

## Часть 6. Системы парового, воздушного и местного отопления

### 6.1. Центральное воздушное отопление

Центральное воздушное отопление применяется в помещениях производственных, гражданских и агропромышленных зданий при наличии центральной системы приточной вентиляции. Отопление осуществляют по трем описанным выше схемам: с полной рециркуляцией, с частичной рециркуляцией, и прямоточной.

Полную рециркуляцию воздуха применяют главным образом в нерабочее время для дежурного отопления или для нагревания помещений перед началом работы при прерывистом отоплении. Так поступают, если полная рециркуляция не противоречит требованиям гигиены, пожаро- и взрывобезопасности помещений. При этом используется имеющаяся центральная система приточной вентиляции, но воздух забирается не снаружи, а из отапливаемых помещений и нагревается до температуры, определяемой по формуле:

$$t_{\Gamma} = t_{\text{В}} + \frac{Q_{\Pi}}{cG_{\text{ВЕНТ}}}, \quad (6.1)$$

где  $t_{\text{В}}$  – температура воздуха в помещении, °С;  $Q_{\Pi}$  – максимальная теплотребность помещения для поддержания в помещении расчетной температуры, Вт;  $c$  – удельная массовая теплоемкость воздуха, равная 1 005 Дж/(кг·К);  $G_{\text{ВЕНТ}}$  – количество вентиляционного воздуха, кг/ч.

В рабочее время центральное воздушное отопление подчиняется условиям вентилирования помещений. Приточный воздух нагревается до температуры более высокой, чем температура помещений в зависимости от теплотребности, выявленной при составлении теплового баланса этих помещений.

В системе центрального воздушного отопления используются все конструктивные элементы системы приточной вентиляции: фильтр, калориферы, электровентилятор, воздуховоды и пр. Тепловая мощность калориферов в совмещенной системе отопления и вентиляции повышается на

величину тепловой мощности системы отопления. Другим отличием является установка резервного вентилятора, электродвигатель которого должен автоматически включаться при остановке основного вентилятора.

Если для крупного помещения предусмотрено несколько совмещенных систем отопления и вентиляции, то резервные вентиляторы не устанавливаются, а головные участки воздухопроводов отдельных систем соединяются перемычками — перепускными воздухопроводами с нормально закрытыми клапанами. Тепловая мощность таких систем подбирается в расчете на поддержание в помещении режима дежурного отопления при выходе одной из них из строя.

Нагретый воздух может подаваться в обогреваемые помещения одной или несколькими горизонтальными струями, т. е. уже известным способом сосредоточенной подачи. В высокие помещения (высотой  $H_{\text{п}}$  более 8 м) воздух выпускается через воздухораспределительные устройства, размещаемые в средней зоне  $(0,35—0,65)H_{\text{п}}$  на высоте от поверхности пола.

Нагретый воздух может также подаваться вертикально сверху вниз. Начальную температуру воздуха  $t_{\text{г}}$ , °С, для обеспечения такой подачи принимают не более получаемой по формуле:

$$t_{\text{г}} \leq t_{\text{в}} + 6 \left( \frac{mv_0}{H_{\text{п}} - h_{\text{р.з}}} \right)^2 \frac{\sqrt{A_0}}{n}, \quad (6.2)$$

где  $m$  и  $n$  — скоростной и температурный коэффициенты воздушной струи, зависящие от конструкции воздухораспределительного устройства;  $v_0$  — начальная скорость подаваемого воздуха, м/с;  $h_{\text{р.з}}$  — высота рабочей зоны, м;  $A_0$  — площадь выходного отверстия, м<sup>2</sup>.

В помещениях при такой подаче образуются так называемые ненастилающиеся воздушные струи.

В случаях, когда нагретый воздух выпускается под потолком помещений ( $h > 0,85H_{\text{п}}$ ), например, в относительно низких помещениях (при высоте  $H_{\text{п}}$  менее 8 м), воздушные струи становятся настилающимися.

Настилающиеся воздушные струи получают также при подаче нагретого воздуха снизу вдоль вертикальных наружных ограждений, особенно вдоль стекла световых проемов. Так поступают в холодных районах, если рабочие места людей расположены близ этих проемов.

Рассмотрим расчет воздушного отопления помещений в этих случаях: при образовании ненастилающихся и настилающихся воздушных струй.

При расчете центрального воздушного отопления с ненастилающимися струями устанавливают начальные параметры и число воздушных струй в помещении (при расчете местного отопления установками исходными являются тепловая мощность, начальная температура и скорость воздуха, выпускаемого из установок). Определяют диаметр, число воздухораспределителей и начальную скорость  $v_0$  воздушных струй для обеспечения скорости движения воздуха в рабочей зоне не более нормируемой  $v_{норм}$ . Определяют также начальную температуру воздуха  $t_g$ , которая не должна превышать максимально допустимой.

Расчет начинают с вычисления предварительного значения шага  $b'$ , м, размещения воздухораспределителей в помещении по формуле:

$$b' = \frac{1,58}{N_{п}} \left( \frac{10^6}{lmnq(t_{p,з} - t_{н})} \left( \frac{v_{норм}}{k} \right)^3 \right)^2, \quad (6.3)$$

где  $l$  - длина обогреваемого одной струей объема помещения, м;  $q$  - удельная тепловая характеристика помещения, Вт/(м<sup>3</sup>·°С);  $t_{н}$  - температура наружного воздуха, °С;  $v_{норм}$  - нормативные значения скорости воздуха в помещении, м/с;  $k$  - поправочный коэффициент, учитывающий число отопительных агрегатов, устанавливаемых в один ряд (изменяется от 1,15 при двух агрегатах и 1,05 при четырех до 0,9 при десяти агрегатах в ряду).

Затем устанавливают число воздухораспределителей  $N$ , исходя из длины помещения и полученного значения  $b'$  (если  $b' \leq 3N_{п}$ ).

Вычисляют площадь выходного отверстия  $A_0$ , м<sup>2</sup>, одного воздухораспределителя по формуле:

$$A_0 = bN_{\Pi} \left( \frac{v_{\text{норм}}}{v_0 k} \right)^2, \quad (6.4)$$

где  $v_0$  - начальная скорость воздушной струи, м/с, выбираемая с учетом акустических требований, предъявляемых к помещению.

В формулу (6.4) подставляют уточненный размер  $b$  в зависимости от выбранного числа воздухораспределителей.

Наконец, определяют начальную температуру подаваемого воздуха:

$$t_{\Gamma} = t_{\text{р.з}} + \frac{1,25Q_{\Pi}}{c\rho A_0 v_0 N}, \quad (6.5)$$

где  $Q_{\Pi}$  - теплотребность, Вт, для поддержания в помещении расчетной температуры рабочей зоны  $t_{\text{р.з}}$ ;  $c$  и  $\rho$  - теплоемкость, Дж/(кг·°С), и плотность, кг/м<sup>3</sup>, воздуха, соответственно.

При сосредоточенной подаче начальная температура струи нагретого воздуха во избежание быстрого ее «всплывания» не должна превышать полученной по формуле:

$$t_{\Gamma} \leq t_{\text{в}} + \frac{1300v_0^2 \sqrt{A_0}}{mnbN_{\Pi}}. \quad (6.6)$$

Рассмотренный способ распределения нагретого приточного воздуха ненастилающимися струями распространен в производственных и коммунальных (гаражи, прачечные) зданиях.

В сравнительно низких помещениях общественных и административно-бытовых зданий чаще встречается подача воздуха вдоль ограждений, при которой получают настилающиеся струи. При выпуске в таких условиях нагретого воздуха из щелевидного отверстия воздухораспределителя образуется плоская неизотермическая струя, настилающаяся на поверхность наружного ограждения — стены, потолка или стекла светового проема. Связанное с этим повышение температуры внутренней поверхности наружного ограждения благоприятно сказывается на самочувствии людей, хотя и вызывает увеличение наружных теплопотерь.

Геометрическая характеристика плоской воздушной струи  $H$ , м, определяется по формуле:

$$H = \sqrt[3]{\frac{9,6(mv_0)^4 b_0}{(n(t_r - t_b))^2}}, \quad (6.7)$$

где  $b_0$  — ширина воздуховыпускного отверстия, м.

Из формулы (6.7) можно установить, что между геометрической характеристикой плоской нагретой струи и числом Архимеда существует определенная связь:

$$H \propto \sqrt[3]{\frac{m^4 b_0^3}{(nAr)^2}}. \quad (6.8)$$

При подаче воздуха из открытого щелевидного отверстия или из отверстия с параллельными направляющими лопатками коэффициенты  $m$  и  $n$  в (6.7) для плоской воздушной струи равны:  $m = 3,5$  и  $n = 2,8$ . Тогда геометрическая характеристика плоской воздушной струи приобретает вид:

$$H = 25,7 \sqrt[3]{\frac{v_0^4 b_0}{(t_0 - t_b)^2}}. \quad (6.9)$$

Расчет плоской настилающейся струи заключается в проверке допустимости начальных и конечных параметров воздуха. Обычно определяется начальная скорость движения воздуха и температура воздуха в струе на расчетном расстоянии  $x$  от места ее выпуска (например, в точке входа струи в рабочую зону). Начальная скорость движения плоской воздушной струи  $v_0$ , м/с, при условии, что  $x \leq 6l_0$  ( $l_0$  — длина отверстия щелевого воздухораспределителя), находят по формуле:

$$v_0 = \frac{v_x}{3,5k_c} \sqrt{\frac{x}{b_0}}, \quad (6.10)$$

где  $v_x$  - скорость движения воздуха в расчетной точке помещения, м/с;  $k_c$  - поправочный коэффициент учета стеснения струи, зависящий от соотношения между расчетным расстоянием  $x$  и высотой помещения  $H_n$ ;  $k_c = 1$  при  $x < H_n$ ;  $k_c$

$< 1$  при  $x \geq H_{\text{п}}$ .

Объемное количество воздуха  $L_1$ , м<sup>3</sup>/с, подаваемого из отверстия длиной 1 м щелевого воздухораспределителя, при известных ширине щели  $b_0$  и начальной скорости  $v_0$  составляет:

$$L_1 = b_0 v_0. \quad (6.11)$$

Длина одного воздухораспределителя  $l_0$  и число воздухораспределителей в помещении определяются количеством подаваемого нагретого воздуха  $L_{\text{от}}$  и необходимостью выполнить условие  $x \leq 6l_0$ .

В помещении возможно ограничение скорости выпуска воздуха из приточного отверстия по акустическим условиям, тогда ширина и длина щели могут увеличиваться.

Максимальная температура воздуха  $t_x$ , °С, в плоской настилающейся струе на расчетном расстоянии  $x$  от места ее выпуска рассчитывается:

$$t_x = t_{\text{в}} + 2,8(t_{\text{г}} - t_{\text{в}}) \sqrt{\frac{b_0}{x}}. \quad (6.12)$$

В зоне прямого воздействия приточной струи допустимо отклонение температуры в струе от нормируемой для жилых, общественных и административно-бытовых помещений на 3 °С, для производственных помещений — на 5 °С.

В системе центрального воздушного отопления нагретая струя, выпускаемая из сравнительно узкой щели, характеризуется числом  $Ar < 0,001$ , т.е. относится к категории слабо неизотермических струй. На основном участке такой струи интенсивно падает скорость движения воздуха и относительно медленно снижается температура.

Температура воздуха понижается более заметно при движении нагретой струи вдоль наружного ограждения, особенно вдоль стекла светового проема. Понижение температуры воздушной струи ускоряется вследствие интенсификации конвективной теплоотдачи на внутренней поверхности ограждения. Это дополнительное понижение температуры в изложенном выше

методе расчета нагретой плоской настилающейся струи во внимание не принималось.

Однако при усилении теплоотдачи на внутренней поверхности повышается ее температура и увеличиваются теплопотери через наружное ограждение. Для возмещения дополнительных теплопотерь следует соответственно повысить начальную температуру воздушной струи.

В случае подачи нагретого воздуха плоской настилающейся струей снизу вверх значение коэффициента конвективной теплоотдачи  $\alpha_k$ , Вт/(м<sup>2</sup>·°С), между струей и внутренней поверхностью, среднее по высоте ограждения  $H_{\Pi}$  (при  $H_{\Pi} \geq 14,5b_0$ ), может быть найдено при температуре окружающего воздуха около 20 °С по формуле:

$$\alpha_k = 50 \frac{b_0^{0,4}}{H_{\Pi}^{0,6}} \sqrt{v_0}. \quad (6.13)$$

При известном коэффициенте  $\alpha_k$  можно уточнить теплопотери через наружное ограждение и начальную температуру воздушной струи. В этом же случае нагретая воздушная струя не только возмещает теплопотери помещения, но и защищает рабочую зону от ниспадающего потока воздуха, охлаждающегося у наружного ограждения. Струя должна лишь оставаться настилающейся по всей высоте помещения  $H_{\Pi}$ .

Для выполнения этого условия начальная скорость нагретой струи, выпускаемой из щели в полу шириной  $b_0$ , должна удовлетворять соотношению, полученному в результате исследований:

$$v_0^2 = \frac{0,72}{10^3 b_0} (t_{\text{в}} - \tau_{\text{в}})^{0,91} H_{\Pi}^{1,73}, \quad (6.14)$$

где  $(t_{\text{в}} - \tau_{\text{в}})$  - разность температуры при  $t_{\text{в}} \approx 20$  °С и температуре внутренней поверхности наружного ограждения  $\tau_{\text{в}}$ , вычисленной для обычных условий естественной конвекции.

**Задача 1.** Рассчитать систему центрального воздушного отопления с сосредоточенной подачей воздуха через цилиндрические трубы ( $m = 6,8$ ;  $n =$

4,8) обогреваемыми водой (температура 150—70 °С), с наклонной подачей воздуха в цехе длиной 50, шириной 20 и высотой 9 м, если теплотери цеха 170 кВт,  $t_b = 15$  °С,  $v_{\text{норм}} = 0,5$  м/с и  $\Delta t_{\text{норм}} = 3$  °С., если удельная тепловая характеристика цеха  $0,54$  Вт/(м<sup>3</sup>·°С) при  $t_n = -20$  °С.

**Решение:**

Найдем предварительное значение шага размещения воздухораспределителей по формуле (6.3) при длине зоны обслуживания струи равной ширине цеха ( $l = 20$  м), т. е. при установке воздухораспределителей в один ряд вдоль продольной стены цеха:

$$b' = \frac{1,58}{9} \left( \frac{10^6}{20 \cdot 6,8 \cdot 4,8 \cdot 0,54 (15 - (-20))} \left( \frac{0,5}{1,05} \right)^3 \right)^2 = 13,4 \text{ м.}$$

Принимая к установке четыре воздухораспределителя с шагом  $b = 50/4 = 12,5$  м ( $< 3H_n = 3 \cdot 9 = 27$  м), определим площадь выходного отверстия одного воздухораспределителя по формуле (6.4):

$$A_0 = 12,5 \cdot 9 \left( \frac{0,5}{12 \cdot 1,05} \right)^2 = 0,18 \text{ м}^2,$$

где начальная скорость воздушной струи принята равной 12 м/с.

Отсюда диаметр цилиндрической трубы каждого воздухораспределителя  $d = 0,48 \approx 0,5$  м. Принятая дальность воздушной струи (20 м) меньше предельной по формуле:

$$l = 0,7 \cdot 6,8 \sqrt{12,5 \cdot 9} = 50 \text{ м.}$$

Начальная температура подаваемого в цех воздуха по формуле (6.5):

$$t_r = 15 + \frac{1,25 \cdot 170 \cdot 10^3}{1200 \cdot 0,18 \cdot 12 \cdot 4} = 15 + 20,5 = 35,5 \text{ °С}$$

меньше предельно допустимой (36,6 °С), полученной по формуле (6.6).

**Задача 2.** Рассчитать подачу воздуха в объеме  $L_{\text{от}} = 0,27$  м<sup>3</sup>/с, нагретого до 35 °С, через плоский воздухораспределитель с щелью шириной  $b_0 = 0,03$  м, располагаемый под потолком общественного помещения (рис. 6.1) высотой  $H_n$

= 3,5 м, для обеспечения на расстоянии  $x = 8$  м от места выпуска струи (6 м по горизонтали и 2 м по вертикали) скорости движения  $v_x = 0,5$  м/с и температуры  $t_x = t_b + 3 = 18 + 3 = 21$  °С.

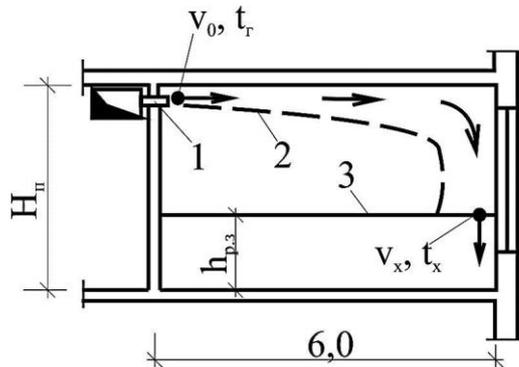


Рис. 6.1. Центральное воздушное отопление помещения (к примеру 2):

1 — воздухораспределитель; 2 — граница настилающейся воздушной струи; 3 — граница рабочей зоны; 4 — наружное ограждение)

### Решение:

Начальную скорость плоской настилающейся воздушной струи определяем по формуле (6.10):

$$v_0 = \frac{0,5}{3,5 \cdot 0,77} \sqrt{\frac{8}{0,03}} = 3 \text{ м/с,}$$

так как при  $\frac{x}{H_p} = \frac{8}{3,5} = 2,3$   $k_c = 0,77$  (по специальной литературе).

Значение геометрической характеристики плоской воздушной струи по формуле (6.9) составит:

$$H = 25,73 \sqrt{\frac{3^4 \cdot 0,03}{(35 - 18)^2}} = 5,2 \text{ м.}$$

Объемное количество воздуха, подаваемого из отверстия длиной 1 м щелевого воздухораспределителя, находим по уравнению:

$$L_1 = 0,03 \cdot 3 = 0,09 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Общая длина воздуховыпускной цели составит:  $l = \frac{L_{от}}{L_1} = \frac{0,27}{0,09} = 3 \text{ м.}$

Для обеспечения условия  $x \leq 6l_0$  принимаем к установке два щелевых воздухораспределителя длиной по  $l_0 = 1,5$  м.

Проверяем температуру в воздушной струе на расстоянии  $x = 8$  м от щели по формуле (4. 12):

$$t_x = 18 + 2,8(35 - 18)\sqrt{\frac{0,03}{8}} = 18 + 2,9 = 20,9 < 21 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

**Задача 3.** Определить начальную скорость нагретой воздушной струи, выпускаемой из щели в полу шириной  $b_0 = 0,01$  м, препятствующей образованию ниспадающего потока воздуха у двойного стеклянного витража высотой 5 м, если температура воздуха  $t_b = 18$  °С, внутренней поверхности стекла  $3,4$  °С (см. рис. 6.2).

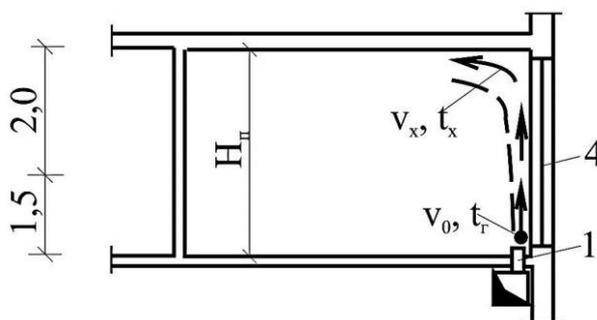


Рис. 6.2. Центральное воздушное отопление помещения (к примеру 3):

1 — воздухораспределитель; 4 — наружное ограждение

**Решение:**

Начальную скорость движения воздушной струи при  $t_b - \tau_b = 18 - 3,4 = 14,6$  °С определяем из уравнения (6.14):

$$v_0^2 = \frac{0,72}{10^3 \cdot 0,01} 14,6^{0,91} 5^{1,73},$$

$$v_0 = \sqrt{13,5} = 3,7 \text{ м/с}.$$

Среднее значение коэффициента конвективной теплоотдачи на поверхности внутреннего стекла витража по формуле (6.13) составит:

$$\alpha_k = \frac{50}{5^{0,6}} (0,01 \cdot 13,5)^{0,4} = 8,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{}^\circ\text{C)}.$$

Для данного примера коэффициент конвективной теплоотдачи получился приблизительно в 2 раза большим, чем при естественной конвекции. При этом коэффициент теплоотдачи  $\alpha_b$  на внутренней поверхности ограждения

повышается в 1,5 раза, и возрастает тепловой поток наружу. В рассмотренном случае тепловой поток через двойной витраж увеличивается на 13,3 %. Очевидно, что должна быть соответственно повышена и начальная температура воздушной струи.

## 6.2. Центральное паровое отопление

Давление пара в начале системы обуславливается допустимой температурой теплоносителя, схемой и радиусом действия системы, способом возвращения конденсата на тепловую станцию. При выборе давления исходят, прежде всего, из нормативного ограничения температуры пара в отопительных приборах. Как известно, максимальная температура не должна превышать 130 °С, а во взрыво- и пожароопасных помещениях — 110 °С.

В замкнутой системе с непосредственным возвращением конденсата в котел начальное давление пара  $p_n$ , МПа, определяют исходя из высоты помещения котельной:

$$p_n = 10 - 2(h_{\text{пом}} - (h_{\text{кот}} + 0,5D + 0,55)), \quad (6.15)$$

где  $h_{\text{пом}}$  - высота помещения котельной, м;  $h_{\text{кот}}$  и  $D$  - высота котла и диаметр его паросборника, соответственно, м.

Помещения котельных обычно имеют высоту 3,5—4 м. Начальное давление пара при этом не будет превышать 0,02 МПа.

В разомкнутой системе с возвращением конденсата через сборный конденсатный бак начальное давление пара зависит от конечного давления и потерь давления в системе. При открытом конденсатном баке и самотечном конденсатопроводе начальное давление пара:

$$p_n = \Delta p_{\text{пар}} + p_{\text{пр}}, \quad (6.16)$$

где  $\Delta p_{\text{пар}}$  - потери давления в паропроводе от теплового пункта до наиболее удаленного (концевого) отопительного прибора;  $p_{\text{пр}}$  - необходимое давление перед вентилем концевого прибора, принимаемое равным 2 000 Па при отсутствии конденсатоотводчика за прибором и 3 500 Па при использовании термостатического конденсатоотводчика.

При закрытом конденсатном баке и напорном конденсатопроводе начальное давление пара:

$$p_{\text{п}} = \Delta p_{\text{пар}} + \Delta p_{\text{конд}} + p_{\text{кон}}, \quad (6.17)$$

где  $\Delta p_{\text{конд}}$  - потери давления в напорном конденсатопроводе (включая конденсатоотводчик);  $p_{\text{кон}}$  - конечное избыточное давление в закрытом баке, принимаемое равным 0,02—0,05 МПа.

Потери давления в напорном конденсатопроводе равняются разности давления в конечном отопительном приборе и в конденсатном баке. При этом давление в отопительном приборе определяется значением максимально допустимой температуры пара для конкретного помещения.

Потери давления в паропроводах зависят от параметров движущегося пара и характера внутренней поверхности труб. Формулы для гидравлического расчета одинаковы для систем водяного и парового отопления.

При движении пара по участку паропровода его количество уменьшается вследствие попутной конденсации, снижается также его плотность из-за потери давления. Снижение плотности сопровождается увеличением, несмотря на частичную конденсацию, объема пара к концу участка, что приводит к возрастанию скорости его движения.

В системе низкого давления при давлении пара от 0,005 до 0,02 МПа эти сложные процессы вызывают практически незначительные изменения параметров пара. Поэтому принимают, что расход пара постоянен на каждом участке, а плотность пара постоянна на всех участках системы. При этих двух условиях гидравлический расчет паропроводов проводят по уже известному способу расчета по удельной линейной потере давления, исходя из тепловых нагрузок участков.

Расчет начинают с ветви паропровода, ведущего к наиболее неблагоприятно расположенному отопительному прибору, каковым является прибор, наиболее удаленный от котла.

Для гидравлического расчета паропроводов низкого давления используют

таблицы, составленные при плотности 0,634 кг/м<sup>3</sup>, соответствующей среднему избыточному давлению пара 0,01 МПа, и эквивалентной шероховатости труб  $k_s = 0,0002$  м (0,2 мм).

В системах низкого и повышенного давления установлена во избежание шума предельная скорость пара: 30 м/с при движении пара и попутного конденсата в трубе в одном и том же направлении и 20 м/с при встречном их движении.

Для ориентации при подборе диаметра паропроводов вычисляют, как и при расчете систем водяного отопления, среднее значение возможной удельной линейной потери давления  $R_{cp}$ , Па/м, по формуле:

$$R_{cp} = 0,65 \frac{p_n - p_{пр}}{\sum l_{пар}}, \quad (6.18)$$

где  $p_n$  - начальное избыточное давление пара, Па;  $\sum l_{пар}$  - общая длина участков паропровода до наиболее удаленного отопительного прибора, м.

Для преодоления сопротивлений, не учтенных при расчете или введенных в систему в процессе ее монтажа, оставляют запас давления до 10 % расчетной разности давления, т. е. сумма линейных и местных потерь давления по основному расчетному направлению должна составлять около  $0,9(p_n - p_{пр})$ .

После расчета ветви паропровода до наиболее неблагоприятно расположенного прибора переходят к расчету ветвей паропровода до других отопительных приборов. Этот расчет сводится к увязке потерь давления на параллельно соединенных участках основной (уже рассчитанной) и второстепенной (подлежащей расчету) ветвях. При увязке потерь давления на параллельно соединенных участках паропроводов допустима невязка до 15 %. В случае невозможности увязки потерь давления применяют дросселирующую диафрагму (шайбу). Диаметр отверстия дросселирующей диафрагмы  $d_d$ , мм, определяют по формуле:

$$d_d = 0,924 \sqrt{\frac{Q_{уч}^2}{\Delta p_d}}, \quad (6.19)$$

где  $Q_{\text{уч}}$  — тепловая нагрузка участка, Вт;  $\Delta p_{\text{д}}$  — избышек давления, Па, подлежащий дросселированию.

Диафрагмы (шайбы) целесообразно применять для погашения излишнего давления, превышающего 300 Па.

**Задача 4.** Выполнить гидравлический расчет одной из двух одинаковых частей паропроводов замкнутой системы отопления низкого давления (рис. 4.2). Давление пара в котле 0,01 МПа. Тепловая нагрузка каждого из 16 приборов 4 000 Вт.

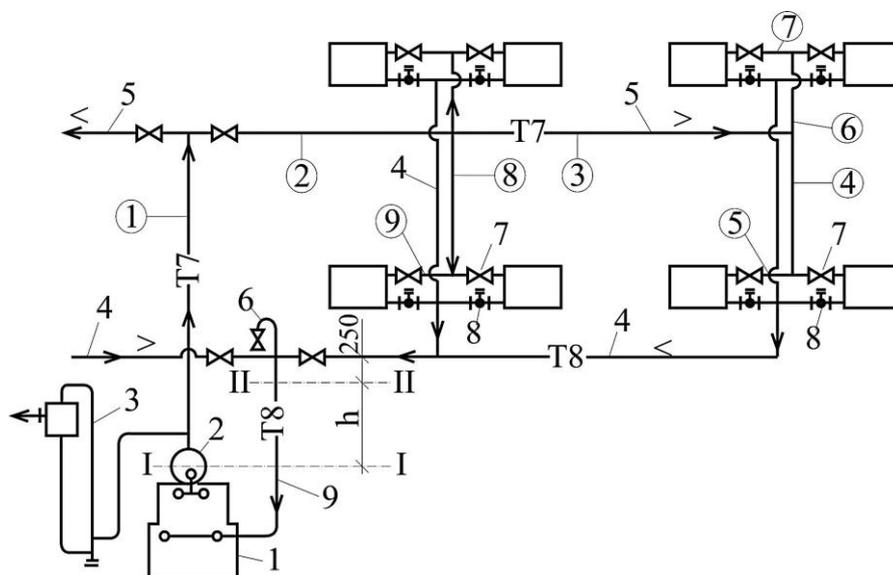


Рис. 6.3. Замкнутая система парового отопления низкого давления со средней разводкой (к примеру 4):

1 — котел; 2 — паросборник; 3 — предохранительное устройство; 4 — сухой конденсатопровод; 5 — паропровод; 6 — воздушная труба; 7 — паровой вен-тиль; 8 — тройник с пробкой; 9 — мокрый конденсатопровод; T7 и T8 — соответственно паропровод и конденсатопровод; в кружках — номера расчетных участков

**Решение:**

Средняя удельная линейная потеря давления по формуле:

$$R_{\text{ср}} = 0,65 \frac{10\,000 - 2\,000}{34} = 153 \text{ Па/м,}$$

Ориентируясь на значение  $R_{\text{ср}}$ , по тепловым нагрузкам участков (нагрузку участка 1 принимаем равной удвоенной нагрузке участка 2) задаемся диаметром труб и определяем скорость движения пара и действительные значения R. Данные расчета сводим в табл. 6.1.

Потери давления на участках 6 и 7 должны быть равны потерям на участках 4 и 5 (1134 Па). В результате расчета получена невязка 18,9 %. Сократить ее путем уменьшения диаметра участка 6 до Ду15 нельзя, так как скорость движения пара при встречном движении попутного конденсата превысит допустимые 20 м/с. Дросселирующие диафрагмы не устанавливаем, так как разница в потерях давления меньше 300 Па.

Таблица 6.1.

Гидравлический расчет паропроводов  
системы отопления низкого давления

Данные по участкам схемы			Принято						
Участок	Q <sub>уч</sub> , Вт	l, м	Dy, мм	w, м/с	R, Па/м	Rl, Па	Σζ	Z, Па	Rl+Z, Па
Расчет паропроводов к нижнему прибору дальнего стояка, Δp <sub>p</sub> =8 000 Па									
1	64 000	6	50	20,4	75	450	1,2	158	608
2	32 000	14	32	22,1	146	2 044	10,5	1 632	3 676
3	16 000	9	25	19,5	165	1 485	2,0	241	1 726
4	8 000	4	20	15,9	155	620	1,5	120	740
5	4 000	1	15	14,5	194	194	3,0	200	394
Σl = 34			ΣRl = 4 793			ΣZ = 2 351		7 144	
Запас давления: $100(8\ 000 - 7\ 144) / 8\ 000 = 10,7\ %$									
Расчет паропроводов к верхнему прибору дальнего стояка, Δp <sub>p</sub> = 1 134 Па									
6	8 000	2	20	15,9	155	310	2,7	216	526
7	4 000	1	15	14,5	194	194	3,0	200	394
Невязка: $100(1\ 134 - 920) / 1\ 134 = 18,9\ % > 15\ %$									920
Расчет паропроводов к нижнему прибору ближнего стояка, Δp <sub>p</sub> = 2 860 Па									
8	8 000	4	20	15,9	155	620	3,0	240	860
9	4 000	1	15	14,5	194	194	3,0	200	394
Невязка: $100(2\ 860 - 1\ 254) / 2\ 860 = 56\ % > 15\ %$									1254

Потери давления на участках 8 и 9 должны быть равны потерям на участках 3, 4 и 5 (2860 Па). В результате расчета получен излишек давления  $2\ 860 - 1\ 254 = 1\ 606$  Па. Для его устранения предусматриваем установку

дросселирующих диафрагм в муфтах вентилях у обоих нижних приборов, имеющих тепловую нагрузку по 4000 Вт. Диаметр отверстия каждой диафрагмы по формуле:

$$d_{\text{д}} = 0,924 \sqrt{\frac{4000^2}{1606}} = 9,2 \text{ мм.}$$