19

N	3	4	5	6	7	8	9	10—11	12—14	15—18	19—25
β_3	1,13	1,08	1,05	1,03	1,01	1	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95

Расчетное число секций по формуле (III.46) редко получается целым. Если уменьшение площади нагревательной поверхности прибора принять в пределах до 5% (но не более 0,1 экм) с тем, чтобы ограничить отклонение от расчетной температуры в помещении (обычно допустимо понижение на 1° в гражданских и на 2° в производственных зданиях), то минимально допустимое число секций может быть определено:

$$N_m = \frac{F_p \beta_2 - 0,05 N f_3 \beta_3}{f_3 \beta_3} \quad (\text{III.46a})$$

Подставляя в полученную формулу выражение для коэффициента β_3 по формуле (III.47), получим формулу для определения минимально допустимого числа секций радиатора:

$$N_m = \frac{F_p \beta_2 - 0,168}{0,966 f_3} \quad (\text{III.46б})$$

При вычислении по формуле (III.46б) принимается ближайшее большее число секций;

б) число панелей и конвекторов с кожухом, устанавливаемых обычно открыто:

$$N = \frac{F_p}{f_3} \quad (\text{III.48})$$

где f_3 — площадь нагревательной поверхности одной панели или конвектора, м² эмп;

в) число низких конвекторов без кожуха и ребристых труб:

$$N = \frac{F_p}{f_3} \beta_2 \quad (\text{III.49})$$

где f_3 — площадь нагревательной поверхности одного конвектора или одной ребристой трубы принятой длины, м² эмп;

β_2 — поправочный коэффициент, учитывающий число рядов по высоте (при открытой установке в один ряд $\beta_2 = 1$);

г) для гладкотрубных приборов длина греющих труб, м:

$$l = \frac{F_p}{f_{3-г}} \beta_2 \quad (\text{III.50})$$

где $f_{3-г}$ — площадь нагревательной поверхности 1 м открытой горизонтальной трубы, м² эмп;

β_2 — поправочный коэффициент, учитывающий число рядов труб (при открытой установке в один ряд $\beta_2 = 1$).

При округлении дробного расчетного числа элементов отопительных приборов до целого числа допустимо уменьшать расчетную площадь нагревательной поверхности F_p не более чем на 5% (и не более чем на 0,1 экм); при этом имеется в виду ограничение возможного понижения расчетной температуры воздуха в помещении. Таким образом, фактическая площадь нагревательной поверхности отопительного прибора $F_{пр}$ всегда несколько отличается от расчетной, но не должна быть меньше 0,95 F_p .

Пример III.3 Определить число секций чугунного радиатора типа М-140-АО, устанавливаемого в нише глубиной 200 мм (расстояние от прибора до верха ниши 40 мм) на третьем этаже 5-этажного здания при скрытой прокладке труб двухтрубной системы водяного отопления с нижней прокладкой магистралей и насосной циркуляци-

ей воды, если $t_r=95^\circ$, $t_0=70^\circ\text{C}$, $t_n=15^\circ\text{C}$, теплопотеря помещения $Q_n=1630$ Вт (1400 ккал/ч).

1 Площадь нагревательной поверхности, необходимой для помещения, по формуле (III.43а)* составит.

$$F_3 = \frac{1630 \cdot 1,03}{534 \cdot 1} = 3,14 \text{ м}^2 \text{ эмп (экм)}.$$

Здесь q_1 определяется по формуле (III.38):

$$q_1 = 2,08 [0,5 (95 + 70) - 15]^{1,32} = 2,08 \cdot 67,5^{1,32} = 534 \text{ Вт/экм [459 ккал/(ч·экм)]};$$

a — поправочный коэффициент, равный единице, так как относительный расход воды в приборе по формуле (III.44):

$$\bar{G} = \frac{534 \cdot 3,6}{17,4 \cdot 4,187 (95 - 70)} = 1,05 \approx 1.$$

2. Расчетная площадь нагревательной поверхности радиатора:

$$F_p = F_3 = 3,14 \text{ экм}.$$

3. Минимально допустимое число секций радиатора по формуле (III.46 б):

$$N_m = \frac{3,14 \cdot 1,11 - 0,168}{0,966 \cdot 0,35} = 9,8.$$

Принимаем к установке десять секций радиатора.

Пример III 4 Определить число секций двух открыто устанавливаемых радиаторов типа М-140-АО на первом этаже (высота помещения 3 м) многоэтажного здания при одностороннем присоединении их к открыто прокладываемому П-образному одно-трубному проточно-регулируемому стояку $d_v=20$ мм системы водяного отопления с нижней прокладкой обеих магистралей, если массовый расход воды в стояке $G_{ст} = 286$ кг/ч, температура воды, входящей в первый прибор, 95° (по схеме снизу — вверх), во второй прибор — $74,6^\circ$ (по схеме сверху — вниз), $t_n=18^\circ\text{C}$, теплопотеря помещения $Q_n=2230$ Вт (1920 ккал/ч).

1 Средняя температура воды по выражению (III.34), если тепловые нагрузки приборов принять равными половине теплопотери помещения: в первом приборе

$$t_p = 95 - \frac{0,5 \cdot 2230 \cdot 3,6}{2 \cdot 4,187 \cdot 286} = 95 - 0,5 \cdot 3,4 = 93,3^\circ\text{C};$$

во втором приборе

$$t_p = 74,6 - 0,5 \cdot 3,4 = 72,9^\circ\text{C}.$$

2. Плотность теплового потока при относительном расходе воды $\bar{G}=1$: для первого прибора при $\Delta t = t_p - t_n = 93,3 - 18 = 75,3^\circ$ $q_1 = 2,3 \Delta t^{1,24} = 2,3 \cdot 75,3^{1,24} = 488$ Вт/экм [420 ккал/(ч·экм)] — схема движения воды снизу — вверх; для второго прибора при $\Delta t = 72,9 - 18 = 54,9^\circ$ $q_1 = 2,08 \cdot 54,9^{1,32} = 417$ Вт/экм [358 ккал/(ч·экм)] — схема движения сверху — вниз.

3. Относительный расход воды по формуле (III.44): в первом приборе

$$\bar{G} = \frac{488 \cdot 3,6}{17,4 \cdot 4,187 \cdot 3,4} \approx 7;$$

во втором приборе

$$\bar{G} = \frac{417 \cdot 3,6}{17,4 \cdot 4,187 \cdot 3,4} \approx 6.$$

* Здесь и далее поправочные коэффициенты приняты по Справочнику проектировщика промышленных, жилых и общественных зданий и сооружений Отопление, водопровод и канализация (внутренние санитарно-технические устройства). Ч. I, изд. 2-е, под общей редакцией И. Г. Старовойрова, М., Стройиздат, 1967.

4. Необходимая площадь нагревательной поверхности по формуле (III.43а): для первого прибора

$$F_3 = \frac{0,5 \cdot 2230}{488} \frac{1}{1,17} = 1,95;$$

для второго прибора

$$F_3 = \frac{0,5 \cdot 2230}{417} \frac{1,1}{1,06} = 2,78 \text{ м}^2 \text{ экв (экм)}.$$

5. Площадь нагревательной поверхности труб $d_y = 20$ мм — стояка (длина $3 - 0,5 = 2,5$ м) и подводок к одному прибору (длина подводки $0,3$ м) по формуле (III.45) и табл. III.6:

$$F_{3, \text{тр}} = 0,125 \cdot 2,5 + 0,16 \cdot 0,3 \cdot 2 = 0,41 \text{ экм}.$$

6. Расчетная площадь нагревательной поверхности: первого прибора

$$F_p = F_3 - F_{3, \text{тр}} = 1,95 - 0,41 = 1,54 \text{ экм};$$

второго прибора

$$F_p = 2,78 - 0,41 = 2,37 \text{ экм}.$$

7. Минимально допустимое число секций по формуле (III.46б): в первом приборе

$$N_m = \frac{1,54 \cdot 1 - 0,168}{0,966 \cdot 0,35} = 4,1;$$

во втором приборе

$$N_m = \frac{2,37 \cdot 1 - 0,168}{0,966 \cdot 0,35} = 6,5.$$

8. Число секций, принятое к установке: для первого радиатора — пять, для второго радиатора — семь.

В рассмотренном примере выявляется значение температурного напора при определении размера отопительного прибора: первый радиатор для передачи равного теплового потока в помещение состоит всего из пяти секций, хотя заданная схема движения воды в нем (снизу — вверх) не способствует повышению коэффициента теплопередачи (см. рис. III 10), второй же радиатор даже при схеме сверху — вниз имеет на две секции больше.

Пример III.5. Определить площадь нагревательной поверхности и марку двух открыто устанавливаемых колончатых стальных панелей типа МЗ-500 для отопления двух помещений на первом этаже (высота помещений $2,7$ м) 3-этажного здания при одностороннем присоединении их к открыто прокладываемому однострубному стояку $d_y = 20$ мм системы водяного отопления с верхней прокладкой подающей магистрали. Стояк размещен в первом помещении, длина подводки к первому проточному прибору 1 м; подводка ко второму прибору длиной также 1 м имеет замыкающий участок $d_y = 15$ мм. Температура воды в стояке до приборов $71,8^\circ \text{C}$, расход воды в приборе первого помещения 110 кг/ч, второго помещения — 70 кг/ч; теплотери помещений при $t_n = 20^\circ \text{C}$: первого — 930 Вт (800 ккал/ч), второго — 814 Вт (700 ккал/ч).

1. Средняя температура воды в приборах по выражению (III.34): в первом приборе

$$t_T = t_{\text{вх}} - \frac{3,6 Q_{\text{п}}}{2cG_{\text{пр}}} = 71,8 - \frac{930 \cdot 3,6}{2 \cdot 4,187 \cdot 110} = 71,8 - 0,5 \cdot 7,2 = 68,2^\circ \text{C};$$

во втором приборе

$$t_T = 71,8 - \frac{814 \cdot 3,6}{2 \cdot 4,187 \cdot 70} = 71,8 - 0,5 \cdot 10 = 66,8^\circ \text{C}.$$

2. Плотность теплового потока при $\bar{G}=1$ по формуле (III.38):
для первого прибора

$$q_1 = 2,08 \Delta t^{1,32} = 2,08 (68,2 - 20)^{1,32} = 354 \text{ Вт/экм} [304 \text{ ккал/(ч·экм)}];$$

для второго прибора

$$q_2 = 2,08 (66,8 - 20)^{1,32} = 342 \text{ Вт/экм} [294 \text{ ккал/(ч·экм)}].$$

3. Относительный расход воды по формуле (III.44):
в первом приборе

$$\bar{G} = \frac{3,6 q_1}{17,4c \cdot \Delta t_{\text{пр}}} = \frac{354 \cdot 3,6}{17,4 \cdot 4 \cdot 187,7,2} = 2,5;$$

во втором приборе

$$\bar{G} = \frac{342 \cdot 3,6}{17,4 \cdot 4 \cdot 187,10} = 1,7.$$

4. Необходимая площадь нагревательной поверхности по формуле (III.43а):
для первого помещения

$$F_1 = \frac{Q_n}{q_1} \frac{\beta_1}{a} = \frac{930}{354} \frac{1,04}{1,025} = 2,67;$$

для второго помещения

$$F_2 = \frac{814}{342} \frac{1,04}{1,015} = 2,43 \text{ м}^2 \text{ энт (экм)}.$$

5. Площадь нагревательной поверхности труб по формуле (III.45) и табл III.6:
в первом помещении

$$F_{\text{э,тр}} = 0,125 (2,7 - 0,5) + 0,16 \cdot 1 \cdot 2 = 0,595 \text{ экм};$$

во втором помещении

$$F_{\text{э,тр}} = 0,1 \cdot 0,5 + 0,16 \cdot 1 \cdot 2 = 0,37 \text{ экм}.$$

6. Расчетная площадь нагревательной поверхности:
первого прибора

$$F_p = F_1 - F_{\text{э,тр}} = 2,67 - 0,595 = 2,075 \text{ экм};$$

принимается к установке панель МЗ-500-4 ($f_2=2,08$ экм);
второго прибора

$$F_p = 2,43 - 0,37 = 2,06 \text{ экм}; \text{ панель МЗ-500-4 } (f_2 = 2,08 \text{ экм}).$$

Пример III.6. Сконструировать конвекторный блок из низких плитусных конвекторов без кожуха типа 20 КП-1 (длинной 1 м), устанавливаемых в три ряда в системе парового отопления низкого давления, если избыточное давление пара в приборе 0,02 МПа, $Q_n=2675$ Вт (2300 ккал/ч), $t_n=15^\circ\text{C}$, $F_{\text{э,тр}}=0,5$ экм.

1. Расчетная площадь нагревательной поверхности блока:

$$F_p = F_1 - F_{\text{э,тр}} = \frac{2675}{693} 1 - 0,5 = 3,86 - 0,5 = 3,36 \text{ м}^2 \text{ энт (экм)},$$

где при $\Delta t = 104,25 - 15 = 89,25^\circ$

$$q_2 = 2,95 (89,25)^{1,214} = 693 \text{ Вт/экм} [596 \text{ ккал/(ч·экм)}]$$

при установке в три ряда по высоте.

2. Число конвекторов в блоке по формуле (III.49):

$$N = \frac{F_p}{f_2} \beta_2 = \frac{3,36}{0,56} 1 = 6.$$

Конвекторный блок состоит из шести конвекторов 20 КП-1 в три ряда по два конвектора последовательно в ряду.

§ 27. РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО ПОТОКА ОТОПИТЕЛЬНОГО ПРИБОРА

Площадь нагревательной поверхности отопительного прибора определяется расчетной величиной теплового потока от теплоносителя в помещение. При эксплуатации прибора расчетные условия имеются далеко не всегда. На температурный режим помещения, выбранный при расчете площади нагревательной поверхности прибора, влияют такие внешние (по отношению к системе отопления) факторы, как изменение температуры наружного воздуха, воздействие ветра и солнечной радиации, бытовые и технологические тепловыделения и т. п. Для поддержания температурного режима помещения на заданном уровне необходимо изменение теплового потока отопительного прибора в процессе эксплуатации.

При эксплуатации системы отопления предусматриваются мероприятия для эксплуатационного регулирования теплового потока приборов. Однако проведение этих мероприятий может дать эффект только до достижения расчетной величины теплового потока как максимума теплопередачи для данной площади отопительного прибора.

Эксплуатационное регулирование теплового потока отопительных приборов может быть качественным и количественным.

Качественное регулирование достигается изменением температуры теплоносителя, подаваемого в систему отопления. Качественное регулирование по месту осуществления может быть центральным, проводимым на тепловой станции, и местным, выполняемым в тепловом пункте здания.

Местное качественное регулирование должно дополнять центральное регулирование, которое проводится с ориентацией на некоторое обезличенное здание в районе действия станции. Кроме того, оно может нарушаться по различным причинам, в том числе из-за необходимости нагревания воды в системе горячего водоснабжения до определенной температуры. При местном регулировании учитывают особенности каждого здания, системы отопления и даже ее отдельной части.

Качественное регулирование в системе водяного отопления осуществляется путем изменения температуры воды, направляемой в приборы, и поддержания именно той температуры воды, при которой тепловыми потоками от приборов обеспечивается необходимый температурный режим помещений здания.

В системе парового отопления пределы качественного регулирования ограничены. Температура пара, как известно, определяется его давлением. Возможное изменение давления пара (в пределах необходимого для действия системы отопления) не сопровождается обычно таким изменением его температуры, которое существенно изменило бы теплопередачу приборов. Так, например, при понижении давления пара от 0,02 до 0,01 МПа (от 0,2 до 0,1 кгс/см²) температура пара уменьшается с 104,3 до 101,8°С, т. е. всего на 2,5°. Более заметно такое изменение давления изменило бы количество пара, поступающего в приборы. В системах парового отопления качественное регулирование, как правило, не проводится.

Количественное регулирование теплового потока отопительного прибора осуществляется путем изменения количества теплоносителя (воды или пара), подаваемого в систему или прибор. По месту проведения

оно может быть не только центральным и местным, но и индивидуальным, т. е. выполняемым у каждого отопительного прибора.

Центральное и местное регулирование в системах парового отопления — количественное: при изменении температуры наружного воздуха изменяется количество пара, поступающего в систему, или пар подается с большим или меньшим перерывом. В первом случае проводится так называемое пропорциональное регулирование, во втором — регулирование «пропусками» (теплоноситель подается периодически).

В системах парового отопления применяется также индивидуальное количественное регулирование теплового потока каждого прибора.

В системах водяного отопления центральное и местное качественное регулирование также дополняется индивидуальным количественным регулированием теплового потока каждого прибора.

Индивидуальное количественное регулирование теплового потока от водяных приборов необходимо еще и потому, что сама система водяного отопления испытывает внутреннее возмущающее воздействие силы гравитации, связанное с местным качественным регулированием.

При индивидуальном количественном регулировании тепловой поток от водяного прибора определенного размера изменяется вследствие изменения средней температуры воды в нем; тепловой поток от парового прибора — из-за отклонения температуры конденсата от температуры пара. Если количество пара, поступающего в прибор, равно расчетному, то температура конденсата равна температуре насыщенного пара. Если же количество пара меньше расчетного, то конденсат начинает «переохладиться», и так как температура выходящего из прибора конденсата ниже, чем температура пара, входящего в прибор, то тепловой поток от прибора уменьшается (хотя использование в приборе энthalпии каждого килограмма пара и становится более полным).

Таким образом, в процессе эксплуатации паровых систем отопления осуществляется только количественное регулирование, для водяных систем отопления — смешанное качественно-количественное регулирование теплопередачи приборов.

Эксплуатационное регулирование теплопередачи отопительных приборов может быть **автоматизировано**. Местное автоматическое регулирование в тепловом пункте здания проводится по основному фактору внешнего возмущающего воздействия на температурный режим его помещений — по изменению температуры наружного воздуха. Индивидуальное автоматическое регулирование теплопередачи прибора осуществляется по отклонению регулируемого параметра — температуры воздуха в помещении от заданного уровня.

Для индивидуального автоматического регулирования применяют регуляторы прямого и косвенного действия. Принцип работы индивидуального терморегулятора прямого действия основан на использовании явления изменения объема жидкости при изменении ее температуры. Изменение объема жидкости в термобаллоне непосредственно вызывает перемещение клапана регулятора в потоке основного теплоносителя. В Москве такими регуляторами снабжены конвекторы двухтрубной системы водяного отопления здания гостиницы «Россия», проектируется их применение в однострубной системе водяного отопления другого крупного общественного здания.

В индивидуальных регуляторах температуры косвенного действия обычно используется электрическая энергия (с термореле во внешней цепи) для нагревания термобаллона (сульфона) уменьшенного объема,

который, в свою очередь, связан со штоком регулирующего клапана. Сильфон частично наполнен легко испаряющейся жидкостью. Давление паров жидкости в сильфонной камере изменяется, растяжение и сжатие сильфона вызывают перемещение клапана регулятора. В других конструкциях электрическая энергия используется для управления соленоидным вентилем двухпозиционного действия.

Для индивидуального **ручного регулирования** теплового потока отопительных приборов применяют краны и вентили.

При паровом отоплении и при использовании высокотемпературной воды для ручного регулирования применяют вентили с золотником, шлифованным к поверхности седла (без прокладки). Вращением маховика и шпинделя вентиля можно увеличивать или уменьшать расстояние между золотником, посаженным на шпиндель, и седлом, т. е. изменять площадь кольцевого отверстия для прохода теплоносителя через вентиль.

При водяном отоплении с расчетной температурой воды ниже 100°C для индивидуального регулирования используют краны различной конструкции.

В двухтрубных системах с их параллельным (по направлению движения воды в стояке) присоединением приборов краны индивидуального регулирования должны иметь повышенное гидравлическое сопротивление и обеспечивать возможность проведения монтажно-наладочного (первичного) и эксплуатационного (вторичного) количественного регулирования. Эти краны должны быть кранами «двойной регулировки».

В однотрубных системах водяного отопления краны индивидуального регулирования должны обладать незначительным гидравлическим сопротивлением, так как их устанавливают последовательно по направлению движения воды и, следовательно, их сопротивление суммируется. Это относится прежде всего к кранам (например, трехходовым) для проточно-регулируемых однотрубных стояков. Краны для однотрубных стояков с замыкающими участками должны оказывать минимальное сопротивление затеканию воды в приборы, поэтому используют краны проходного или шиберного типа, клапан которых можно ставить вдоль потока или совсем выводить из потока воды.

Краны индивидуального регулирования для однотрубных систем, действующих, как правило, в достаточно устойчивом гидравлическом режиме, могут не иметь приспособлений для первичного регулирования и быть кранами только эксплуатационного (вторичного) регулирования.

Для индивидуального ручного регулирования теплового потока отопительных приборов применяют также воздушные клапаны в кожухе конвекторов (см. рис. III.3). Воздушным клапаном в конвекторе регулируется количество воздуха, циркулирующего через нагреватель конвектора. Достоинство этого способа регулирования «по воздуху» — сохранение постоянного расхода теплоносителя в отопительных приборах, что способствует поддержанию заданного гидравлического режима системы отопления. Регулирование теплового потока приборов «по воздуху» является дополнительным к основному местному и центральному регулированию.

При индивидуальном количественном регулировании тепловой поток прибора и температура помещения изменяются постепенно — прибор обладает тепловой инерцией. Зависимость изменения температуры помещения во времени при количественном регулировании носит на-

звание разгонной характеристики отопительного прибора. Разгонная характеристика обуславливается видом прибора и теплоносителя.

Наибольшей тепловой инерцией обладают бетонные отопительные панели, и их разгонная характеристика имеет вид пологой кривой. Тепловая инерция стальных панелей и конвекторов меньше инерции чугунных радиаторов и тем более бетонных панелей, поэтому процесс регулирования их теплового потока ускорен.

Темп охлаждения отопительного прибора зависит от его массы и емкости, а также от температурных условий и может быть найден с достаточной степенью приближения по уравнению

$$z = \frac{G_{\text{пр}} c_{\text{пр}} + G_{\text{вд}} c_{\text{вд}}}{m\pi} \left[\frac{1}{(t_z - t_{\text{в}})^n} - \frac{1}{(t_{\text{н}} - t_{\text{в}})^n} \right]. \quad (\text{III.51})$$

где z — время с момента выключения прибора, ч;
 $G_{\text{пр}}, G_{\text{вд}}$ — масса материала и воды в 1 экм прибора;
 $c_{\text{пр}}, c_{\text{вд}}$ — массовая теплоемкость материала прибора и воды;
 t_z — температура прибора через время z после выключения;
 $t_{\text{н}}$ — начальная температура прибора в момент выключения;
 $t_{\text{в}}$ — температура воздуха помещения;
 m, n — коэффициент и показатель степени в уравнении (III.26).

Зная величину z , можно определить приблизительное значение относительного теплового потока прибора через время z после выключения:

$$\bar{Q}_z = \frac{Q_z}{Q_{\text{н}}} = \left(\frac{t_z - t_{\text{в}}}{t_{\text{н}} - t_{\text{в}}} \right)^{1+n}. \quad (\text{III.52})$$

Используя эти формулы, можно найти, что, например, для стальных панелей типа МЗ-500 остаточный тепловой поток через 1 ч после их выключения составляет всего около 15% начального — вдвое меньше, чем для чугунных радиаторов, а полный тепловой поток в течение первого часа после выключения — соответственно 45 и 60%. Следовательно, регулирование теплопередачи облегченных отопительных приборов более эффективно и быстрее отражается на температуре помещений.

§ 28. ТРУБЫ СИСТЕМ ЦЕНТРАЛЬНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Трубы систем центрального отопления предназначены для подачи расчетного количества и отвода теплоносителя от отопительных приборов. Для пропуска теплоносителя используют трубы: металлические (стальные, медные, свинцовые и др.) и неметаллические (пластмассовые, стеклянные и др.).

Из металлических труб наиболее широко применяют стальные шовные (сварные) и бесшовные (цельнотянутые) трубы. Стальные трубы изготавливают из мягкой углеродистой стали, что облегчает выполнение изгибов, резьбы на трубах и различных монтажных операций. Стоимость бесшовных труб выше, чем сварных, но они более надежны в эксплуатации и их рекомендуется использовать в местах, недоступных для ремонта.

Широкое применение стальных труб в системах центрального отопления обуславливается их прочностью, простотой и надежностью свар-

ных соединений, близким соответствием коэффициента линейного расширения коэффициенту расширения бетона, что важно при заделке труб в бетон (например, в бетонных отопительных панелях).

Медные трубы в системах отопления отличаются долговечностью, но они менее прочны и дороже стальных. Свинцовые трубы встречаются в старых системах отопления, смонтированных в дореволюционное время.

Термостойкие пластмассовые трубы обладают пониженным коэффициентом трения, вследствие чего снижается гидравлическое сопротивление труб в системах отопления; они не зарастают и не подвержены коррозии. Гибкость пластмассовых труб некоторых видов, простота их обработки значительно облегчают монтаж, пониженная теплопроводность уменьшает теплопотери через их стенки. Внедрение пластмассовых труб в отопительную технику ограничивается повышенной стоимостью термостойких их видов, которые не размягчаются или не изменяют свою структуру (не «стареют») при длительном взаимодействии с теплоносителем.

Применение труб из малощелочного термостойкого стекла ограничивается хрупкостью стекла и ненадежностью мест их соединений с отопительными приборами и арматурой.

Стальные трубы, используемые в системах отопления, имеют вполне определенный диаметр (обуславливающий площадь поперечного сечения «канала» для протекания теплоносителя) и толщину стенки. Трубы сравнительно небольшого диаметра носят название водогазопроводных (ранее их называли «газовыми» трубами, так как они использовались для подачи газа к светильникам). Трубы большего диаметра — стальные электросварные и бесшовные ранее назывались «дымогарными» (применялись в паровозных котлах).

В системах отопления используют неоцинкованные (черные) стальные сварные водогазопроводные трубы (по ГОСТ 3262—62) обыкновенные, усиленные и легкие (в зависимости от толщины стенки). Усиленные трубы применяют редко — для уникальных долговременных сооружений со скрытой прокладкой труб; легкие трубы предназначаются под сварку или накатку резьбы для их соединения при открытой прокладке в системах водяного отопления; обыкновенные — при скрытой прокладке и в системах парового отопления.

Размер водогазопроводной трубы обозначается цифрой условного прохода (например, 20 мм). Водогазопроводная труба $d_y=20$ мм имеет наружный диаметр 26,8 мм, а ее внутренний диаметр зависит от толщины стенки (табл. III.7). Изменение внутреннего диаметра влияет на площадь поперечного сечения «канала» для протекания теплоносителя (см. табл. III.7). Следовательно, одно и то же количество теплоносителя будет двигаться в трубе одного и того же условного диаметра с различной скоростью в зависимости от толщины стенки, что важно учитывать при гидравлическом расчете труб.

Таблица III.7

Размеры стальной водогазопроводной трубы $d_y=20$ мм (по ГОСТ 3262—62)

Труба	Наружный диаметр	Толщина стенки	Внутренний диаметр	Площадь сечения, мм ²
Обыкновенная	26,8	2,8	21,2	353(100 %)
Легкая	26,8	2,5	21,8	373(105,7 %)
Усиленная	26,8	3,2	20,4	327(92,6 %)

Стальные электросварные (по ГОСТ 10704—63) и бесшовные трубы выпускаются со стенками различной толщины. Поэтому в условном обозначении такой трубы указывают наружный диаметр и толщину стенки (например, труба 76×3 мм имеет наружный диаметр 76 мм, толщину стенки 3 мм и внутренний диаметр 70 мм). Толщина стенки стальных труб определяется условиями эксплуатации, в том числе необходимостью обеспечения прочности при их деформации (например, при температурном удлинении).

Стальные трубы, применяемые в системах центрального отопления, выдерживают, как правило, большее гидростатическое давление (не менее 1 МПа или 10 кгс/см²), чем отопительные приборы и арматура. Поэтому в большинстве случаев предельное гидростатическое давление в системе устанавливается по давлению, допустимому не для труб, а для другого менее прочного элемента системы отопления (например, для отопительных приборов или арматуры).

§ 29. СОЕДИНЕНИЕ ТРУБ

Соединение стальных труб между собой и с отопительными приборами и арматурой может быть по условиям монтажа и эксплуатации систем центрального отопления неразборным и разборным (для ремонта отдельных частей). По способу выполнения соединения бывает сварным, резьбовым и болтовым.

Сварное неразборное соединение труб выполняется встык и с применением так называемой компенсирующей муфты — обрезка трубы большего диаметра (для труб $d_T = 15—25$ мм).

Резьбовое неразборное соединение осуществляется при помощи специальной фасонной части — муфты с внутренней резьбой. Роль муфты в таком соединении может выполнять муфтовая арматура. Неразборные резьбовые соединения вытесняются сварными соединениями.

Резьбовое разборное соединение включает (кроме муфты) контргайку на конце трубы с длинной резьбой или соединительную (накидную) гайку. Разборное соединение двух труб носит название сгон, разборное соединение трубы с отопительным прибором, имеющим отверстие с внутренней резьбой, — радиаторный сгон. Резьбовое разборное соединение предусматривается в основном у отопительных приборов и арматуры для их демонтажа в случае необходимости.

Конвекторы и бетонные отопительные панели, нагревательные элементы которых основаны на использовании труб малого размера, соединяются с трубами также при помощи разборных резьбовых соединений, чаще всего сгонов.

Фланцевая арматура крупного размера и ребристые трубы — чугунные отопительные приборы с фланцами на концах — соединяются болтами с контрфланцами, привариваемыми к концам труб или имеющими отверстия с внутренней резьбой. Эти отверстия располагаются эксцентрично по отношению оси ребристой трубы для обеспечения спуска воды (вниз) или воздуха (вверх) из прибора.

§ 30. РАЗМЕЩЕНИЕ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ТРУБ В ЗДАНИИ

Трубы системы отопления подразделяются, как известно, на магистрали, стояки и подводки к отопительным приборам.

Прокладка отопительных труб в здании может быть открытой и скрытой. В основном применяется открытая прокладка, и в этом случае по-

верхность труб используется как нагревательная при расчете площади поверхности отопительных приборов (см. § 26).

По технологическим, гигиеническим или архитектурно-планировочным требованиям прокладка труб может быть скрытой: магистрали переносят в техническое помещение, стояки и подводки к отопительным приборам размещают в специально предусмотренных шахтах и каналах (штрабах) в строительных конструкциях или наглухо заделывают (замоноличивают) в них. Замоноличивание (как правило, в заводских условиях) подводки или стояка играет роль бетонного отопительного прибора с одиночным греющим элементом и односторонней (в наружной стене) или двусторонней (во внутренней стене, полу или перекрытии) отдачей тепла.

Размещение подводки — соединительной трубы между стояком и прибором — зависит от вида отопительного прибора и положения стояка в системе отопления.

Для большинства отопительных приборов подающую подводку, по которой горячая вода или пар подаются в прибор, и обратную подводку, по которой охлажденная вода или конденсат отводятся из прибора, прокладывают горизонтально (при длине до 500 мм) или с некоторым уклоном (5—10 мм на всю длину) для удаления воздуха и спуска воды из прибора (при опорожнении стояка). Эти подводки в зависимости от положения продольной оси прибора по отношению к оси стояка могут быть прямыми и с изгибом, называемым «уткой». Утки увеличивают гидравлическое сопротивление подводов, усложняют заготовку и монтаж труб и поэтому применяются лишь в необходимых случаях.

В месте присоединения подводки одного отопительного прибора на стояке устанавливают резьбовый тройник или выполняют сварной тройник — фасонную часть с трехсторонними отверстиями (см. рис. III.15 и III.17). В месте присоединения подводов двух отопительных приборов помещают резьбовую или сварную крестовину — фасонную часть с четырехсторонними отверстиями.

Как уже отмечалось, для унификации деталей подводов и вертикальных стояков используют односторонние горизонтальные подводки постоянной длины, равной 360 или 400 мм независимо от ширины простенка и окна здания (см. рис. III.15, а, на котором показан стояк однотрубной системы, размещаемый на расстоянии 150 мм от обреза оконного проема, а не по оси простенка, как при двусторонних подводах). В жилых и бытовых помещениях отопительный прибор в этом случае может смещаться от вертикальной оси оконного проема по направлению к стояку. В проточно-регулируемой однотрубной системе отопления роль одного из тройников в месте соединения подводки со стояком выполняет трехходовой кран (см. рис. III.15, а).

Для некоторых отопительных приборов (например, конвекторов напольного типа) подводки делаются изогнутыми (см. рис. III.17, г, д). Этот способ прокладки подводов распространен также в зарубежной практике. В горизонтальной проточной однотрубной системе отопления подводки к отопительным приборам выполняют одновременно функции стояка.

Размещение стояка — соединительной трубы между магистралью и подводками — зависит от положения магистралей в системе отопления и размещения подводов к отопительным приборам. Это общее положение дополняется рядом условий, связанных с технико-экономическими и эксплуатационными показателями системы отопления.

Так, при размещении стояков в здании необходимо учитывать следующие рекомендации: располагать стояки в наружных углах помещений (однотрубные стояки делаются со смещенными обходными или замыкающими участками — см. рис. III.15, а справа), обособлять стояки для отопления лестничных клеток, сокращать протяженность стояков и расход металла на них, а также предусматривать повышение гидравлической устойчивости и тепловой надежности системы.

Кроме того, конструкция стояков должна способствовать унификации деталей для индустриализации процесса заготовки и уменьшения трудоемкости монтажа системы отопления.

Если отдельные рекомендации, например обособление отопления лестничных клеток, конкретны, то для снижения металлоемкости и трудовых затрат необходим сопоставительный анализ нескольких возможных схем стояков с учетом ожидаемого гидравлического режима и тепловой надежности системы отопления.

Казалось бы, простая задача размещения стояков в здании неотделима от выбора типа системы отопления и ее обоснования для конкретного здания в органической связи с его конструктивной схемой.

В общем здесь следует отметить, что однотрубная схема стояка при выполнении перечисленных рекомендаций имеет преимущество перед двухтрубной.

Стояки, как и отопительные приборы, располагают преимущественно у наружных стен — открыто на расстоянии 35 мм от поверхности стены до оси труб $d_y \leq 32$ мм и скрыто в массиве либо канале стены или перегородки. При скрытой прокладке стояков бесполезная потеря тепла (см. § 26) больше, чем при открытой прокладке, поэтому обычно принимаются меры для уменьшения потери тепла. Например, между замоноличенным стояком и массивом наружной стены прокладывают, как и при совмещенных бетонных отопительных панелях, тепловую изоляцию. При замоноличивании во внутреннюю перегородку или стену стояк несколько (не менее чем на 300 мм) отдалается от их торца, примыкающего к наружной стене.

Стояки в каналах (штрабах) наружных стен рекомендуется покрывать тепловой изоляцией в зависимости от местных условий и конструкции стен. Только в южных климатических районах при достаточной теплозащите наружных стен теплоизоляцию таких стояков можно не делать. Главные стояки в шахтах или каналах всегда покрывают тепловой изоляцией, за исключением тех случаев, когда попутно передающееся через их стенки тепло может стать полезным для отопления помещений.

Размещение магистрали — соединительной трубы между местным тепловым центром и стояками — зависит от назначения и ширины здания, вида принятой системы центрального отопления.

В промышленном или вспомогательном здании магистрали целесообразно прокладывать в пределах рабочих помещений (если этому не препятствует технология производства) — под потолком, в средней зоне или у пола. В необходимых по технологии и конструкции здания случаях магистрали выносят в технические этажи и каналы.

В малозажном промышленном здании рационально применять горизонтальную однотрубную водяную систему отопления, когда в одной ветви совмещены функции не только подводки и стояка, как указано выше, но и магистрали.

В сравнительно узких гражданских зданиях (шириной до 9 м) магистрали можно прокладывать вдоль их продольной оси: одна магистраль

для стояков у противоположных сторон узкого здания не вызывает перерасхода труб при соединении ее с каждым стояком (рис. III.18, а и III.19, а). Так же размещают магистрали при стояках, находящихся у внутренних стен здания

В более широких гражданских зданиях (шириной более 9 м) рационально использовать две разводящие магистрали — вдоль каждой фасадной стены, в связи с чем не только сокращается протяженность труб, но и представляется возможным эксплуатационное регулирование теплоснабжения отдельно для каждой стороны здания — пофасадное регулирование (рис III 18, б и III 19, б).

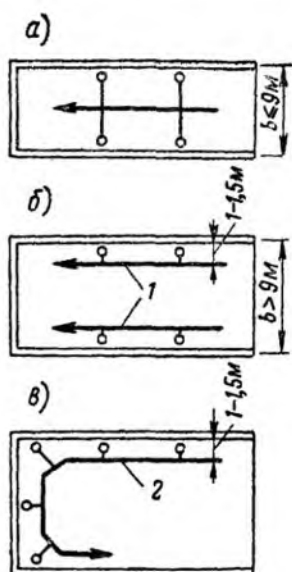


Рис III 18 Размещение магистралей в чердачном помещении здания

а — шириной менее 9 м, б и в — шириной более 9 м при тупиковом и попутном движении теплоносителя

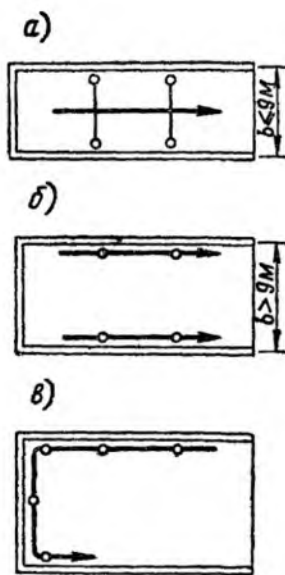


Рис III 19 Размещение магистралей в подвальном помещении здания

а — шириной менее 9 м б и в — шириной более 9 м при тупиковом и попутном движении теплоносителя

В чердачном помещении магистрали подвешивают на некотором расстоянии (1—1,5 м) от наружных стен (рис III.18, б, в) для удобства монтажа и ремонта и для обеспечения при изгибе стояка естественной компенсации его температурного удлинения. В рабочих и подвальном помещениях, в техническом этаже и техническом подполье для экономии места магистрали укрепляют на их стенах (рис. III.19).

При проектировании отопления типового многоэтажного жилого дома, состоящего из одинаковых повторяющихся секций, применяется посекционная разводка магистралей с тупиковым движением воды в них. В каждой секции дома создается самостоятельная система отопления, в которой возможна стандартизация для многих зданий трубной заготовки не только стояков, но и магистралей

В гражданских зданиях повышенной этажности и особенно в высот-

ных зданиях магистрали, наряду с инженерным оборудованием других видов, размещают в специальных технических этажах.

Во всех случаях размещения магистралей требуется обеспечивать свободный доступ к ним для осмотра, ремонта и смены в процессе эксплуатации системы отопления.

§ 31. РАЗМЕЩЕНИЕ ЗАПОРНО-РЕГУЛИРУЮЩЕЙ АРМАТУРЫ

Ручная запорно-регулирующая арматура систем центрального отопления подразделяется на муфтовую и фланцевую.

Муфтовая арматура (с внутренней резьбой на концах для соединения с трубами) устанавливается на трубах с условным диаметром прохода не более 40, иногда 50 мм; фланцевая арматура (с фланцами на концах) — при условном диаметре 50 мм и более.

Арматура на подводках к отопительным приборам рассмотрена в § 27. Здесь остановимся на особенностях тех или иных видов регулирующей арматуры.

Еще раз отметим, что на подводках к приборам систем низкотемпературного водяного отопления устанавливают: при двухтрубных стояках — краны, обладающие повышенным гидравлическим сопротивлением; при однострубных стояках — пониженным сопротивлением. В первом случае повышение сопротивления крана способствует равномерности распределения воды по отопительным приборам, во втором — понижение сопротивления обеспечивает затекание в приборы большей части воды от общего расхода ее в стояках, что увеличивает плотность теплового потока приборов.

Распространенные в настоящее время краны двойной регулировки с полый пробкой для двухтрубных систем низкотемпературного водяного отопления обладают существенными недостатками: сравнительно малым сопротивлением и нерациональной (круто изогнутой) «кривой дросселирования». Повышенное сопротивление протеканию воды эти краны оказывают лишь при почти полном их закрытии (на 90—95%). Малая «глубина» дросселирования пробковыми кранами не позволяет осуществлять эффективное регулирование распределения воды по отопительным приборам.

У кранов двойной регулировки типа «Термис» устранены эти недостатки — возрастание величины дросселирования у них пропорционально степени закрытия отверстия для протекания воды, но вследствие усложненной конструкции возможно быстрое их засорение, если не обеспечивается достаточная чистота (отсутствие примесей) циркулирующей воды.

Пробковые краны двойной регулировки можно использовать в малоэтажных зданиях, где слабо проявляется влияние естественного циркуляционного давления на распределение воды по приборам. В многоэтажных зданиях при двухтрубных системах водяного отопления применяют краны повышенного гидравлического сопротивления типа «Термис» или КРД (по ГОСТ 10944—64). Это позволяет создавать достаточное противодействие нарушению расчетного распределения воды по приборам под увеличенным и вместе с тем переменным влиянием естественного циркуляционного давления.

Кран регулирующей дроссельный (КРД) представляет собой сочетание дросселирующей диафрагмы с клапаном вентиляного типа (как и

кран «Термис»), но клапан на конце снабжен иглой для прочистки диафрагмы (рис. III.20). Калиброванная конусная диафрагма (диаметром 2—6 мм), расположенная в седле корпуса вентиля $d_v=15$ мм, обеспечивает необходимое сопротивление протеканию воды, аналогично создаваемому при первой (монтажной) регулировке крана «Термис». Зависимость потери давления Δp , Па, в кране КРД от расхода воды G , кг/ч, выражается формулой

$$\Delta p = SG^2, \quad (\text{III.53})$$

где S — характеристика сопротивления крана, зависящая от диаметра диафрагмы, Па/(кг/ч)².

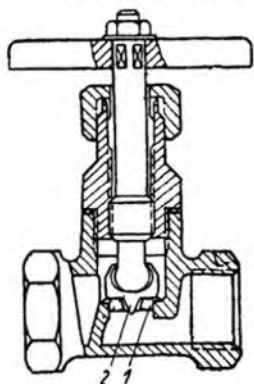


Рис. III.20. Кран повышенного гидравлического сопротивления

1 — калиброванная конусная диафрагма; 2 — запорно-регулирующий клапан

Игольчатый клапан, кроме прочистки диафрагмы, обеспечивает вторую (эксплуатационную) регулировку теплопередачи отопительного прибора и может плотно закрывать кран.

Характеристика сопротивления крана

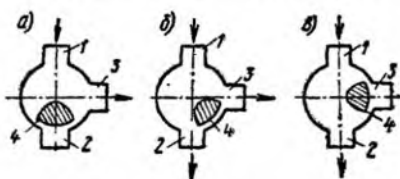


Рис. III.21. Схемы действия трехходового крана в однотрубном стояке

а — вода из стояка 1 полностью протекает в отопительный прибор через подводку 3 (пробка 4 крана перекрывает обходной участок 2); б — вода частично затекает в отопительный прибор, в — вода обходит отопительный прибор (пробка 4 закрывает подводку 3) и протекает в обходной участок 2

на КРД, выполненного с использованием корпуса стандартного вентиля, приведена в табл. III.8.

На подводках к отопительным приборам при однотрубных стояках с замыкающими участками размещают проходные или шиберные краны. Особенностью их конструкции является пониженное гидравлическое сопротивление.

Трехходовой (встречается также четырехходовой) кран располагают, как известно, в узле соединения

Таблица III.8
Гидравлическая характеристика крана КРД $d_v=15$ мм

Номер крана	Характеристика сопротивления S , Па/(кг/ч) ²	Расход воды G , кг/ч, при потере давления $\Delta p=3923$ Па (400 кгс/м ²)
1	4,36	30
2	2,45	40
3	1,09	60
4	0,613	80
5	0,392	100
6	0,232	130

подводки с однотрубным стояком. Пробка крана может занимать различное положение в корпусе (рис. III.21) и регулировать количество воды, протекающей через отопительный прибор. Если пробка 4 закрывает отверстие в кране, обращенное к обходному участку 2 (рис. III.21, а), то вода из стояка 1 целиком протекает в подводку 3 к отопительному прибору. Это положение пробки соответствует расчетному условию для каждого отопительного при-

бора в проточно-регулируемом однострубном стояке: расход воды в приборе равен расходу воды в стояке (при одностороннем присоединении приборов к стояку).

Итак, на рис. III.21, *а* изображено расчетное (оно же и монтажное), на рис. III.21, *б* — промежуточное положение пробки в корпусе трехходового крана при эксплуатационном потребителемском регулировании теплопередачи и, наконец, на рис. III.21, *в* — положение пробки при выключении отопительного прибора в случае перегрева помещения.

На рис. III.21 представлена схема действия правого трехходового крана при движении воды по стояку сверху — вниз; очевидно, что этот же рисунок в перевернутом положении будет изображать схему действия левого крана при движении воды по стояку снизу — вверх.

На подводках к отопительным приборам систем высокотемпературного водяного и парового отопления из-за «прикипания» пробки краны заменяют вентилями, хотя гидравлическое сопротивление их во много раз превышает сопротивление кранов и такое увеличение сопротивления не всегда желательно. Вентили в системах парового отопления высокого давления устанавливают и перед (на паровой подводке) и после (на конденсатной трубе) отопительных приборов для полного их отключения при необходимости охладить или отремонтировать приборы.

На конденсатных подводках к приборам размещают также конденсатотводчики, пропускающие конденсат и воздух и задерживающие пар.

Арматуру можно располагать также непосредственно на отопительных приборах. Известны конструкции запорно-регулирующих кранов, устанавливаемых между секциями радиаторов; при нижней прокладке обеих магистралей системы водяного отопления часто на отопительных приборах устанавливают воздушные краны.

Арматура на стояках предназначена для количественного регулирования и полного отключения отдельных стояков, если требуется проводить ремонтные и другие работы во время отопительного сезона.

Вряд ли целесообразно устанавливать арматуру на стояках малоэтажных (один-три этажа) зданий. Здесь проще предусматривать возможность отключения арматурой сравнительно небольшой части системы отопления (например, вдоль одного фасада здания).

В многоэтажных зданиях, имеющих четыре и более этажей, на стояках систем отопления (на расстоянии от магистралей не более 120 мм) устанавливают проходные краны (их также называют пробочными) и вентили (см. рис. III.22). Проходные краны используют при низкотемпературной воде и ограниченном гидростатическом давлении в системе. В высоких зданиях при гидростатическом давлении, превышающем 0,6 МПа (6 кгс/см²) в нижней части стояков, проходные краны заменяют более дорогостоящими, но более прочными и надежными в работе вентилями.

Вентили ставят на стояках, так же как и на подводках к приборам, при теплоносителях — высокотемпературной воде и паре.

Предпочтительно применение вентиляей с наклонным шпинделем (косых вентиляей), имеющих меньшее гидравлическое сопротивление по сравнению с вентилями, шпиндель которых перпендикулярен оси трубы (прямые вентили) и в которых поток теплоносителя должен дважды изменять направление своего движения под прямым углом.

При водяном отоплении для спуска воды из одного стояка и впуска воздуха в него при этом, а также для выпуска воздуха при последую-

щем заполнении водой рядом с отключающими кранами (или вентилями) устанавливают муфты с резьбовыми пробками (или спускные вентили).

При паровом отоплении иногда (при значительном протяжении систем) на конденсатных трубах удаленных стояков предусматривается установка спускных вентилей для «продувки» системы, т. е. для быстрого удаления воздуха из нее при пуске пара.

На стояках можно размещать регулирующие диафрагмы (шайбы), хотя их установка сама по себе свидетельствует о невозможности применения трубы стояка меньшего диаметра, к чему всегда следует стремиться.

Арматура на магистралях необходима для количественного регулирования и отключения отдельных частей системы отопления. Для этого используют муфтовые проходные краны и вентили, а также фланцевые задвижки на трубах крупного калибра $d_y \geq 50$ мм.

Задвижка при полностью открытом затворе оказывает наименьшее сопротивление движению воды через нее по сравнению с арматурой других видов, в чем заключается преимущество этого громоздкого прибора.

В пониженных местах на магистралях устанавливают спускные краны, в повышенных местах водяных магистралей — воздушные краны или воздухоотборники (см. ниже).

Паровые магистрали снабжаются гидравлическими затворами (петлями) или конденсатоотводчиками для удаления конденсата, образующегося попутно при движении пара. Их можно отнести к запорной арматуре для пара.

На вертикальных воздушных трубах систем водяного отопления с нижней прокладкой магистралей устанавливают арматуру (проходные краны) в тех случаях, когда на самих стояках предусматриваются запорные краны. Горизонтальная воздухоудаляющая линия дополняется запорным краном, если она не выводится к расширительному баку (см. рис. III.24, д).

На спускных трубах для опорожнения отдельных стояков или горизонтальных ветвей систем водяного отопления (подробнее см. § 47) устанавливают общий запорный кран у бачка для перепуска воды в канализационную сеть.

Арматура в тепловом пункте здания предназначена для регулирования и отключения отдельных систем отопления, а также отопительного оборудования.

Задвижки размещают на главных подающих и обратных магистралях, до и после (по движению теплоносителя) теплообменников, циркуляционных и смесительных насосов, водоструйных элеваторов, исполнительных механизмов автоматического регулирования и других аппаратов, а также на обводных линиях.

Если кроме рабочего насоса предусматривается резервный насос, то после каждого из них, кроме задвижек, устанавливают обратные клапаны (см. рис. IV.7). Насос находится в резерве при открытых задвижках, и обратный клапан предотвращает обратное движение воды через него к всасывающему патрубку работающего насоса.

На конденсатных трубах перед баком для сбора конденсата размещают конденсатоотводчики. Основная запорная арматура дополняется воздушными и спускными кранами в необходимых местах.

§ 32. КОМПЕНСАЦИЯ УДЛИНЕНИЯ ТРУБ

Теплопроводы системы отопления монтируют в «коробке» строящегося здания при различной температуре наружного воздуха. В весенне-осенний период эта температура близка к $+5^{\circ}\text{C}$. В зимний период для удобства выполнения отделочных и монтажных работ в строящемся здании стремятся также поддерживать временными средствами положительную температуру.

Так как эксплуатация различных отопительных труб проводится при температуре теплоносителя от 30 до 150°C , стальные трубы удлиняются по сравнению с монтажной их длиной в большей или меньшей степени.

Температурное удлинение нагреваемой трубы — приращение ее длины Δl — определяется по формуле

$$\Delta l = \alpha (t_T - t_H) l, \quad (\text{III.54})$$

где α — коэффициент линейного расширения материала трубы (для мягкой стали в рассматриваемом интервале температуры близок к $1,2 \cdot 10^{-5}$);

t_T — температура теплопровода, близкая к температуре теплоносителя, $^{\circ}\text{C}$ (при расчетах учитывается наивысшая температура);

t_H — температура окружающего воздуха в период производства монтажных работ, $^{\circ}\text{C}$;

l — длина отопительной трубы, м.

Если считать $t_H = +5^{\circ}\text{C}$, то формула (III.54) для стальной трубы может быть представлена в виде:

$$\Delta l \approx 1,2 \cdot 10^{-2} (t_T - 5) l, \text{ мм}, \quad (\text{III.54a})$$

удобном для ориентировочных расчетов.

Можно установить, что при низкотемпературной воде 1 м подающей стальной трубы предельно удлинится приблизительно на 1 мм, обратной трубы — на 0,8 мм, а при высокотемпературной воде и паре удлинение каждого метра трубы достигает 1,75 мм.

Очевидно, что это необходимо учитывать при конструировании системы отопления, особенно при высокотемпературном теплоносителе, и принимать меры для уменьшения усилий, возникающих при температурном удлинении подводок, стояков и магистралей.

Компенсация удлинения подводок к отопительным приборам предусматривается в горизонтальных однотрубных системах путем изгибов подводок (добавления уток) для того, чтобы напряжение на изгиб в отводах труб не превышало 78,5 МПа (800 кгс/см^2); между каждым пятью-шестью приборами вставляют П-образные компенсаторы, которые рационально размещать в местах пересечения разводящей трубой внутренних стен и перегородок помещений.

В системах отопления с вертикальными стояками подводки к приборам в большинстве случаев выполняются без изгибов, однако в высоких зданиях возможен специальный изгиб подводок к одному или нескольким приборам для обеспечения беспрепятственного перемещения труб стояка при температурном удлинении.

При длинных гладкотрубных приборах, а также при установке нескольких приборов другого типа «на сцепке» необходимы такие же специальные изгибы подводок к ним для компенсации их температурного удлинения.

Игнорирование этого явления приводит при эксплуатации системы

если не к излому труб и арматуры, то к возникновению течи в резьбовых соединениях.

Компенсация удлинения вертикальных стояков систем отопления малоэтажных зданий обеспечивается путем их изгиба в местах присоединения к подающим магистралям (рис. III.22, а). В более высоких (4—7-этажных) зданиях вертикальные однотрубные стояки изгибают в местах присоединения не только к подающей, но и к обратной магистрали (рис. III.22, б).

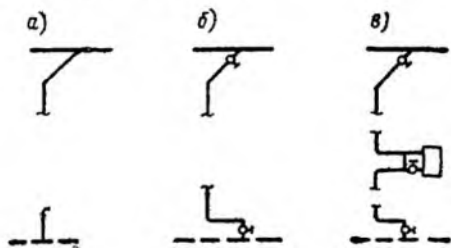


Рис. III.22. Изгибы труб для компенсации удлинения вертикальных стояков систем отопления зданий

а — одно-трехэтажных; б — четырех-семиэтажных; в — восьмиэтажных и более высоких

В зданиях, имеющих более семи этажей, таких изгибов стояков недостаточно и для компенсации удлинения средней части вертикальных стояков применяют либо специальные П-образные компенсаторы, либо дополнительные изгибы труб, удаляя отопительные приборы от оси стояка (рис. III.22, в). В этом случае трубы стояков между компенсаторами в отдельных точках закрепляют, устанавливая неподвижные опоры (так называемые «мертвые») для обеспечения перемещения труб в заданном направлении при изменении их температуры.

В местах пересечения междуэтажных перекрытий трубы заключают в гильзы для облегчения их перемещения при удлинении или при ремонте. При замоноличивании в панели стен трубы соединяют в разрывах между панелями с изгибами для компенсации усилий, возникающих при осадке зданий.

В вертикальной однотрубной системе для компенсации удлинения используют изгибы труб каждого этаже-стояка.

Для компенсации удлинения вертикальных главных стояков систем отопления многоэтажных зданий применяют П-образные компенсаторы, ширина и вылет которых определяются расчетом. Следует иметь в виду, что неподвижные опоры между компенсаторами в этом случае воспринимают не только силу упругости компенсатора, но и действие массы трубы с водой и изоляцией.

Компенсация удлинения магистралей выполняется прежде всего естественными их изгибами, обусловленными планировкой конкретного здания, и только прямые магистрали значительной длины, особенно при высокотемпературном теплоносителе, снабжаются П-образными компенсаторами.

§ 33. УКЛОН ТРУБ

Трубы систем водяного и парового отопления редко прокладывают строго горизонтально — только в тех случаях, когда это необходимо по местным условиям. Как правило, трубы монтируют с отклонением от горизонтали — уклоном.

В водяных системах отопления уклон горизонтальных труб необхо-

дим для отвода в процессе эксплуатации скоплений воздуха, находящегося в свободном состоянии, в какое-либо заранее выбранное место, а также для самотечного удаления воды из труб при опорожнении систем.

Строго горизонтальная прокладка труб (магистралей $d_y > 50$ мм, а также ветвей горизонтальных систем) допустима при повышенной скорости движения воды (не менее 0,25 м/с), когда скопления воздуха уносятся протекающей водой. Однако в этом случае затруднен спуск воды из таких труб.

Магистралей верхней разводки рекомендуется прокладывать с уклоном против направления движения воды для того, чтобы частично использовать архимедову подъемную силу для удаления скоплений воздуха к воздухоотборнику, расположенному в наиболее высокой точке системы отопления. Подобное направление уклона верхних магистралей необходимо принимать в насосных системах. В гравитационных системах допускается прокладка труб с уклоном по движению воды, если скорость ее движения меньше скорости витания (см. § 34) пузырьков воздуха в воде.

Нижние магистрали всегда прокладывают с уклоном в сторону теплового пункта здания, где при опорожнении системы вода спускается в канализацию. При этом, если магистралей две (подающая и обратная), то рационально для удобства их крепления придавать им уклон в одном и том же направлении.

В насосных системах уклоны подающих магистралей и подводок к отопительным приборам допускаются по направлению движения воды только в том случае, если будет обеспечиваться самопроизвольное движение скоплений воздуха в обратную сторону — против направления движения воды. В обычных условиях при уклоне более 1% (0,01) это требование выполняется, т. е. подъемная сила оказывается больше сопротивления, вызванного динамическим давлением воды и гидравлическим трением.

В паровых системах отопления уклон горизонтальных труб необходим для самотечного удаления конденсата как при эксплуатации, так и при опорожнении систем.

Паропроводы рекомендуются прокладывать с уклоном по направлению движения пара для обеспечения самотечного движения попутного конденсата, образующегося при потере тепла через стенки труб. Встречное движение пара и конденсата в одной и той же трубе сопровождается гидравлическими ударами. Поэтому уклон паропроводов против направления движения пара нежелателен и допустим в исключительных случаях.

Самотечные конденсатные трубы, естественно, имеют уклон в сторону стока конденсата. Напорным конденсатным трубам уклон придается в произвольном направлении лишь для спуска конденсата при опорожнении труб.

Рекомендуемый нормальный уклон магистралей — водяных в насосных системах, паровых и напорных конденсатных — 0,003, хотя в необходимом случае уклон может быть уменьшен до 0,002. Минимальный уклон подающих магистралей гравитационных систем водяного отопления, паропроводов с уклоном против движения пара, самотечных конденсатных магистралей, подводок к отопительным приборам — 0,005 и желательно увеличивать его до 0,01.

§ 34. ПЕРЕМЕЩЕНИЕ И УДАЛЕНИЕ ВОЗДУХА

В системах центрального отопления, особенно в водяных, скопления воздуха нарушают циркуляцию теплоносителя и вызывают коррозию стали. Борьба с воздушными скоплениями — весьма важная задача, которую необходимо разрешать при проектировании и эксплуатации систем. Для проведения необходимых мероприятий следует выяснить сущность процессов растворения и перехода воздуха в свободное состояние, укрупнения и движения воздушных скоплений в трубах.

Воздух в системы отопления попадает двумя путями: частично остается в свободном состоянии при заполнении их теплоносителем или вносится водой в процессе заполнения и эксплуатации в растворенном (точнее, поглощенном, абсорбированном) виде.

Количество свободного воздуха, остающегося в трубах и приборах при их заполнении, не поддается учету, но этот воздух в правильно сконструированных системах устраняется в течение нескольких дней эксплуатации.

Количество растворенного воздуха, вводимого в системы при периодических добавках воды в процессе эксплуатации, определяется в зависимости от содержания воздуха в подпиточной воде. Подпиточная водопроводная вода содержит свыше 30 г воздуха в 1 т воды, подпиточная вода из теплофикационной сети, специально деаэрированная (лишенная воздуха), — < 1 г (но при этом появляется водород и даже метан).

Количество растворенного воздуха, переходящего в свободное состояние, зависит от температуры и давления воды в системах отопления.

Растворимость воздуха (насыщающая концентрация) в чистой воде при атмосферном давлении ($9,81 \cdot 10^4$ Па или 760 мм рт. ст.) зависит от температуры воды:

Температура воды, °С	5	30	50	70	90	95
Растворимость воздуха						
ρ_a , г/т	33	20	15	11	5	3

Как видно, при повышении температуры воды значительно снижается содержание в ней растворенного воздуха. Следовательно, в тех местах систем отопления, где горячая вода находится под атмосферным давлением, в свободное состояние переходит наибольшее количество воздуха.

При повышении давления задерживается переход абсорбированного воздуха в свободное состояние. Зависимость растворимости воздуха в воде от давления с достаточной точностью выражается законом Генри — абсорбируемое количество газа пропорционально его давлению (при данной температуре).

Влияние гидростатического давления на растворимость воздуха видно из следующего примера. В системе отопления высотой 23 м наибольшая растворимость воздуха в воде при температуре 95°C составит.

$$\rho_1 = \rho_a \frac{p_1}{p_a} = 3 \frac{(3,3 \cdot 9,81 - 8,46) 10^4}{(9,81 - 8,46) 10^4} = 3 \frac{23,91 \cdot 10^4}{1,35 \cdot 10^4} = 53 \text{ г/т}$$

$$\left(\rho_1 = \rho_a \frac{p_1}{p_a} = 3 \frac{3,3 \cdot 760 - 655}{760 - 655} = 3 \frac{1855}{105} = 53 \text{ г/т} \right),$$

где $8,46 \cdot 10^4$ Па (655 мм рт. ст.) — упругость водяных паров при температуре 95°C ;

$23,91 \cdot 10^4$ и $1,35 \cdot 10^4$ Па (1855 и 105 мм рт. ст.) — парциальное дав-

ление воздуха соответственно при абсолютном гидростатическом давлении $32,37 \cdot 10^4$ и $9,81 \cdot 10^4$ Па (3,3 и 1 кгс/см²).

В такой системе отопления растворенный воздух, вводимый с водой, не сможет перейти в свободное состояние в нижней ее части. Это произойдет лишь при достаточном понижении гидростатического давления.

Воздух в свободном состоянии занимает в системах отопления значительный объем. Например, в системе емкостью 7 м³ воздух, выделяющийся при нагревании воды от 5 до 95° С, имеет объем

$$\frac{(33 - 3) \cdot 7}{10^3} \frac{273 + 95}{1,29 \cdot 273} = 0,22 \text{ м}^3.$$

Такой объем воздуха может образовать «пробку» в трубе $d_y = 50$ мм протяженностью около 100 м. Этот пример подтверждает необходимость удаления свободного воздуха из систем отопления.

Следует, кроме того, отметить, что растворенный воздух содержит около 33% кислорода, т. е. в коррозионном отношении для стальных труб более опасен «водяной» воздух, чем атмосферный, в котором содержится кислорода около 21% (по объему).

Форма воздушных скоплений в воде в свободном состоянии различна. Лишь пузырьки с диаметром сечения не более 1 мм имеют форму шара. С увеличением объема пузырьки сплющиваются, принимая эллипсоидную и грибовидную формы.

В вертикальных водяных трубах пузырьки воздуха могут всплывать, находясь во взвешенном состоянии и, наконец, увлекаться потоком воды вниз.

В горизонтальных и наклонных водяных трубах пузырьки воздуха занимают верхнее положение. Мельчайшие пузырьки задерживаются в нишах шероховатой поверхности труб. Более крупные пузырьки (объемом 0,1 см³ и более) в зависимости от уклона труб и скорости движения воды как бы катятся вдоль «потолочной» поверхности труб в виде прерывистой ленты. С увеличением скорости движения воды до 0,6 м/с начинается дробление воздушных скоплений; пузырьки воздуха в верхней части труб, отрываясь от их поверхности, двигаются по криволинейным траекториям. При скорости движения воды более 1 м/с мелкие пузырьки постепенно распространяются по всему сечению труб — возникает водовоздушная эмульсия.

В паропроводах пар вытесняет воздух в нижние части систем к конденсатным трубам.

В горизонтальных и наклонных самотечных конденсатных трубах воздух перемешивается над уровнем конденсата, в напорных конденсатных трубах — в виде пузырьков и водовоздушной эмульсии.

Скорость движения пузырьков свободного воздуха в воде зависит от подъемной архимедовой силы и сил сопротивления движению воды и воздуха.

Рассмотрим состояние идеального воздушного пузырька-шарика диаметром d в потоке воды, движущемся сверху вниз. Подъемная сила, действующая на пузырек, направлена вверх:

$$P = V (\rho_{\text{вд}} - \rho_{\text{вз}}) g, \quad (\text{III}, 55)$$

где V — объем пузырька;
 $\rho_{\text{вд}}$ и $\rho_{\text{вз}}$ — плотность соответственно воды и воздуха.

При движении со скоростью v в потоке воды, обладающем скоростью w , пузырек испытывает силу сопротивления всплыванию.

$$R = c_x \frac{\pi d^2}{4} \frac{\rho_{\text{вд}} (w - v)^2}{2} \quad (\text{III.56})$$

где c_x — коэффициент сопротивления.

При $P = R$, $v = 0$ и пузырек находится в потоке во взвешенном состоянии. Скорость w свободного потока, не ограниченного стенками трубы, при которой пузырек воздуха «витает» в воде, называется скоростью витания или критической скоростью движения воды.

При $P > R$ пузырек воздуха «всплывает» против течения воды и в системе водяного отопления перемещается в верхние ее части.

При $P < R$, т. е. при скорости движения потока, превышающей критическую, пузырек воздуха уносится потоком воды и в системе водяного отопления перемещается в нижние ее части.

Исследованиями было установлено значение критической скорости потока воды для обычных геометрических размеров воздушных скоплений в системах водяного отопления: в вертикальных трубах 0,2—0,25 м/с, в наклонных и горизонтальных трубах 0,1—0,15 м/с. Скорость всплывания пузырьков воздуха не превышает скорости витания.

Проследим за состоянием воздуха и образованием воздушных скоплений в вертикальных системах водяного отопления.

Воздух переходит из растворенного состояния в свободное по мере уменьшения гидростатического давления в верхней части систем отопления: в главном стояке — при верхней прокладке подающей магистрали, в отдельных стояках — при нижней ее прокладке. Свободный воздух в виде пузырьков и скоплений движется по направлению или против течения в зависимости от скорости потока воды и уклона труб. Воздух собирается в высших точках системы или при значительной скорости движения захватывается потоком и по мере понижения температуры и повышения гидростатического давления вновь абсорбируется водой.

Теперь можно установить совокупность мероприятий для локализации воздушных скоплений в системах отопления.

В системах водяного отопления с верхней прокладкой магистралей обеспечивается движение свободного воздуха к точкам его сбора; точки сбора воздуха (и удаления его в атмосферу) соответствуют наиболее высоко расположенным местам систем; скорость движения воды в точках сбора воздуха снижается до значения менее 0,1 м/с; длина пути движения воды с пониженной скоростью гарантирует всплывание пузырьков и скопление воздуха для последующего его удаления.

К таким мероприятиям относятся прокладка труб с определенным уклоном в желательном направлении, установка проточных воздухоборников (рис. III.23, а) или использование открытых расширительных баков в системах с верхней прокладкой подающей (рис. III.23, б) и обратной (рис. III.23, в) магистралей. Из воздухоборников воздух удаляется в атмосферу периодически с помощью ручных спускных кранов или автоматических воздухоотводчиков. Из расширительных баков воздух выходит через открытую переливную трубу.

В большинстве известных конструкций автоматических воздухоотводчиков (так называемых вантузов) поплавково-клапанного типа используются внутреннее гидростатическое давление для закрывания клапана

(прижимания золотника клапана к седлу воздушной трубки) и сила тяжести поплавка для его открывания.

В системах водяного отопления с нижней прокладкой обеих магистралей наиболее высоко расположены отопительные приборы верхнего этажа зданий. Воздух, концентрирующийся в емких отопительных приборах или в греющих трубах конвекторов и бетонных панелей, удаляется в атмосферу периодически с помощью ручных и автоматических воздушных кранов 1 (рис. III.24, а) или централизованно через специальную воздушную трубу 2 (рис. III.24, з).

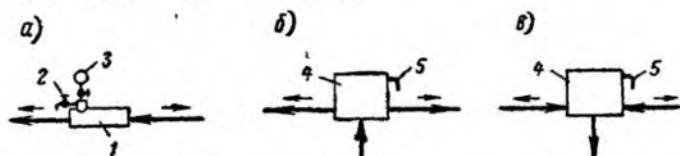
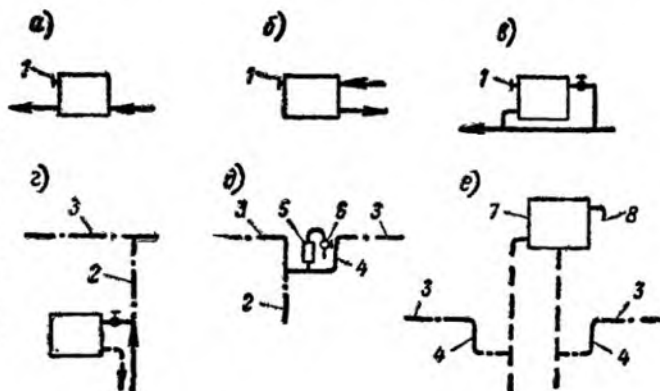


Рис. III.23 Способы удаления воздуха из системы водяного отопления с верхней прокладкой магистрали

а — через горизонтальный проточный воздухоотборник 1 и спускной кран 2 или автоматический воздухоотводчик 3, б — через проточный расширительный бак 4 и переливную трубу 5 при естественной циркуляции воды, в — через проточный расширительный бак 4 при «прокинутой» циркуляции воды

Рис. III.24. Способы удаления воздуха из системы водяного отопления с нижней прокладкой магистралей: через воздушный кран 1; через воздушные трубы 2 и 3 с петлями 4; через воздухоотборник 5 и спускной кран 6; через расширительный бак 7 с переливной трубой 8



Распространена конструкция ручного бессальникового воздушного крана с поворотным игольчатым штоком. Однако целесообразнее применять достаточно простые автоматические воздушные краны, основанные на свойстве сухого материала пропускать воздух, а в увлажненном состоянии задерживать его.

При централизованном воздухоудалении воздушные трубы стояков 2 объединяются горизонтальной воздушной линией 3 (рис. III.24, з) с воздушной петлей 4 для устранения циркуляции воды в воздушной линии (рис. III.24, д, е). Для периодического выпуска воздуха воздушная петля включает вертикальный воздухоотборник 5 со спускным краном 6 (рис. III.24, д). Для непрерывного удаления воздуха воздушную петлю присоединяют к одной из соединительных труб открытого расширительного бака 7 (рис. III.24, е).

Особенно важны мероприятия по сбору и удалению воздушных скоплений при восполнении потерь воды в отопительных системах водопроводной водой. В этом случае при нижней прокладке магистралей трубы к отопительным приборам верхнего этажа рекомендуется присоединять

по схеме, изображенной на рис. III.24, а, и детализированной на рис III.17, в—д, а при централизованном удалении воздуха — по схеме на рис. III. 24, г.

При «подпитке» систем отопления деаэрированной водой можно добиться обезвоздушивания отопительных приборов и труб путем создания скорости водяных потоков, обеспечивающей вынос пузырьков воздуха в зону повышенного гидростатического давления с последующей адсорбцией. Это осуществляется в однотрубных системах с присоединением труб к отопительным приборам верхнего этажа по схеме на рис. III.24, б. В этом случае существенное значение имеет также непосредственное поглощение свободных воздушных скоплений водой, охлаждающейся в отопительных приборах.

Явление поглощения более быстро протекает в отопительных приборах нижних этажей, где растворимость воздуха возрастает не только при понижении температуры воды, но и вследствие увеличения гидростатического давления. Наблюдениями установлено, что процесс обезвоздушивания радиаторов, присоединенных к трубам по схеме снизу—вниз (см. рис. III.24, а), практически протекает в течение двух-трех суток без открывания воздушных кранов. Поэтому при обеспечении достаточной растворимости воздуха трубы к отопительным приборам можно присоединять по схеме, показанной на рис. III.24, в, способствующей повышению плотности теплового потока приборов.

В вертикальных однотрубных системах водяного отопления многоэтажных зданий с П-образными и бифилярными стояками воздушные краны в верхних приборах можно не устанавливать и при наполнении системы воздух удалять в основании нисходящей части стояков путем выдавливания его водой.

В паропроводах систем парового отопления воздух находится в свободном состоянии. Удельный вес воздуха приблизительно в 1,6 раза больше, чем удельный вес пара: при температуре 100° С соотношение составляет 9 Н/м³ (0,92 кгс/м³) к 5,7 Н/м³ (0,58 кгс/м³), чем объясняется скопление воздуха в низких местах систем над поверхностью конденсата. Так как растворимость воздуха в конденсате незначительная из-за высокой температуры конденсата, воздух остается в свободном состоянии.

В паровых системах низкого давления воздушные скопления удаляют в атмосферу через «сухие» конденсатные трубы или специальные воздушные трубы при «мокрых» конденсатных трубах.

В паровых системах высокого давления воздух захватывается конденсатом, движущимся с большой скоростью. Водовоздушная эмульсия по трубам попадает в закрытый конденсатный бак, где воздух отделяется от конденсата и периодически отводится в атмосферу через специальную воздушную трубу.

§ 35. РАСШИРИТЕЛЬНЫЙ БАК

Каждая система водяного отопления гидравлически замкнута и имеет определенную емкость арматуры, труб и отопительных приборов, т. е. постоянный объем заполняющей ее воды. Изменение температурного режима влияет на параметры находящейся в системе воды. Внутреннее гидравлическое давление в замкнутой системе при этом может повышаться до величины, превышающей предел прочности отдельных ее элементов. Поэтому в систему водяного отопления вводится дополнительный элемент для ограничения гидравлического давления. Этот элемент может