

проводу 4. Разность давления в котле и конденсатной магистрали поддерживается мокровоздушным насосом 5 с электродвигателем 6. Включение и выключение насоса осуществляется с помощью автоматического регулятора 7 с рубильником 8.

Мембранный регулятор присоединен с одной стороны к паропроводу у котла. Подача пара регулируется путем открытия поддувальной дзве-

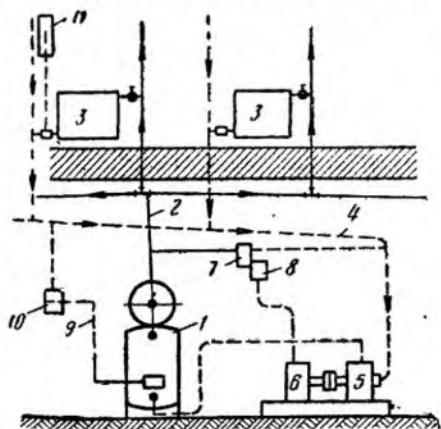
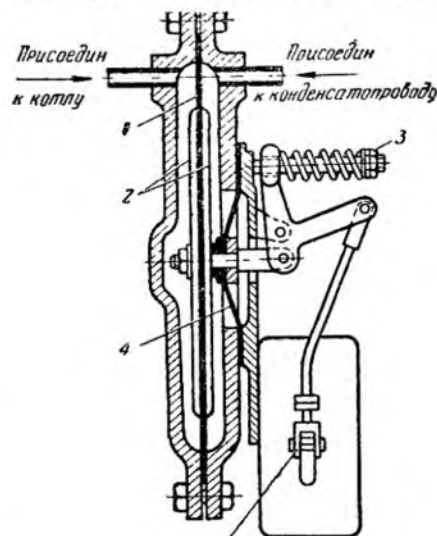


Рис. VI.11. Вакуум-паровая система

Рис. VI.12. Мембранный регулятор

1 — мембрана; 2 — ведущие диски; 3 — установочная гайка; 4 — эластичное уплотнение; 5 — рубильник



цы с помощью тяги 9 и автомата 10, работающего от термостата 11. Термостат установлен в помещении для контроля температуры.

На рис. VI.12 приведен мембранный регулятор разности давления в котле и конденсатопроводѣ. Определенной разнице давления соответствует определенный выгиб мембраны, воздействующий с помощью рычагов на пусковой рубильник электродвигателя.

На подводках к каждому отопительному прибору устанавливают вентили, а на выходе из прибора — конденсатоотводчики термического действия.

Основное условие нормальной работы системы — ее герметичность, поэтому во избежание подсоса воздуха монтаж должен быть выполнен особенно тщательно.

Вакуум-паровые системы, как удовлетворяющие гигиеническим требованиям и имеющие малое гидростатическое давление, предусмотрено применять в зданиях большой высоты. В СССР вакуум-паровые системы не применяются.

§ 64. ВЫБОР ДАВЛЕНИЯ ПАРА И ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМ

Давление пара в начале паровой магистрали (при выходе из котла или на вводе пара в здание) при замкнутой системе с непосредственным возвратом конденсата в котел принимают в зависимости от протяженности паропровода (от котла до удаленного прибора):

при $l < 100$ м	$p = 0,005$ МПа (0,05 кгс/см ²)
» $l = 100$ м	$p = 0,005 - 0,01$ МПа (0,05—0,1 кгс/см ²)
» $l = 100 - 200$ м	$p = 0,01 - 0,02$ МПа (0,1—0,2 кгс/см ²)
» $l = 200 - 300$ м	$p = 0,02 - 0,03$ МПа (0,2—0,3 кгс/см ²)

При отоплении ряда зданий из одной котельной или при использовании пара низкого давления в калориферах и пароводонагревателях применяют давление 0,03—0,07 МПа (0,3—0,7 кгс/см²). В паровых системах высокого давления используется пар давлением до 0,37 МПа (3,8 кгс/см²).

1 ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПАРОПРОВОДОВ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Методика расчета паропроводов систем парового отопления низкого давления в основном аналогична расчету систем водяного отопления.

Паропроводы можно рассчитывать по удельной потере давления на трение, пользуясь таблицами, аналогичными таблицам для расчета тепловодов систем водяного отопления. Таблицы составлены для средней плотности пара, поскольку плотность при низком давлении изменяется незначительно.

Расчет начинают с ветви паропровода наиболее неблагоприятно расположенного — наиболее удаленного от котла прибора.

На преодоление линейных и местных сопротивлений расходуется разность давления пара при выходе из котла и перед отопительным прибором.

Давление перед отопительным прибором принимают 0,0015—0,002 МПа (150—200 кгс/м²). Скорость движения пара во избежание шума должна быть не более указанной в табл. VI.1.

Таблица VI.1

Предельная скорость движения пара в паропроводах систем отопления

Давление на вводе		Скорость движения пара, м/с, при направлении пара и конденсата	
МПа	кгс/см ²	попутном	встречном
До 0,07	До 0,7	30	20
Более 0,07	Более 0,7	80	60

При предварительном расчете паропроводов принимают, что на преодоление линейных сопротивлений расходуется 65% разности давления пара при выходе его из котла и при входе его в отопительный прибор. Разделив эту величину на длину паропровода от котла до рассматриваемого прибора, найдем возможную удельную потерю давления на трение $R_{ср}$, Па (кгс/м²).

По указанным выше таблицам для $R_{ср}$ и тепловым нагрузкам Q определяют диаметр расчетных участков и соответствующие фактические значения R и ω , м/с. Затем находят потерю давления на трение Rl на участках и ΣRl для всей расчетной ветви паропровода. После этого определяют сумму коэффициентов местных сопротивлений на отдельных

участках и потери давления Z на преодоление местных сопротивлений. Затем находят $\Sigma(Rl+Z)$ для всей расчетной ветви паропровода.

Определив $\Sigma(Rl+Z)$ в расчетной ветви, сравнивают полученную величину с располагаемым давлением в системе. Допускается принимать запас давления в размере до 10% на преодоление возможных сопротивлений, не учтенных расчетом паропроводов.

После определения диаметра паропровода наиболее неблагоприятно расположенного прибора находят диаметры ветвей паропровода других отопительных приборов. Расчет должен быть произведен так, чтобы потери давления во взаимосвязанных частях системы не отличались более чем на 25%.

2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПАРОПРОВОДОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

При движении пара в паропроводах систем парового отопления высокого давления от начальной точки (от ввода или котла) к месту потребления значительно изменяется его давление, а следовательно, его плотность. Поэтому при расчете паропровода нельзя принимать по всей его длине среднюю величину плотности пара, как при расчете паропроводов в системах низкого давления. В этом случае для каждого участка паропровода необходимо принимать плотность, соответствующую среднему давлению пара на участке. При расчете паропроводов можно пользоваться таблицами или номограммами, которые отличаются от таблиц и номограмм для систем парового отопления низкого давления тем, что в них удельные потери давления $R_{усл}$ и скорость движения пара $\omega_{усл}$ при различных диаметрах паропровода и расходах пара приведены к значению $\rho=1 \text{ кг/м}^3$.

Чтобы найти действительные значения удельной линейной потери давления R и скорости движения пара ω , условные величины $R_{усл}$ и $\omega_{усл}$ для каждого участка делят на действительную, соответствующую давлению плотность пара ρ :

$$R_{ист} = \frac{R_{усл}}{\rho} \text{ Па (кгс/м}^2\text{)}; \quad (VI.2)$$

$$\omega_{ист} = \frac{\omega_{усл}}{\rho} \text{ м/с.} \quad (VI.3)$$

Среднее условное падение давления на трение на 1 м при $\rho=0,08 \text{ МПа (0,8 кгс/см}^2\text{)}$, $\rho=1 \text{ кг/м}^3$ составит:

$$R_{ср} = \frac{(p_1 - p_2) \rho_{ср}}{\Sigma l} \frac{100 - n}{100} \text{ Па (кгс/м}^2\text{)},$$

где p_1 и p_2 — давление пара в начале и конце паропровода, Па (кгс/м²);

$\rho_{ср}$ — средняя плотность пара, кг/м³, соответствующая среднему давлению пара $\frac{p_1 + p_2}{2}$;

n — доля потери давления на местные сопротивления ($n=20\%$);

Σl — длина паропровода, м.

Местные сопротивления при расчете паропроводов высокого давления заменяют эквивалентными длинами. Длина паропровода, на которой потеря давления на трение равна потере в местном сопротивлении при

коэффициенте местного сопротивления, равном 1, называется *эквивалентной длиной*; для участка — $l_{\text{эKB}} = \sum \xi \frac{d}{\lambda}$, где λ — коэффициент трения; $\sum \xi$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений участка.

При действительной длине расчетного участка l общая потеря давления будет равна:

$$\Delta p = R(l + l_{\text{эKB}}) \text{ Па (кгс/м}^2\text{)}, \quad (\text{VI } 4)$$

где R — истинная удельная потеря давления на трение;
 $l_{\text{эKB}}$ — эквивалентная длина, м, соответствующая диаметру участка.

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРА КОНДЕНСАТОПРОВОДОВ

Диаметр конденсаторов систем парового отопления низкого давления подбирают в зависимости от тепловых нагрузок отдельных участков, давления, характера конденсаторов (сухой или мокрый) и длины его участков по таблицам справочников.

Диаметр мокрых напорных конденсаторов определяют по предполагаемому давлению:

$$\Delta p_p = \rho g h \eta \text{ Па}, \quad (\text{VI } 5)$$

где h — вертикальное расстояние между начальной и конечной точками магистрального конденсатора или произведение длины магистрали l на ее уклон i ($h = li$);

ρ — плотность воды, кг/м³;

η — коэффициент, учитывающий наличие в конденсате воздуха или пара.

Для горизонтальных конденсаторов и стояков внутренних сетей коэффициент η принимают равным: при давлении $\leq 0,07$ МПа ($\leq 0,7$ кгс/см²) $\eta = 0,5$; при давлении $> 0,07$ МПа ($> 0,7$ кгс/см²) $\eta = 0,65$, для горизонтальных конденсаторов наружных сетей $\eta = 0,75$; для напорных конденсаторов, работающих под давлением от бака за счет разности уровней, $\eta = 1$.

Диаметр напорного конденсатора при давлении, создаваемом насосом, определяют по расчетному перепаду давлений, необходимому для перекачки конденсата по магистральному конденсатору. Расчетное количество конденсата для перекачки насосом принимают в зависимости от подачи насоса. При использовании напорного бака расчетное количество конденсата принимают по расчетному расходу пара с коэффициентом 1,5, во всех остальных случаях по массе пара.

Пример VI.2. В системе парового отопления низкого давления наиболее неблагоприятно расположен отопительный прибор I.

Общая длина паропровода от котла до этого прибора 32 м. При такой длине принимаем давление при выходе из котла $p_k = 5 \cdot 10^3$ Па (500 кгс/м²). Конечное давление перед прибором 150 кгс/м². Располагаемое давление на преодоление сопротивлений в паропроводе $\Delta p = 3500$ Па (500—150=350 кгс/м²), на преодоление сопротивлений трения принимаем равным 65% Δp . Требуется рассчитать паропровод системы парового отопления низкого давления (рис. VI.13). Тепловые нагрузки и длины участков паропроводов указаны на схеме.

1. Определяем среднюю удельную потерю давления на трение:

$$R_{\text{ср}} = \frac{0,65 \cdot 3500}{32} = 71 \text{ Па (7,1 кгс/м}^2\text{) на 1 м.}$$

Расчетные данные сведены в табл. VI.2.

Расчет приборов стояка I.

Длина ветви паропровода, считая от парораспределительного коллектора до отопительного прибора стояка I, 68,9 м

1. Оставляя 20% давления на преодоление местных сопротивлений, найдем среднюю удельную потерю давления на трение:

$$R_{\text{ср}} = \frac{\Delta p \cdot 0,8}{\Sigma l} = \frac{49\,000 \cdot 0,8}{68,9} = 570 \text{ Па} \left(\frac{5000 \cdot 0,8}{68,9} = 58 \text{ кгс/м}^2 \right).$$

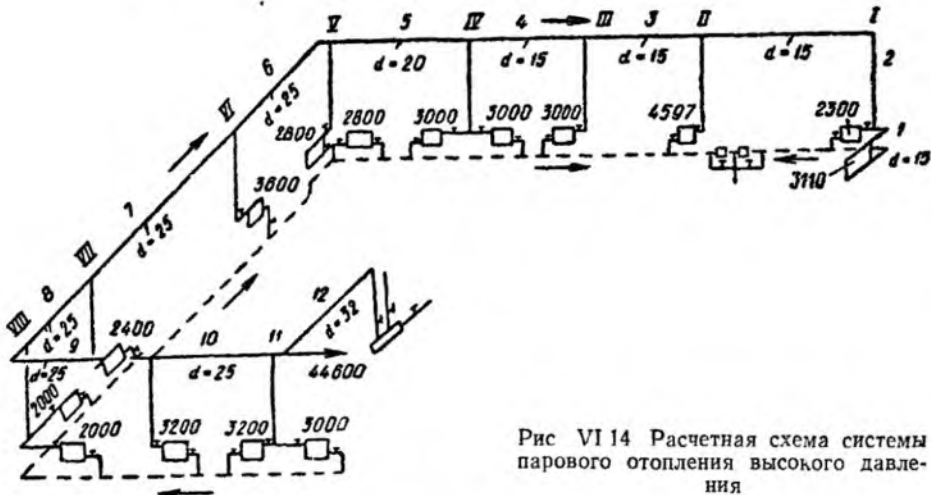


Рис VI 14 Расчетная схема системы парового отопления высокого давления

2. Расчет ведем по номограмме (приложение 4), которая составлена для пара при $\rho = 1 \text{ кг/м}^3$. Пересчитаем $R_{\text{ср}}$ на $R_{\text{ср.усл}}$:

$$R_{\text{ср.усл}} = R_{\text{ср}} \rho_{\text{ср}} = 570 \cdot 1,492 = 850 \text{ Па} (86,7 \text{ кгс/м}^2),$$

где ρ — плотность пара при среднем давлении в расчетной ветви 0,27 МПа (2,75 кгс/см²).

При давлении пара $p = 0,245 \text{ МПа}$ (2,5 кгс/см²) удельное тепло конденсации пара в приборах будет равно $q_{\text{к}} = 2180 \text{ Дж}$ (521,5 ккал/кг).

3. Разделив тепловые нагрузки на $q_{\text{к}}$, получим расход пара. Расчетные данные сведены в табл. VI.4.

4. Абсолютное давление пара перед прибором 0,245 МПа (2,50 кгс/см²). По расходу пара по номограмме находим диаметр паропровода участка I, а также величины $R_{\text{усл}}$ и $\omega_{\text{усл}}$

При расходе пара на участке I 10 кг/ч и $d = 15 \text{ мм}$ по номограмме получим:

$$R_{\text{усл}} = 245 \text{ Па} (25 \text{ кгс/м}^2);$$

$$\omega_{\text{усл}} = 14 \text{ м/с},$$

При расходе пара 6 кг/ч

$$R_{\text{усл}} = 245 \frac{6}{10} = 146,3 \text{ Па} (15 \text{ кгс/м}^2);$$

$$\omega_{\text{усл}} = 14 \frac{6}{10} = 8,4 \text{ м/с}.$$

5. Находим $R_{\text{мест}}$, $\omega_{\text{мест}}$ и $\frac{d}{\lambda}$ и заносим их в табл. VI.4.

6. Определяем коэффициенты местных сопротивлений на участке I: для тройника на противотоке при делении потоков $\zeta = 6,3$; для утки и отвода $d = 15 \text{ мм}$ $\zeta = 1,5 + 1,5 = 3$.

Таблица VI.4

Расчет паропроводов систем парового отопления высокого давления

№ участка	Тепловая нагрузка		Расход пара G, кг/ч	l, м	Давление пара		ρ , кг/м ³	d _у , мм	Условные значения			Действительные значения			d/λ	Σξ	Σξ λ	l _{пр} м	ΔP		ΣΔP
	Вт	ккал/ч			кгс/см ²	МПа			R _{усл.} кгс/м ²	ω _{усл.} м/с	R _{рост.} кгс/м ²	ω _{рост.} м/с	кгс/м ²	Па					кгс/м ²	Па	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17			17		
1	3 650	3 110	6	1,2	2,5	0,245	1,367	15	147	8,4	15	107,8	6,2	0,5	26,3	13,2	14,4	158	1 550	1 550	
2	6 420	5 410	11	10,3	2,52	0,247	1,377	15	30	294	15	21,9	214,5	10,9	0,5	2,5	11,55	253	2 480	4 11	4 030
3	11 630	10 000	19	5,3	2,54	0,249	1,387	15	100	980	26	72	705	18,7	0,5	1	5,8	418	4 090	829	8 125
4	15 120	13 000	26	5,3	2,59	0,254	1,412	20	33	323	19	23,3	228,5	13,4	0,7	1	6	140	1 370	969	9 500
5	22 100	19 000	37	5,8	2,6	0,254	1,417	20	70	685	27	49,4	484	19,1	0,7	1	6,5	321	3 140	1290	12 620
6	28 610	24 600	47	4,5	2,63	0,258	1,432	25	30	294	22	21	206	15,4	1	2	6,5	137	1 340	1427	14 000
7	32 810	28 200	54	8,8	2,65	0,26	1,443	25	44	392	25	30,6	300	17,4	1	1	9,8	300	2 940	1727	16 920
8	34 900	30 600	59	4,5	2,68	0,262	1,459	25	50	490	27	34,4	337	18,5	1	2	6,5	424	4 150	1961	19 400
9	40 300	34 600	67	5	2,7	0,264	1,469	25	70	685	32	47,7	467	21,8	1	1	6	286	2 800	2237	21 850
10	44 700	38 400	74	6	2,73	0,268	1,484	25	85	832	37	57,3	561	24,9	1	1	7	401	3 930	2638	25 800
11	52 000	44 600	83	0,7	2,77	0,271	1,505	25	110	1078	40	73,3	717	26,6	1	6,3	7	513	5 030	3151	30 450
12	104 100	89 200	173	11,5	2,82	0,276	1,53	32	100	980	47	65,4	640	30,8	1,4	10,5	26,2	1709	16 750	4860	47 600
Σξ=68,9																					

$$\text{Запас давления} = \frac{49\,000 - 47\,600}{49\,000} \cdot 100 = 2,8\% \left(\frac{5000 - 4860}{5\,000} \cdot 100 = 2,8\% \right)$$

для вентиля $d = 15$ мм $\zeta = 16$;
 для половины прибора $\zeta = 1$
 Всего $\Sigma \zeta = 26,3$

$$l_{\text{пр}} = l + \Sigma \zeta \frac{d}{\lambda}.$$

7. Общие потери давления в паропроводе составят:

$$\Delta p = R_{\text{ист}} \left(l + \Sigma \zeta \frac{d}{\lambda} \right),$$

где $R_{\text{ист}}$ — действительные потери давления пара на 1 м длины паропровода.

Значения $\frac{d}{\lambda}$ принимаются равными:

Диаметр паропровода, мм	15	20	25	32	40	50	70
$\frac{d}{\lambda}$	0,5	0,70	1	1,4	1,7	2,3	3,1

Потери давления на участке 1 (графа 16) равны действительным потерям (графа 10) с учетом $l_{\text{пр}}$.

Расчет участка 2.

Суммируя давление 0,245 МПа (2,5 кгс/см²) с потерями на участке 1 и округляя их, получим давление в начале участка 2 (графа 5).

Расчет производится аналогично расчету участка 1. Потери давления на участке 2 2480 Па (253 кгс/м²). Прибавляя эти потери к давлению пара у прибора, получим начальное давление на участке 3 и т. д. до участка 12.

Потери давления на участках 1—12 (левая ветвь системы отопления) составят 47600 Па (4860 кгс/м²).

Диаметр паропроводов правой ветви определяется аналогично левой ветви при располагаемом давлении 30 450 Па (3151 кгс/м²).

§ 65. ПАР ВТОРИЧНОГО ВСКИПАНИЯ

Вторичное вскипание — это появление пара при использовании энтальпии конденсата. Конденсат в закрытых системах пароснабжения при его температуре в сборном баке или конденсатном коллекторе, преобладающей 95—100 °С, переохлаждают.

При переохлаждении конденсата в системах отопления обеспечивается нормальная работа насосов для перекачки его, уменьшается расход потребляемого пара на 10—15% и затраты средств на устройство и эксплуатацию паропроводов.

Температуру конденсата на общем участке можно определить по формуле

$$t_k = \frac{G_1 t_1 + G_2 t_2 + \dots + G_n t_n}{G_1 + G_2 + \dots + G_n}, \quad (VI.6)$$

где G_1, G_2, \dots, G_n — количество конденсата от теплообменников, кг/ч;
 t_1, t_2, \dots, t_n — температура конденсата, °С.

В теплообменниках закрытых систем пароснабжения конденсат переохлаждают до 80—90 °С (при технико-экономическом обосновании в калориферах систем вентиляции переохлаждают до 45 °С).

Конденсат отбирают с паром вторичного вскипания из общего конденсатопровода (например, после конденсатного коллектора).

Переохлаждение конденсата осуществляется или непосредственно в теплообменнике за счет развития его поверхности нагрева или путем подачи двухфазной смеси в другую группу теплообменников, где происходит конденсация пара с последующим переохлаждением конденсата. Количество пара вторичного вскипания, поступающего в бак или точку отбора двухфазной смеси на переохлаждение, определяют по формуле

$$G_{в.в} = \frac{q_2 + q_0}{q_n} G_k, \quad (\text{VI.7})$$

где $q_2 + q_0$ — тепло конденсата, кДж/кг (ккал/кг), соответствующее давлению перед теплообменником и в точке отбора;

q_n — удельное тепло испарения при давлении p_0 , кДж/кг (ккал/кг);

G_k — количество конденсата, выделяющего пар вторичного вскипания, сопровождаемое пролетным паром, кг/ч.

На рис. VI.15 приведена схема с отбором двухфазной смеси пара и конденсата с возвратом конденсата в тепловой центр и использованием остаточного давления.

Пар высокого давления после теплообменников 1 и 3 в виде двухфазной смеси по конденсатопроводу 7 и через конденсатоотводчик 2 по

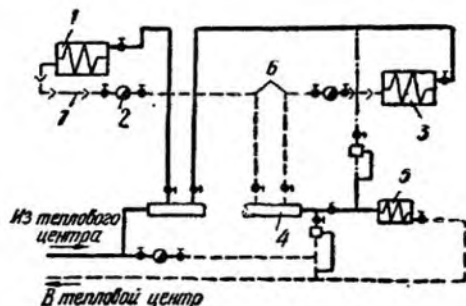


Рис. VI.15. Схема с отбором двухфазной смеси пара и конденсата

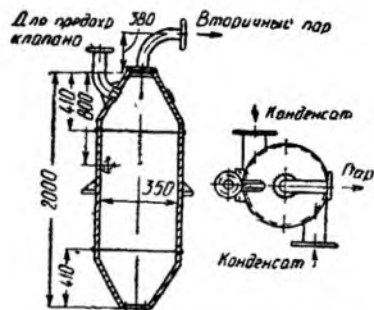


Рис. VI.16. Бак-сепаратор

напорному конденсатопроводу 6 поступает в сборный коллектор 4 и в систему 5, где он используется.

Для получения пара вторичного вскипания применяют баки-сепараторы пара с водяным и паровым пространством (рис. VI.16). При поступлении в такой бак конденсата с высокой температурой давление его уменьшается и часть конденсата превращается в пар.

Определение диаметра двухфазного конденсатопровода

Двухфазными называются конденсатопроводы, по которым совместно с конденсатом перемещаются пролетный пар и пар вторичного вскипания, образующийся при вскипании части конденсата в результате па-

дения давления в конденсатоотводчиках и при подъеме конденсата в вертикальных участках конденсатопровода.

Расчетный объем конденсата, м³/ч, для участка конденсатопровода определяют по формуле

$$V_k = \frac{Q_{\text{нач}}}{q_{\text{ср}} \rho_k}, \quad (\text{VI.8})$$

где $Q_{\text{нач}}$ — количество тепла в начале соответствующего участка паропровода, кДж/ч (ккал/ч);

$q_{\text{ср}}$ — удельное тепло испарения при среднем давлении в соответствующем участке паропровода, кДж/кг (ккал/кг);

ρ_k — плотность конденсата (принимается равной 1000 кг/м³).

Начальное давление, МПа, после конденсатоотводчика, устанавливаемого за теплообменником, определяется по формуле

$$p_{\text{нач}} = p_{\text{кон}} + 0,01h + \Delta p, \quad (\text{VI.9})$$

где $p_{\text{кон}}$ — давление в конце конденсатопровода, в баке-сепараторе (или в конденсатном баке) МПа;

h — разность отметок конца и начала конденсатопровода, м (со знаками плюс или минус в зависимости от величин отметок);

Δp — потеря давления на трение и местные сопротивления в конденсатопроводе (от бака-сепаратора до конденсатного бака), МПа.

Давление в баке-сепараторе принимают не более 0,05 МПа (0,5 кгс/см²).

Давление в начале каждого рассчитываемого участка конденсатопровода определяют по формуле (VI.9), считая, что входящие в нее величины относятся не ко всему конденсатопроводу, а к данному участку.

Диаметр двухфазных конденсатопроводов определяют, как и диаметр напорных конденсатопроводов, с пересчетом по формуле

$$d_{\text{см}} = \beta d_k, \quad (\text{VI.10})$$

где d_k — расчетный диаметр напорного конденсатопровода;

β — поправочный коэффициент, определяемый по формуле

$$\beta = 0,9 \sqrt[5,25]{\frac{1000}{\rho_{\text{см}}}}, \quad (\text{VI.11})$$

где $\rho_{\text{см}}$ — плотность пароконденсатной смеси, кг/м³

При ориентировочных расчетах, когда не требуется увязка давлений в местах слияния двухфазной смеси, диаметр конденсатопроводов паровых систем высокого давления можно принимать по справочникам

Максимальная высота подъема конденсата после конденсатоотводчиков принимается не более 8 м.

§ 66. ОБОРУДОВАНИЕ СИСТЕМ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ

В паровых системах применяют запорно-регулирующую и контрольно-измерительную арматуру: запорные вентили, манометры, конденсатные баки, конденсатоотводчики, компенсаторы, предохранительные и редуцирующие клапаны.

Запорный вентиль (рис. IV.17) применяется на магистральных паропроводах и конденсатопроводах.

Для измерения давления пара служат **манометры** с упругой металлической трубкой (рис. VI.18). Манометры соединяют с паропроводами при помощи сифонных трубок. Перед манометром устанавливают трехходовой кран

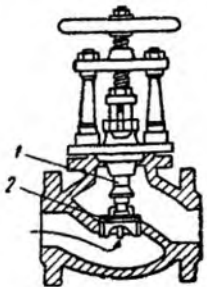


Рис. VI.17. Фланцевый запорный вентиль

- 1 — шпindelь;
2 — золотник

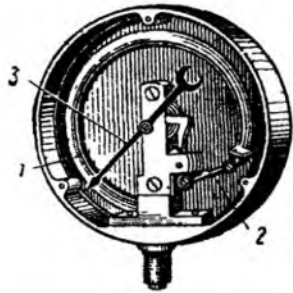


Рис. VI.18. Манометр

- 1 — эллиптическая трубка;
2 — рычаг; 3 — стрелка

Конденсатный бак и насос для перекачки конденсата. На рис. VI.19 показан сварной открытый конденсатный бак. Бак с герметическим люком сообщается с атмосферой и имеет водомерное стекло, переливную и спускную трубы.

Емкость бака в котельной принимается равной объему конденсата, поступающего от потребителя за 1—2 ч.

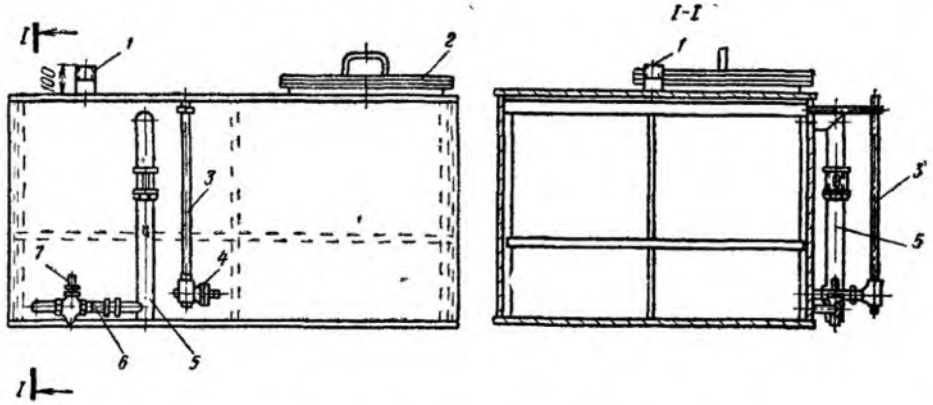


Рис. IV.19. Конденсатный бак

- 1 — атмосферная труба; 2 — люк; 3 — водомерное стекло; 4 — водомерный кран; 5 — переливная труба; 6 — спускная труба; 7 — пробочный кран

На станциях перекачки бак должен вмещать 10—15-минутный расход конденсата при автоматическом пуске перекачивающих насосов и 45-минутный расход конденсата при ручном пуске насосов. Емкость

конденсатного бака, м³, в системах парового отопления низкого давления с разомкнутой схемой возврата конденсата принимают равной одночасовому расходу конденсата, если для перекачки его используется центробежный насос:

$$V_6 = \frac{Q_c}{q_k \rho_k}, \quad (\text{VI.12})$$

где Q_c — тепловая мощность системы отопления, кДж/ч (ккал/ч);
 q_k — удельное тепло конденсации, кДж/кг (ккал/кг);
 ρ_k — плотность конденсата, кг/м³.

При паре низкого давления $q_k = 2260$ кДж/кг (540 ккал/кг), $\rho_k = 965$ кг/м³ (при $t_k = 90^\circ \text{C}$).

Для перекачки конденсата из конденсатного бака в паровые котлы низкого давления устанавливают один насос производительностью, равной двухчасовому расходу конденсата.

Высота расположения питательного насоса и конденсатного бака не должна превышать требуемой высоты всасывания. Для холодной воды она составляет около 6 м. При подаче горячей воды образующийся вакуум понижает точку кипения и может вызвать переход в парообразное состояние воды, находящейся во всасывающей трубе.

Насосы рекомендуется располагать ниже бака для того, чтобы гидростатическое давление конденсата было достаточным для преодоления сопротивления на участке от конденсатного бака до насоса.

При температуре конденсата $t_k = 70^\circ \text{C}$ насос заглубляют ниже дна бака на 0,5 м.

Подача конденсатного насоса, м³/ч, равна:

$$V_n = \frac{Q_c \cdot 60}{\rho_k q_k \cdot 30}, \quad (\text{VI.13})$$

где 30 мин — время действия насоса в течение 1 ч.

Расчетное давление насоса Δp_n , Па, должно быть равно:

$$\Delta p_n = p_k + \rho g (h + 1) + \Sigma(Rl + Z), \quad (\text{VI.14})$$

где p_k — давление пара в котле, Па;

$h\rho g$ — давление столба воды, Па;

$\Sigma(Rl + Z)$ — потери давления в конденсатопроводе от конденсатного бака до котла, Па.

Конденсатоотводчики. Пар не всегда полностью конденсируется в отопительных приборах и частично поступает в конденсатную линию. Для предотвращения прорыва пара в конденсатопровод после каждого или отдельных групп отопительных приборов устанавливают конденсатоотводчики.

Конденсатоотводчик с опрокинутым поплавком (рис. VI.20) применяют при перепаде давления 0,05 МПа (0,5 кгс/см²) и более. При поступлении под поплавок смеси пара и конденсата поплавок всплывает и шаровой клапан закрывает выходное отверстие. При накоплении конденсата поплавок заливается и опускается вниз, открывая выходное отверстие.

После выпуска части конденсата давление на дно поплавка уменьшается, поплавок всплывает и весь цикл повторяется сначала.

Термодинамический конденсатоотводчик (рис. VI.21). При поступлении конденсата в конденсатоотводчик диск 3 приподнимается, открывая проход в кольцевую камеру корпуса 1 к выходному отверстию. Под

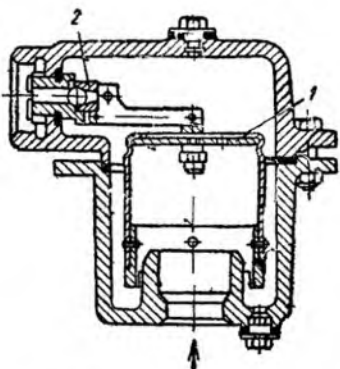


Рис. VI.20. Конденсатоотводчик с опрокинутым поплавком

1 — поплавок; 2 — шаровой клапан

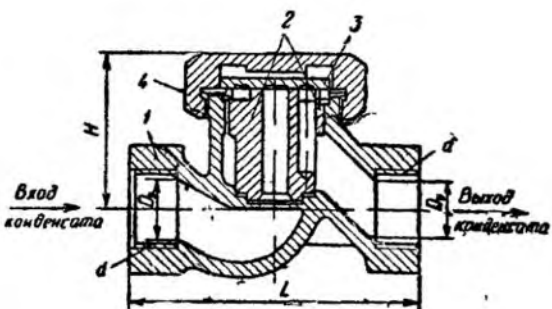


Рис. VI.21. Термодинамический конденсатоотводчик

1 — корпус; 2 — седло; 3 — диск; 4 — крышка

диск 3 образуется вакуум, и диск прикрывает входное отверстие, оставляя зазоры. Частично пар из зазоров поступает в камеру над диском и вследствие разности действующих сил диск прижимается к седлу 2, закрывая проход пара. При снижении давления над диском вследствие конденсации пара диск вновь поднимается, обеспечивая возможность выхода конденсата.

При установке конденсатоотводчика необходимо обеспечить горизонтальное положение крышки 4.

Условный проход конденсатоотводчика D_y зависит от его номера и составляет 15—50 мм, $L=90—200$ мм и $H=55—110$ мм для конденсатоотводчиков № 1—6.

Конденсатоотводчик термического действия (рис. VI.22) применяют при перепаде давления $2 \cdot 10^4$ Па ($0,2$ кгс/см²) и выше. Он состоит из корпуса, в котором размещен сифон, выполненный из легкорасширяющегося сплава. Сифон заполнен жидкостью, кипящей при температуре 90—95° С. С сифоном соединен клапан, открывающий и закрывающий отверстие для выхода конденсата. При поступлении в конденсатоотводчик конденсата с паром жидкость в сифоне вскипает, сифон удлиняется и клапан закрывает выход из конденсатоотводчика. При охлаждении конденсата сифон сжимается, открывая выход для конденсата.

Конденсатоотводчики подбирают по таблицам их технических характеристик с учетом необходимой производительности и перепада давлений. Для паропроводов систем отопления и вентиляции расчетную производительность конденсатоотводчиков принимают $G_p = G_{\text{макс}}$, для производственных паропроводов и систем горячего водоснабжения $G_p = 4G_{\text{ср}}$, где $G_{\text{макс}}$ — максимальный расход пара, кг/ч; $G_{\text{ср}}$ — средний расход пара, кг/ч.

Давление пара перед конденсатоотводчиком принимают $p_3=0,95 p_2$, а после конденсатоотводчика при выдавливании конденсата $p_4=0,4 p_2$ — в системах низкого давления и $p_4=0,7 p_2$ — в системах высокого давления (где p_2 — давление перед прибором). При свободном сливе непосредственно после конденсатоотводчика величину p_4 принимают равной нулю.

Вместо конденсатоотводчиков можно устанавливать подпорные шайбы. Однако они не обеспечивают регулирования количества отводимого конденсата при изменении давления пара.

Редукционные клапаны. При присоединении систем парового отопления к наружным паровым сетям устанавливают редукционные кла-

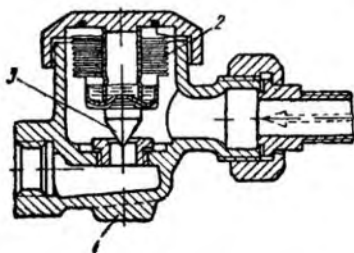


Рис. VI.22. Термостатический конденсатоотводчик

1 — корпус; 2 — сильфон; 3 — клапан

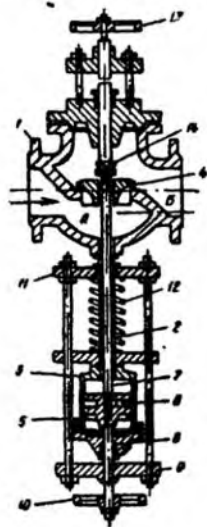


Рис. VI.23. Редукционный клапан

паны, которые предназначены для понижения и поддержания в системе постоянного давления при возможном переменном давлении в наружных сетях. На рис. VI.23 приведен пружинный редукционный клапан.

Пар, поступающий в клапан по направлению стрелки через отверстие во фланце 1, попадает в камеру, А, которая сообщается трубкой 2 с цилиндром 3. Давление пара передается в золотник 4 и через трубку 2 на поршень 5 с уплотняющим кольцом 6 и штоком 7, который соединен с золотником 4. При перемещении поршня 5 вниз или вверх золотник опускается или поднимается, изменяя количество и давление пара, поступающего в систему.

Площади золотникового отверстия и поршня одинаковы, поэтому изменение давления в камере А не влияет на степень открытия золотникового отверстия. При увеличении давления в камере В давление на золотник сверху увеличивается и передается через поршень 5 на шпindel 8, положение которого в траверсе 9 регулируется маховиком 10. Траверса 9 скреплена болтами с траверсой 11, поэтому при опускании траверсы 9 опускается и траверса 11, вследствие чего сжимается пружина 12. При уменьшении давления пара в камере В пружина 12 разжимается и траверсы 11 и 9, поршень 5, шпindel 8 и золотник 4 поднимаются. При этом приток пара в камеру В увеличится и давление за редуктором восстановится.

Регулирование положения пружины на заданное давление пара в системе отопления производится вращением маховика 10.

Нормальная работа редукционного клапана обеспечивается при отношении начального давления к конечному не более 5—7.

§ 67. ПРЕИМУЩЕСТВА И НЕДОСТАТКИ СИСТЕМ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ

Системы парового отопления по сравнению с системами водяного отопления имеют следующие преимущества:

1) меньшие затраты средств на устройство и меньший расход металла (площадь нагревательной поверхности прибора в паровых системах отопления низкого давления на 25—30%, а в системах высокого давления до 50% меньше, чем в системах водяного отопления);

2) меньший диаметр конденсатных труб, а следовательно, и меньший расход металла на трубы;

3) быстрый прогрев помещения и возможность быстрого выключения систем (при малой тепловой инерции систему можно использовать для периодического отопления);

4) малое гидростатическое давление, что обеспечивает возможность применения парового отопления в высотных зданиях;

5) меньшая опасность замерзания воды в трубах.

К недостаткам систем парового отопления следует отнести:

1) отсутствие возможности центрального качественного регулирования. При наружной температуре выше расчетной пар в системе подается с пропусками, что является причиной значительных колебаний температуры в помещениях и шума в системе;

2) превышение температуры поверхности отопительных приборов сверх гигиенического предела, что является причиной разложения оседающей на них органической пыли;

3) меньший срок эксплуатации (быстрая коррозия труб, в первую очередь конденсатопроводов);

4) повышенные бесполезные потери тепла паропроводами;

5) возможные гидравлические удары и шум в паропроводах (особенно в паровых системах высокого давления). Частые нарушения плотности соединений паропроводов из-за резких температурных деформаций.

Системы парового отопления применяются во вспомогательных зданиях и промышленных предприятиях, в бытовых помещениях и небольших коммунальных предприятиях (банях, прачечных и др.).

§ 68. ПАРОВОДЯНЫЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Пароводяную систему отопления применяют при централизованном теплоснабжении здания паром и необходимости устройства в здании водяного отопления.

Системы пароводяного отопления подразделяются на централизованные и децентрализованные.

Централизованные системы. В централизованной системе пароводя-

ного отопления вода нагревается в емкостном или скоростном теплообменнике. На рис. VI.24 приведена система с емкостным теплообменником. В змеевик теплообменника 1 по паропроводу 2 поступает пар из котельной, вследствие чего вода в теплообменнике нагревается и подается в систему отопления здания. Конденсат по конденсатопроводу 3 отводится в котельную. Система пароводяного отопления здания может

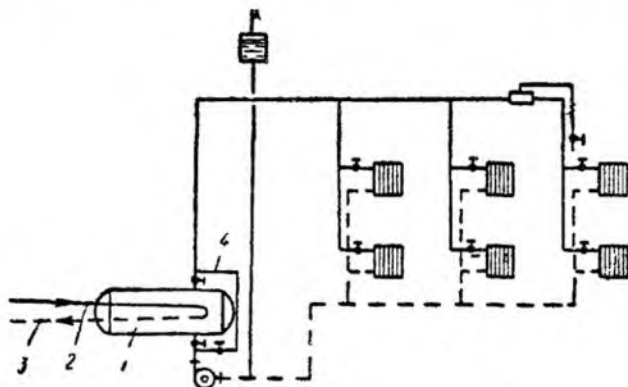


Рис VI.24 Система пароводяного отопления централизованная

быть выполнена по любой схеме с естественной или насосной циркуляцией.

Для обеспечения бесперебойной работы в системе отопления устанавливают не менее двух теплообменников с общей тепловой мощностью, соответствующей расходу тепла на отопление здания. Для регулирования температуры воды, поступающей в систему отопления здания, предусматривается обвод 4.

Площадь нагревательной поверхности змеевиков емкостных теплообменников, m^2 , определяется по формуле

$$F = (1,10 - 1,2) \frac{Q_c}{k \Delta t}, \quad (VI.15)$$

где Q_c — тепловая мощность системы отопления, Вт;

k — коэффициент теплопередачи змеевика, $Вт/(m^2 \cdot K)$; при стальном змеевике $k=700$ $Вт/(m^2 \cdot K)$; при змеевике из меди $k=840$ $Вт/(m^2 \cdot K)$;

Δt — расчетная разность температуры пара и нагреваемой воды.

Конструкция и расчет скоростных теплообменников, устанавливаемых в пароводяных системах с насосным побуждением, приводятся в курсе «Теплоснабжение».

Децентрализованные системы. В децентрализованных системах вода нагревается паром непосредственно в отопительных приборах, установленных в отдельных помещениях.

К децентрализованным (с местным нагреванием воды) относится система отопления, предложенная С. В. Ульянинским и названная им конденсационной системой. Одна из схем этой системы низкого давления с верхней разводкой приведена на рис. VI.25.

Пар низкого давления, поступающий из котла 1, по паропроводу 2 подается к отопительным приборам 3, в которых труба 4 размещена

в нижней части. Труба 4 имеет ряд мелких отверстий, через которые пар поступает в прибор.

Образующийся конденсат заполняет приборы, и во время работы системы отопления приборы всегда заполнены конденсатом до уровня обратного конденсатопровода 5.

Необходимая температура воды в приборах поддерживается вследствие поступления в прибор большего или меньшего количества пара.

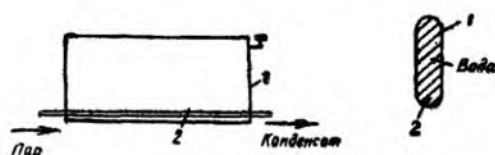
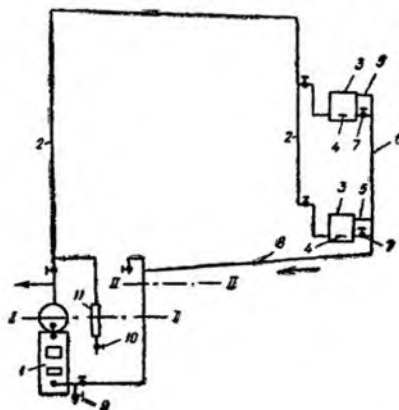


Рис VI.26. Система пароводяного отопления

Рис VI 25 Конденсационная система отопления

Излишек конденсата сливается по конденсатопроводу 5 в стояк 6 и возвращается в котел.

Воздух из паропроводов выжимается через конденсатопровод приборов, имеющий воздуховыпускную трубку с вентиляем 7, который при пуске системы открыт, а после прогрева приборов закрыт.

Для выпуска воды из системы открывают вентиль 8 и вентиль 9, установленный на паропроводе. Конденсатопровод сообщается с канализацией.

Вентили 10 на трубке 11 всегда немного приоткрыты; через них при перерыве в работе в систему может поступать воздух.

Вода в котле и сборном конденсатопроводе расположена на уровне I—I при отсутствии давления пара в котле. Высший уровень расположения воды II—II в конденсатопроводе отмечается при работе системы. Столб конденсата по высоте h уравнивает давление пара в котле. При эксплуатации конденсационных систем выявилась целесообразность установки обратного клапана в высшей точке паропровода. При прекращении подачи пара в систему поступает воздух через открывающийся клапан.

С. В. Ульянинским разработаны также конденсационные системы с повышенным и высоким давлением пара, однотрубные и двухтрубные. Достоинствами конденсационных систем являются:

- 1) меньший расход металла по сравнению с обычными системами водяного отопления;
- 2) обеспечение температуры поверхности приборов не выше допустимой по санитарно-гигиеническим требованиям.

К недостаткам систем относятся:

- 1) более сложное регулирование системы по сравнению с системами водяного отопления;

2) вероятность гидравлических ударов в приборах при недостаточном регулировании;

3) высокая температура поверхности паропроводов.

К децентрализованным системам пароводяного отопления относятся и системы с приборами инж. Симонова. Эти приборы (рис. VI.26) представляют собой кожух 1 той или иной формы из кровельной стали, в нижней части которого расположен паропровод 2. При прохождении пара через паропровод вода в приборе подогревается до требуемой температуры.

СПИСОК ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Киссин М. И. Отопление и вентиляция. Ч. I. М., Госстройиздат, 1955

Ульянинский С. В. Конденсационные системы отопления. М., изд. МКХ РСФСР, 1948.

Богословский В. Н., Щеглов В. П. Отопление и вентиляция. М., Стройиздат, 1970.

Белоусов В. В. Отопление и вентиляция. Ч. I. М., Стройиздат, 1967.

§ 69. ХАРАКТЕРИСТИКА ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Воздушное отопление имеет много общего с другими видами централизованного отопления. И воздушное и водяное отопление основаны на принципе передачи тепла отапливаемым помещениям путем охлаждения теплоносителя. В центральной системе воздушного отопления, как и в системах водяного и парового отопления, имеется генератор тепла — центральная установка для нагревания воздуха и теплопроводы — каналы для перемещения теплоносителя — воздуха.

Отличием является то, что в системе воздушного отопления отсутствуют отопительные приборы: горячий воздух передает аккумулированное им тепло непосредственно отапливаемому помещению, смешиваясь с внутренним воздухом и двигаясь вдоль поверхности ограждений. Радиус действия воздушного отопления может быть сужен до одного помещения, отапливаемого одним или несколькими водяными или паровыми воздухонагревателями. В этом случае воздушное отопление становится местным и превращается, по существу, в водяное или паровое отопление (правда, мощность воздухонагревателя значительно больше мощности одного обычного отопительного прибора и в помещении может быть создана интенсивная циркуляция воздуха).

Для воздушного отопления характерно также повышение санитарно-гигиенических показателей воздушной среды помещения. Могут быть обеспечены подвижность воздуха, благоприятная для нормального самочувствия людей, равномерность температуры помещения, а также смена, очистка и увлажнение воздуха. Кроме того, при устройстве системы воздушного отопления достигается экономия металла.

Возможность совмещения воздушного отопления с приточной вентиляцией в холодный период, с охлаждением помещений в летний период сближает воздушное отопление с вентиляцией и кондиционированием воздуха и определяет область его применения в промышленных, гражданских и сельскохозяйственных зданиях.

Свойство горячего воздуха — быстро нагревать помещение — используется при осуществлении периодического или дежурного отопления.

Воздушное отопление — один из наиболее древних способов отопления помещений. Известно применение нагретого воздуха для отопления зданий еще до нашей эры. Система воздушного отопления «хюпокаустум» («снизу согретый») подробно описана Витрувием (конец I в. до н. э.). Наружный воздух нагревался в подпольных каналах, предварительно прогретых дымовыми газами, и поступал в отапливаемые помещения. По такому же принципу отапливались помещения замков в Германии в средние века, причем воздух нагревался в огнекаменных печах. В «русской системе» воздушного отопления, распространенной в середине XVII в., исключалась возможность попадания продуктов сгорания в по-

мещения: воздух прогревался, соприкасаясь с внешней поверхностью специальной огневоздушной печи. Примером такого огневоздушного отопления являлась система отопления Грановитой палаты в Московском Кремле (конец XV в.), где воздух нагревался в центральной печи в подвале.

Техника огневоздушного отопления совершенствовалась в XVIII—XIX вв. В конце XVIII в. архитектор Н. А. Львов опубликовал правила конструирования и расчета системы огневоздушного отопления. Эта система с нагреванием наружного воздуха в огневоздушном калорифере и распределением его по каналам в помещения была распространена во многих странах Европы.

В начале XIX в. немецкий профессор Мейснер описал физические закономерности воздушного отопления, русский инженер Н. А. Аммосов применил «пневматическую печь» — огневой калорифер с металлическими трубами для централизованного нагревания воздуха, заменявший до 30 комнатных печей. «Аммосовское отопление» использовалось в капитальных гражданских зданиях на протяжении многих десятилетий.

Недостаток воздушного отопления с огневыми калориферами — возможность попадания продуктов сгорания топлива в воздух — теплоноситель и с ним в отапливаемые помещения (известен даже случай повреждения картин и росписи стен в петербургском Эрмитаже) — привел к замене огневых калориферов водяными и паровыми. Современный металлический калорифер, описанный в главе III, используется в системах отопления и вентиляции промышленных, гражданских и сельскохозяйственных зданий.

Вместе с тем воздушное отопление не лишено существенных недостатков. Как известно (см. табл. I.3), площадь поперечного сечения и поверхности воздухопроводов из-за малой теплоаккумулирующей способности воздуха во много раз превышают сечение и поверхность водопроводов. В сети значительной протяженности воздух заметно охлаждается, несмотря на то, что воздухопроводы покрывают тепловой изоляцией. По этим причинам применение центральной системы воздушного отопления в сравнении с другими системами по приведенным затратам может оказаться экономически нецелесообразным. В разветвленной сети многоэтажного здания возможно также нарушение в процессе эксплуатации распределения воздуха по помещениям, что и показал опыт применения воздушного отопления в жилых зданиях в 60-х годах. Местное воздушное отопление не имеет перечисленных недостатков, однако не лишено отрицательных черт, обусловленных размещением отопительного оборудования непосредственно в помещении.

Необходимость устранения отопительных приборов из помещения может препятствовать использованию местного воздушного отопления. Если к тому же требуется обеспечить ряд помещений приточной вентиляцией, то только при центральной системе воздушного отопления совместно выполняются оба эти условия.

§ 70. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Гравитационные и вентиляторные системы воздушного отопления, как уже указывалось, могут быть местными и центральными (см. рис. I.10).

На рис. VII.1 даны принципиальные схемы местной системы воздушного отопления. Чисто отопительная система с полной рециркуляцией теплоносителя — воздуха может быть бесканальной (рис. VII.1, а) и канальной (рис. VII.1, б). При бесканальной системе воздух нагревается в калорифере и перемещается вентилятором. Наличие канала 2 для горячего воздуха вызывает естественную циркуляцию воздуха через помещение и калорифер 1. В теплообменнике-калорифере первичный теп-

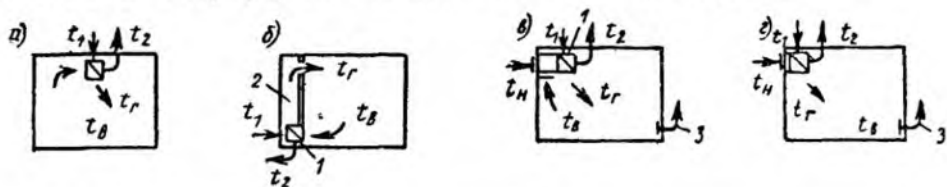


Рис. VII.1 Принципиальные схемы местной системы воздушного отопления

а и б — полностью рециркуляционные, в — частично рециркуляционная, г — приточная. 1 — теплообменник-калорифер; 2 — канал горячего воздуха; 3 — канал вытяжной вентиляции

лоноситель, охлаждаясь от температуры t_1 до t_2 , нагревает воздух от температуры $t_в$ до t_r , т. е. перегревает вторичный теплоноситель по отношению к внутреннему воздуху помещения для выполнения отопительной функции. Эти две схемы применяются для местного воздушного отопления помещений, не нуждающихся в вентиляции.

Для местного воздушного отопления помещения одновременно с его вентиляцией используются две другие схемы, изображенные на рис. VII.1, в, г.

По схеме на рис. VII.1, в с частичной циркуляцией часть воздуха забирается снаружи с температурой $t_н$; другая часть воздуха с температурой $t_в$ подмешивается к наружному (осуществляется частичная рециркуляция воздуха). Смешанный воздух с температурой, промежуточной между $t_н$ и $t_в$, догревается в калорифе 1 до температуры t_r и подается вентилятором в помещение. Помещение отапливается всем поступающим в него воздухом, а вентилируется только той частью воздуха, которая забирается снаружи. Эта часть воздуха удаляется из помещения в атмосферу по каналу 3.

Схема на рис. VII.1, г — приточная: наружный воздух с температурой $t_н$ в количестве, необходимом для вентиляции помещения, нагревается для отопления до температуры t_r и после охлаждения в помещении до температуры $t_в$ удаляется в таком же количестве в атмосферу.

Центральная система воздушного отопления — канальная. Воздух нагревается до необходимой температуры t_r в тепловом центре здания, где к теплообменнику-калориферу подводится первичный теплоноситель. Принципиальные схемы центральной системы приведены на рис. VII.2.

В схеме на рис. VII.2, а нагретый воздух по каналам 2 распределяется по помещениям, а охладившийся воздух по каналам 3 возвращается для повторного нагревания в калорифере 1. Совершается, как и в схеме на рис. VII.1, а, полная рециркуляция воздуха без вентиляции помещений. Расход тепла в калорифере соответствует теплотерям помещений, т. е. схема является чисто отопительной.

Установка для создания воздушно-тепловой завесы, часто применяющейся в наружном входе в общественные и промышленные здания,

может служить примером местной и центральной рециркуляционной системы воздушного отопления.

Схема на рис VII.2, б частично рециркуляционная — по действию не отличается от схемы на рис. VII.1, в. На рис. VII.2, в изображена прямоточная схема центральной системы воздушного отопления, аналогичная схеме на рис. VII.1, г.

В схемах на рис. VII.1, а, б и VII.2, а расход тепла на нагревание воздуха определяется только величиной теплопотерь помещений; в схемах на рис. VII.1, в и VII.2, б он возрастает в результате предварительного нагревания части воздуха от температуры t_n до t_b ; в схемах на рис. VII.1, г и VII.2, в расход тепла наибольший, так как весь воздух

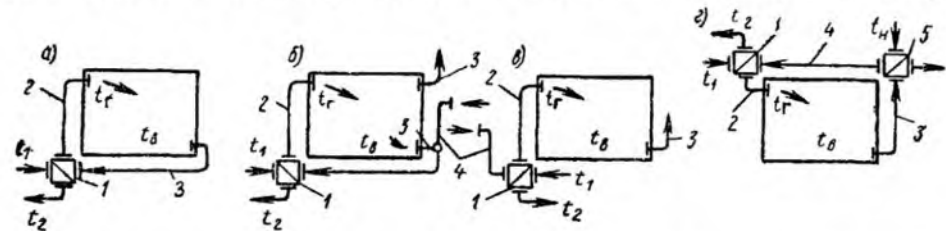


Рис. VII.2 Принципиальные схемы центральной системы воздушного отопления

а — полностью рециркуляционная, б — частично рециркуляционная, в — прямоточная, г — рекуперативная; 1 — теплообменник-калорифер; 2 — канал горячего воздуха; 3 — канал внутреннего воздуха; 4 — канал наружного воздуха; 5 — воздухо-воздушный теплообменник

необходимо нагреть сначала от температуры t_n до t_b , а потом перегреть до t_r (тепло расходуется и на отопление и на полную вентиляцию помещения). Для уменьшения расхода тепла в прямоточной схеме при сохранении ее основного преимущества — полной вентиляции помещений — используется рекуперативная схема (рис. VII.2, г) с дополнительным воздухо-воздушным теплообменником б для некоторого нагревания наружного воздуха с температурой t_n воздухом, удаляемым из помещений с температурой t_b .

Рециркуляционная система воздушного отопления отличается меньшими первоначальными вложениями и эксплуатационными затратами, но может применяться в тех помещениях, в которых вопросы гигиены не имеют существенного значения. Район действия центральной гравитационной системы воздушного отопления ограничен приблизительно 10—15 м, считая по горизонтальному пути от теплового центра до наиболее удаленного вертикального канала. Объясняется это небольшой величиной действующего естественного циркуляционного давления, составляющего даже при значительной разности температуры горячего и наружного воздуха [например, $70^\circ\text{C} - (-30^\circ\text{C}) = 100^\circ$] всего лишь около 4 Па ($0,4 \text{ кгс/м}^2$) на каждый метр высоты канала.

Система воздушного отопления с **частичной рециркуляцией** устраняется с механическим побуждением движения воздуха и является наиболее гибкой. Она может действовать в различных режимах: в помещениях, помимо частичной, может осуществляться полная смена, а также полная рециркуляция воздуха. При этих трех режимах система работает как отопительно-вентиляционная, чисто вентиляционная и чисто отопительная. Все зависит от того, забирается ли и в каком количестве воздух снаружи и до какой температуры нагревается воздух в калорифере.

Прямоточная система воздушного отопления отличается самыми высокими эксплуатационными затратами, поэтому применяется в тех помещениях, в которых требуется вентиляция в объеме, не меньшем, чем объем воздуха, необходимый для создания должного отопительного эффекта (например, в помещениях, где выделяются вещества, вредные для здоровья людей, взрывоопасные, пожароопасные, обладающие неприятным запахом). Перемещение воздуха с помощью вентилятора оказывается необходимым при значительном радиусе действия системы, для отопления помещений, расположенных ниже теплового центра, и при очистке воздуха в фильтрах (также и в рециркуляционной системе воздушного отопления).

§ 71. КОЛИЧЕСТВО И ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА ДЛЯ ОТОПЛЕНИЯ

Воздух для отопления помещения нагревается до такой температуры, чтобы в результате его смешения с внутренним воздухом и теплообмена с поверхностью ограждений поддерживалась заданная температура помещения. Тогда количество аккумулированного им тепла, кДж/ч (ккал/ч), равняется теплопотере помещения Q_n :

$$G_{от} c (t_r - t_b) = Q_n,$$

где c — массовая теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К) [ккал/(кг·°С)]. Отсюда массовое количество воздуха, кг/ч, для отопления помещения

$$G_{от} = \frac{Q_n}{c(t_r - t_b)}, \quad (VII.1)$$

объемное количество подаваемого воздуха, м³/ч, при температуре t_r горячего воздуха

$$L_{от} = \frac{G_{от}}{\rho_r} \quad (VII.2)$$

и воздухообмен, м³/ч, в помещении при температуре t_b внутреннего воздуха

$$L_n = \frac{G_{от}}{\rho_b}, \quad (VII.2a)$$

где ρ — плотность воздуха, кг/м³ (объемный вес воздуха, кг/м³).

Температура горячего воздуха t_r должна быть возможно более высокой для уменьшения, как это видно из уравнения (VII.1), количества подаваемого воздуха, в связи с чем соответственно сокращаются размеры каналов, а также снижается расход электроэнергии в вентиляторной системе.

Однако правилами гигиены устанавливается определенный предел температуры — воздух не следует нагревать выше 70°С с тем, чтобы он не терял своих свойств как среда, вдыхаемая людьми. Эта температура и принимается обычно для системы воздушного отопления помещений с постоянным или длительным (более 2 ч) пребыванием людей, если горячий воздух свободно выпускается в верхнюю зону (выше 0,4 h_n от пола, где h_n — высота помещения, м).

В низком помещении струя горячего воздуха настигается на потолок. Температура потолка в зоне распространения струи, особенно на пер-

вом метре от решетки, повышается, а температура струи понижается. В результате в помещении усиливается лучистый теплообмен. Предел повышения температуры подаваемого воздуха в этом случае устанавливается на основании расчета лучисто-конвективного теплообмена с проверкой условий теплового комфорта в помещении, подобно тому как это делается при панельно-лучистом отоплении (см. §§ 12, 79 и 81).

При свободной подаче горячего воздуха в зону помещения на высоте до $0,4 h_{п}$ от пола его температура на расстоянии более 2 м от рабочих мест не должна превышать $40-45^{\circ}\text{C}$. Исключения составляют воздушно-тепловые завесы у наружных дверей и ворот, когда при кратковременном воздействии на проходящего человека допускается более высокая температура подаваемого воздуха. Если человек подвергается длительному непосредственному влиянию струи нагретого воздуха, температуру этого воздуха рекомендуется понижать до 25°C .

По формуле (VII.1) определяется массовое количество воздуха, подаваемого в помещение только с целью его отопления, и система предусматривается рециркуляционной. Когда же воздушная система отопления является одновременно и системой вентиляции, количество вводимого воздуха устанавливается при соблюдении следующих условий.

Если массовое количество воздуха для отопления оказывается равным или превышает количество воздуха для вентиляции ($G_{от} \geq G_{вент}$), то сохраняются количество и температура отопительного воздуха, а система выбирается прямоточной или с частичной рециркуляцией.

Если же массовое количество вентиляционного воздуха превышает количество воздуха, которое определено для целей отопления ($G_{вент} > G_{от}$), то принимается количество воздуха для вентиляции, система предусматривается прямоточной, а температура подаваемого воздуха вычисляется по формуле

$$t_r = t_b + \frac{Q_{п}}{cG_{вент}}, \quad (\text{VII.3})$$

полученной из уравнения (VII.1).

Количество воздуха для отопления помещения или его температура уменьшаются, если в помещении имеются постоянные тепловыделения.

При центральной отопительно-вентиляционной системе температура горячего воздуха, определяемая по формуле (VII.3), оказывается для каждого помещения различной. Технически осуществима подача в отдельные помещения воздуха с различной температурой, но это усложняет устройство и эксплуатацию системы и может оказаться экономически невыгодным.

Проще, а иногда и целесообразнее подавать воздух во все помещения с одинаковой температурой. Для этого температура воздуха принимается равной низшей из расчетных для отдельных помещений, а массовое количество подаваемого воздуха пересчитывается по формуле (VII.1). Некоторое увеличение воздухообмена полезно с точки зрения гигиены.

После уточнения воздухообмена определяется расход тепла на нагревание воздуха по формулам:

для рециркуляционной системы воздушного отопления

$$Q = G_{от} c (t_r - t_b); \quad (\text{VII.4})$$

для частично рециркуляционной отопительно-вентиляционной системы

$$Q = c [G_{\text{от}} (t_{\text{г}} - t_{\text{в}}) + G_{\text{вент}} (t_{\text{в}} - t_{\text{н}})]; \quad (\text{VII.5})$$

для прямоточной отопительно-вентиляционной системы

$$Q = G_{\text{вент}} c (t_{\text{г}} - t_{\text{н}}), \quad (\text{VII.6})$$

где $t_{\text{н}}$ — температура наружного воздуха для проектирования отопления.

В формуле (VII.5) массовое количество рециркуляционного воздуха $G_{\text{р}} = G_{\text{от}} - G_{\text{вент}}$, так как величина $G_{\text{от}}$ выражает массовое количество смешанного воздуха, нагретого до температуры $t_{\text{г}}$ для целей отопления.

Пример VII.1. Требуется определить количество воздуха, подаваемого на высоте 3 м для поддержания в помещении 20°C , если его теплотери составляют 7200 кДж/ч .

1. Массовое количество подаваемого воздуха при $t_{\text{г}} = 45^{\circ}\text{C}$ составляет по формуле (VII.1):

$$G_{\text{от}} = \frac{7200}{1 (45 - 20)} = 288 \text{ кг/ч.}$$

2. Объемное количество подаваемого воздуха по формуле (VII.2) равно:

$$L_{\text{от}} = \frac{288}{1,11} = 259 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

3. Воздухообмен в помещении по формуле (VII.2а) составляет:

$$L_{\text{п}} = \frac{288}{1,205} = 239 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Пример VII.2. Требуется найти расход тепла на нагревание воздуха по условиям примера VII.1, если объемное количество наружного воздуха для вентиляции помещения составляет $L_{\text{вент}} = 100 \text{ м}^3/\text{ч}$. Температура наружного воздуха $t_{\text{н}} = -15^{\circ}\text{C}$.

1. Расход тепла в частично рециркуляционной отопительно-вентиляционной системе по формуле (VII.5) равен:

$$Q = 1 [288 (45 - 20) + 100 \cdot 1,205 (20 + 15)] = 11\,418 \text{ кДж/ч} (2725 \text{ ккал/ч}).$$

2. Объем рециркуляционного воздуха составляет $L_{\text{п}} - L_{\text{вент}} = 239 - 100 = 139 \text{ м}^3/\text{ч}$; дополнительный, сверх теплотери помещения, расход тепла равен $11\,418 - 7200 = 4218 \text{ кДж/ч} (1007 \text{ ккал/ч})$.

Прямоточная отопительно-вентиляционная система неприменима, так как температура горячего воздуха в этом случае превысит допустимую, даже при подаче воздуха в верхнюю зону. В самом деле, по формуле (VII.3).

$$t_{\text{г}} = 20 + \frac{7200}{1 \cdot 100 \cdot 1,205} = 20 + 60 = 80^{\circ} > 70^{\circ}\text{C.}$$

§ 72. МЕСТНОЕ ВОЗДУШНОЕ ОТОПЛЕНИЕ

Местное воздушное отопление предусматривается в промышленных, гражданских и сельскохозяйственных зданиях в следующих случаях:

а) в рабочее время при отсутствии центральной системы приточной вентиляции, причем система отопления может быть чисто отопительной и совмещенной с местной приточной вентиляцией;

б) в нерабочее время при отсутствии и невозможности или экономической нецелесообразности использования для отопления имеющейся системы приточной вентиляции.

Для местного воздушного отопления применяют:

1) рециркуляционные отопительные агрегаты с механическим побуждением движения воздуха, образующие бесканальную систему воздушного отопления (см. схему на рис. VII.1, а);

2) отопительно-вентиляционные агрегаты с частичной рециркуляцией воздуха и прямоточные, также с механическим побуждением движения воздуха (см. схемы на рис. VII.1, в, з);

3) рециркуляционные воздухонагреватели с естественным движением воздуха, образующие канальную систему воздушного отопления (см. схему на рис. VII.1, б и § 73).

Отопительные и отопительно-вентиляционные агрегаты предназначены только для отопления или для отопления, совмещенного с вентиля-

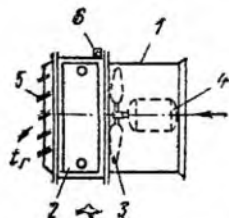


Рис. VII.3. Подвесной воздушный отопительный агрегат

1 — корпус, 2 — калорифер; 3 — осевой вентилятор; 4 — электродвигатель, 5 — створки регулирующей решетки; 6 — петли

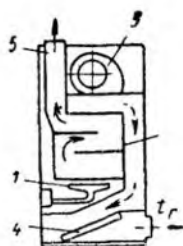


Рис. VII.4. Напольный газозаборный отопительный агрегат

1 — газовая горелка; 2 — поверхностный теплообменник, 3 — центробежный вентилятор; 4 — воздушный фильтр; 5 — дымоход

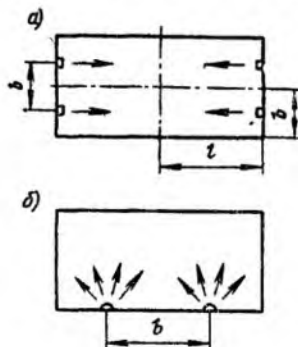


Рис. VII.5. Схема расположения отопительных агрегатов в плане помещения при параллельных компактных а и при неполных веерных воздушных струях б

цией, цехов промышленных зданий, крупных помещений общественных и сельскохозяйственных зданий, квартир жилых зданий.

Рециркуляционные воздухонагреватели служат для отопления отдельных помещений зданий и лестничных клеток многоэтажных зданий.

Рециркуляция воздуха допускается в том случае, если температура поверхности нагревательных элементов соответствует требованиям гигиены, пожаро- и взрывобезопасности помещений.

Отопительным агрегатом называется комплект стандартных элементов, собираемых воедино в заводских условиях, имеющий определенную воздушную, тепловую и электрическую мощность. Агрегаты изготавливают для установки непосредственно в отапливаемых помещениях и используют для рециркуляционного нагревания и подачи горячего воздуха без всяких воздуховодов. Отопительные агрегаты представляют собой компактное, мощное и сравнительно недорогое оборудование. К их недостаткам относится шум, возникающий при действии вентилятора, что ограничивает область применения агрегатов в рабочее время.

Отопительные агрегаты подразделяются на подвесные и напольные. Схема подвесного отопительного агрегата представлена на рис. VII.3. Корпус 1 соединен с калорифером 2, агрегат снабжен петлями 6 для подвески его в помещении. Воздух забирается из помещения осевым вентилятором 3, пропускается через калорифер 2, нагреваемый паром

или водой, и выпускается снова в помещение в нужном направлении, корректируемом створками регулирующей решетки 5.

В зависимости от модели один подвесной отопительный агрегат при электрической мощности двигателя 4 до 2,8 кВт может нагревать до $20 \cdot 10^3$ м³/ч воздуха, передавая в помещение до $1,25 \cdot 10^6$ кДж/ч ($0,3 \times 10^6$ ккал/ч) тепла.

В *напольных* отопительных агрегатах используют не только осевые, но и центробежные вентиляторы, и их мощность может превышать мощность подвесных агрегатов. Воздух нагревается не только паром и водой, но и при сжигании газообразного топлива. Для примера на рис. VII.4 изображена схема напольного газоздушного отопительного агрегата тепловой мощностью 9,65 кВт ($8,3 \cdot 10^3$ ккал/ч).

Газ сгорает в автоматически регулируемой горелке 1. Продукты сгорания газа в теплообменнике 2 передают тепло воздуху, нагнетаемому вентилятором 3. Нагретый воздух (его путь указан на рисунке пунктирными стрелками) очищается в фильтре 4 и выпускается в помещение. Продукты сгорания удаляются (сплошные стрелки) в атмосферу через дымоход 5.

Для отопления помещения редко удается выбрать один агрегат, в точности отвечающий потребностям, и в большинстве случаев приходится устанавливать в одном помещении несколько отопительных агрегатов.

Экономически выгоднее применять укрупненные отопительные агрегаты. Исследованиями установлено, что при использовании крупных отопительных агрегатов температура воздуха в помещении остается довольно равномерной — отличается от расчетной не более чем на 2—3°, что допустимо во многих промышленных зданиях. Нагретый воздух выпускается из агрегатов сосредоточенными струями со значительной скоростью 6—12 м/с. Такой способ отопления носит название *воздушного отопления с сосредоточенной подачей воздуха*.

При истечении воздуха через регулирующую решетку агрегата образуется так называемая компактная струя. Воздушная струя превращается в неполную веерную в том случае, когда регулирующая решетка дополняется рассеивающей.

Сосредоточенная подача нагретого воздуха выполняется горизонтальной на уровне $(0,35—0,65) h_{\text{п}}$ от пола ($h_{\text{п}}$ — высота помещения). Скорость выпуска воздуха из регулирующей решетки агрегата связывается с допустимой подвижностью воздуха в рабочей зоне помещения. Предельно допустимая скорость движения воздуха $v_{\text{норм}}$ по гигиеническим требованиям составляет 0,25 м/с при работе в сидячем положении и $t_{\text{в}} = 18—20$ °С; 0,3—0,5 м/с при легком и 0,5—0,7 м/с при тяжелом физическом труде.

Отопительные агрегаты размещают в помещении таким образом, что образуются несколько параллельных компактных струй или неполных веерных воздушных струй (рис. VII.5). При параллельных компактных струях (рис. VII.5, а) агрегаты отстоят друг от друга на расстоянии $b \leq 3 h_{\text{п}}$, при неполных веерных струях — до $10 h_{\text{п}}$ (рис. VII.5, б).

Изменение скорости движения и температуры по длине компактных и веерных воздушных струй определяется геометрической характеристикой струи, связанной с числом Архимеда. Геометрическая характеристика струи H , выраженная в метрах, пропорциональна $mF_0^{0,5} (n \cdot \Delta t)^{-0,5}$ и находится по формуле

$$H = 5,45 m v_0 F_0^{0,25} [n (t_r - t_b)]^{-0,5}, \quad (\text{VII.7})$$

где v_0, F_0 — соответственно начальная скорость движения и площадь воздуховыпускного отверстия отопительного агрегата;
 m и n — коэффициенты, характеризующие интенсивность соответственно затухания скорости движения и понижения температуры в струе.

Если отопительным агрегатом с регулирующей решеткой в воздуховыпускном отверстии создается компактная ненастилающаяся струя, эти коэффициенты имеют значения: $m=4,5$ и $n=3,2$. Тогда геометрическая характеристика компактной воздушной струи приобретает вид:

$$H = 13,7v_0 F_0^{0,25} (t_p - t_B)^{-0,5} \text{ м.} \quad (\text{VII.7a})$$

Если отопительным агрегатом с рассеивающей решеткой образуется неполная веерная ненастилающаяся струя, то коэффициенты $m=1,8$ и

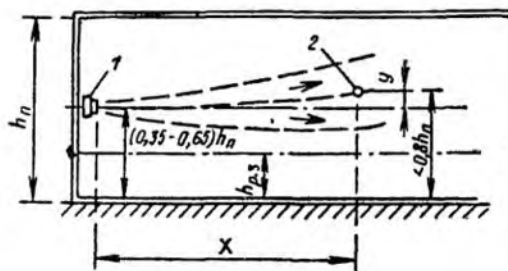


Рис VII 6 Схема развития ненастилающейся нагретой свободной воздушной струи по высоте помещения

1 — отопительный агрегат 2 — точка оси струи в «критическом» сечении

$n=1,2$ Геометрическая характеристика неполной веерной струи в этом случае имеет вид:

$$H = 8,95v_0 F_0^{0,25} (t_p - t_B)^{-0,5} \text{ м.} \quad (\text{VII.7б})$$

В нижней части помещения под воздушной струей возникает обратный поток воздуха. В том месте, где расширяющаяся воздушная струя наиболее близко подходит своей нижней границей к рабочей зоне, обратный поток движется с максимальной скоростью. Воздушная струя рассчитывается так, чтобы максимальная скорость движения обратного потока в рабочей зоне не превышала нормативной предельно допустимой скорости:

$$v_{\text{макс}} \leq v_{\text{норм.}} \quad (\text{VII.8})$$

Горизонтальная воздушная струя, не настилающаяся на поверхность ограждений помещения при высоте ее выпуска $(0,35—0,65) h_n$, на определенном расстоянии от места выпуска развивается свободно и до поперечного сечения, именуемого «критическим», называется свободной. Далее на развитие струи влияют ограждения помещения, и струя считается стесненной.

В горизонтальной нагретой воздушной струе действует архимедова сила (сила вытеснения), вызывающая ее подъем. Высота подъема оси свободной воздушной струи, м, обозначенная через y (рис VII 6), связана с горизонтальным расстоянием x от отопительного агрегата и с геометрической характеристикой струи зависимостью

$$y = 0,7 \frac{x^3}{H^2}, \quad (\text{VII.9})$$

Расстояние от агрегата до «критического» сечения $x_{кр}$, м, определяется по формуле

$$x_{кр} = 0,148m (bh_n)^{0,5} \quad (\text{VII.10})$$

или для компактной воздушной струи отопительного агрегата

$$x_{кр} = 0,67 (bh_n)^{0,5} \quad (\text{VII.10a})$$

и для неполной веерной струи

$$x_{кр} = 0,27 (bh_n)^{0,5}. \quad (\text{VII.10б})$$

При подъеме нагретого воздуха перегревается верхняя зона, вследствие чего увеличиваются теплотери через покрытие помещения и переохлаждается рабочая зона. Температура воздуха по высоте помещения становится более ровной, если увеличить начальную скорость движения нагретой струи (или уменьшить разность температуры $t_r - t_b$ до $10 - 15^\circ$).

Скорость выпуска компактной воздушной струи из отопительного агрегата, м/с, по уравнению (VII.7a) составит:

$$v_o = 0,073H (t_r - t_b)^{0,5} F_o^{-0,25}.$$

Найдем геометрическую характеристику компактной воздушной струи в «критическом» сечении помещения по уравнению (VII.9), ограничив высоту подъема оси струи величиной $y = 0,15 h_n$ для того, чтобы ее расстояние от пола не превысило $0,8 h_n$:

$$H^2 = 0,7 \frac{[0,67 (bh_n)^{0,5}]^3}{0,15h_n} = 1,4 (b^3 h_n)^{0,5}.$$

Используя это выражение геометрической характеристики, получим формулу для определения начальной скорости движения компактной воздушной струи, выпускаемой из отопительного агрегата:

$$v_o = 0,087 (t_r - t_b)^{0,5} \left(\frac{b^3 h_n}{F_o} \right)^{0,25}. \quad (\text{VII.11})$$

Формулу для начальной скорости движения неполной веерной воздушной струи найдем после аналогичных преобразований:

$$v_o = 0,034 (t_r - t_b)^{0,5} \left(\frac{b^3 h_n}{F_o} \right)^{0,25}. \quad (\text{VII.11a})$$

Для проверки выполнения условия (VII.8) максимальная скорость, м/с, движения обратного потока воздуха в рабочей зоне вычисляется в зависимости от начальной скорости компактной струи по формуле

$$v_{\max} = 0,43v_o \left(\frac{F_o}{bh_n} \right)^{0,5}. \quad (\text{VII.12})$$

Равномерность температуры воздуха по площади и высоте связана с кратностью воздухообмена в помещении, представляемой отношением

$$k = \frac{L_n}{V_n}, \quad (\text{VII.13})$$

где L_n — воздухообмен в помещении, м³/ч, определяемый по формуле (VII.2a);

V_n — объем помещения, м³.

При исследованиях получено, что с увеличением кратности воздухообмена от 1 до 3 температура воздуха по высоте помещения становится равномернее, дальнейшее же увеличение кратности воздухообмена практически не влияет на температуру воздуха в верхней зоне. Установлено также, что при соблюдении описанных выше условий в отношении скорости, высоты выпуска и кратности воздухообмена сосредоточенная подача нагретого воздуха вызывает изменение его температуры всего на $0,1-0,15^\circ$ на 1 м высоты, а температура воздуха в верхней зоне высоких цехов отличается от температуры в рабочей зоне не более чем на 3° .

Наивыгодная кратность воздухообмена в помещении по наименьшему расходу электроэнергии в отопительных агрегатах находится при компактной воздушной струе по формуле

$$k = \frac{300 v_{\text{макс}}^2}{l}, \quad (\text{VII.14})$$

где l — длина обслуживаемой агрегатом зоны помещения, определяемая по выражению

$$l \leq 4,5 (bh_n)^{0,5} \text{ м.}$$

Если кратность воздухообмена выбрана по формуле (VII.14), то температура горячего воздуха, подаваемого отопительными агрегатами, вычисляется по преобразованной формуле (VII.3):

$$t_r = t_b + \frac{(1,1 - 1,3) Q_n}{c p_b k V_n} \quad (\text{VII.3a})$$

где 1,1 и 1,3 — коэффициенты запаса при заборе воздуха в агрегат соответственно из нижней и из верхней зоны помещения.

Эта температура, $^\circ\text{C}$, не должна превышать температуры горячего воздуха, предельно допустимой при заданной циркуляции воздуха в помещении, определяемой по формуле

$$t_{\text{доп}} = t_b + \frac{9,2 \cdot 10^9 \cdot y v_0}{0,7 m n b h_n} \left[v_0 \left(\frac{F_0}{b h_n} \right)^{0,5} \right] \quad (\text{VII.15})$$

Формула (VII.15) для компактной воздушной струи при $y=0,15 h_n$ после замены выражения, стоящего в квадратных скобках, отношением ($v_{\text{макс}}/0,43$) из уравнения (VII.12) принимает вид:

$$t_{\text{доп}} = t_b + 320 \frac{v_0}{b} v_{\text{норм}}, \quad (\text{VII.15a})$$

так как в данном случае $v_{\text{макс}} = v_{\text{норм}}$.

Пример VII.3. Требуется рассчитать систему воздушного отопления агрегатами с сосредоточенной подачей воздуха в цехе длиной 70, шириной 50 и высотой 10 м для возмещения потерь тепла $2,75 \cdot 10^6$ кДж/ч при температуре $t_b = 15^\circ\text{C}$ и допустимой скорости движения воздуха в рабочей зоне 0,5 м/с.

Принимаем подачу воздуха четырьмя отопительными агрегатами с параллельным направлением компактных воздушных струй по схеме на рис. VII.5.а

1. При длине зоны обслуживания агрегата $l=35$ м найдем кратность воздухообмена в цехе по формуле (VII.14):

$$k = \frac{300 \cdot 0,5^2}{35} = 2,14.$$

2. Тогда объем нагретого воздуха, подаваемого отопительными агрегатами, из выражения (VII.13) составит:

$$L_n = k V_n = 2,14 \cdot 50 \cdot 70 \cdot 10 = 75\,000 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Для подачи каждым отопительным агрегатом $75\,000 : 4 = 18\,750 \text{ м}^3/\text{ч}$ по справочнику принимаем к подвеске на высоте 4,5 м агрегаты типа АПВ 280-190 тепловой мощностью 220 кВт ($190 \cdot 10^3 \text{ ккал/ч}$) с двумя калориферами, осевым вентилятором диаметром 1 м и электродвигателем мощностью 2,8 кВт при частоте вращения 950 об/мин. Теплоноситель для калориферов — вода с расчетной температурой $t_1 = 130^\circ\text{C}$.

3. Температура горячего воздуха, выпускаемого отопительными агрегатами, определяется по формуле (VII.3а):

$$t_r = 15 + \frac{2,75 \cdot 10^6 \cdot 1,1}{1,1 \cdot 226 \cdot 75\,000} = 15 + 33 = 48^\circ\text{C}.$$

4. Начальная скорость движения компактной воздушной струи, выпускаемой из регулирующей решетки площадью $0,535 \times 1,156 = 0,62 \text{ м}^2$ при живом сечении отверстия 75%, вычисляется по формуле (VII.11):

$$v_0 = 0,087 (48 - 15)^{0,5} \left(\frac{25^3 \cdot 10}{0,62 \cdot 0,75} \right)^{0,25} = 12 \text{ м/с}.$$

5. Проверяем скорость обратного потока воздуха в рабочей зоне помещения по формуле (VII.12):

$$v_{\text{макс}} = 0,43 \cdot 12 \left(\frac{0,62 \cdot 0,75}{25 \cdot 10} \right)^{0,5} = 0,22 < 0,5 \text{ м/с}.$$

6. Предельно допустимая температура горячего воздуха для заданных условий устанавливается по формуле (VII.15а):

$$t_{\text{доп}} = 15 + 320 \frac{12}{25} 0,5 = 15 + 77 = 92^\circ\text{C},$$

т. е. значительно выше необходимой $t_r = 48^\circ\text{C}$.

Отопительно-вентиляционный агрегат по конструкции подобен отопительному агрегату, за исключением воздухозаборной части (рис. VII.7). Перед осевым вентилятором 2 имеется смесительная секция 6, в

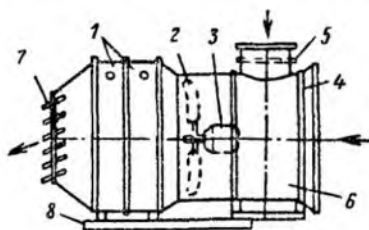


Рис. VII.7. Отопительно-вентиляционный агрегат

1 — калориферы; 2 — осевой вентилятор; 3 — электродвигатель; 4 — рециркуляционный патрубок; 5 — клапан наружного воздуха; 6 — смесительная секция; 7 — створки регулирующей решетки; 8 — рама

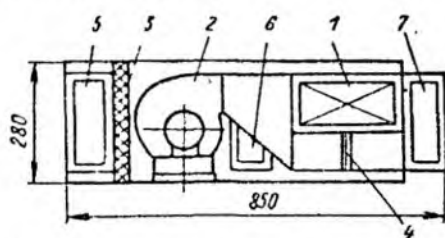


Рис. VII.8. Квартирный отопительно-вентиляционный агрегат

1 — теплообменник; 2 — вентилятор; 3 — фильтр; 4 — обводный клапан; 5 — клапан наружного воздуха; 6 — рециркуляционный клапан; 7 — канал нагретого воздуха

которой смешивается внутренний и наружный воздух. Крупные агрегаты монтируют на раме 8. Клапан наружного воздуха 5 делается с ручным или автоматическим управлением для регулирования соотношения количества теплого и холодного воздуха с целью достижения определенного отопительного и вентиляционного эффекта.

Отопительно-вентиляционные агрегаты в промышленных, общественных, вспомогательных и сельскохозяйственных зданиях применяют для

сосредоточенной подачи нагретого воздуха. Число этих агрегатов выбирается так же, как и число отопительных агрегатов. Воздухообмен в помещении определяют по формуле (VII.14) и сопоставляют с объемом вентиляционного воздуха, так как он должен удовлетворять требованиям вентиляции помещения. Окончательную температуру подаваемого воздуха вычисляют по формуле (VII.3).

Отопительно-вентиляционный агрегат в жилых зданиях используется для воздушного отопления отдельных квартир, в частности строящихся из объемных элементов (блок-квартир). Кроме агрегата, размещаемого в подшивке под потолок коридора квартиры, прокладывают еще воздухоподвод наружного воздуха с воздухозаборной решеткой, рециркуляционный воздухоподвод и приточные воздухоподводы с регулирующей решеткой в каждой жилой комнате. Квартирное воздушное отопление относится к канальным вентиляторным системам местного воздушного отопления.

Принципиальная схема квартирного воздушного отопления и вентиляции представляется так: нагретый воздух подается в жилые комнаты, охлажденный воздух удаляется наружу из вспомогательных помещений квартиры — кухни, ванной и уборной.

Отопительно-вентиляционный агрегат квартирного воздушного отопления (рис. VII.8) состоит из водовоздушного теплообменника-калорифера 1, электровентилятора 2, фильтра 3, воздушных клапанов наружного 5, рециркуляционного 6 и обводного 4 для регулирования температуры подаваемого воздуха. Вентилятор приводится в действие однофазным электродвигателем мощностью 18 Вт, рассчитан на перемещение 85—170 м³/ч воздуха и создание давления 118 Па (12 кгс/м²).

В жилые комнаты может подаваться только наружный воздух, воздух при частичной и полной рециркуляции (например, при отсутствии людей). Агрегат можно также использовать для летнего охлаждения воздуха в одной из комнат квартиры при наличии хладоносителя.

Преимуществами квартирного воздушного отопления являются: независимое отопление отдельных квартир, малая тепловая инерция, простое регулирование, снижение расхода тепла (до 20%) за счет бытовых тепловыделений. К его недостаткам относятся шум, возникающий при действии электровентилятора, особенно ощутимый ночью, и отсутствие увлажнения воздуха.

§ 73. РЕЦИРКУЛЯЦИОННЫЕ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛИ

Рециркуляционный воздухонагреватель с естественным движением воздуха — это отопительный прибор типа высокого конвектора, обогреваемый теплоносителем водой (см рис. III.13). По способу отопления помещения, связанному с интенсивной циркуляцией воздуха при сосредоточенном его нагревании, рециркуляционный воздухонагреватель считается прибором местного водовоздушного отопления.

Рециркуляционные воздухонагреватели по тепловой мощности занимают промежуточное место между обычными отопительными приборами водяного и парового отопления и отопительными агрегатами воздушного отопления. Их мощность составляет от 5 до 20—25 кВт (до 20 × 10³ ккал/ч). Применяют их в жилых, общественных, вспомогательных и небольших промышленных зданиях (рис VII.9) для отопления лестничных клеток многоэтажных зданий, сравнительно низких помещений,

сообщающихся с наружным воздухом, а также для дежурного отопления помещений.

В лестничной клетке, отапливаемой рециркуляционным воздухонагревателем, помещаемым вблизи наружной входной двери (рис. VII.9, а), обеспечивается более ровная температура воздуха, чем при водяном отоплении несколькими отопительными приборами (подробнее см. гла-

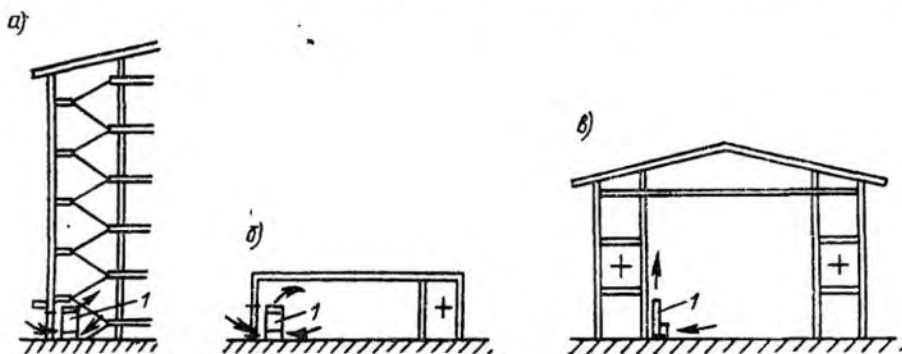


Рис. VII.9 Использование рециркуляционного воздухонагревателя 1 для отопления а — лестничной клетки многоэтажного здания; б — низкого помещения; в — высокого помещения

ву III). Этому способствует усиленное прогревание наружного воздуха, проникающего через дверь, сопротивление лестничных конструкций быстрому подъему нагретого воздуха наверх, а также перемешивание воздуха при движении лифта.

В общественных и вспомогательных помещениях (вестибюлях, холлах, торговых залах, складах и т. п.), имеющих значительную площадь при ограниченной высоте и сообщающихся с наружным воздухом, рециркуляционные воздухонагреватели устанавливают при входах (рис. VII.9, б). Они поддерживают равномерную температуру, вовлекая в циркуляцию и нагревая как внутренний, так и холодный наружный воздух, поступающий в помещения.

Рециркуляционные воздухонагреватели применяют также для дежурного отопления периодически используемых помещений, окруженных по периметру постоянно отапливаемой частью здания, и охлаждающихся в основном через кровлю (рис. VII.9, в). К таким помещениям относятся зрительные залы театров, концертные и другие залы и цехи.

Конструкция рециркуляционного воздухонагревателя. Как каждый конвектор, этот прибор состоит из двух элементов — нагревателя и канала (рис. VII.10). Нагреватель выполняется из стандартных отопительных приборов — ребристых труб, радиаторов или калориферов. Ребристые трубы и радиаторы используются для нагревателей меньшей мощности (до 8 кВт), калориферы — для получения более мощных нагревателей. При равной площади, занимаемой в помещении, тепловая мощность рециркуляционных нагревателей с калориферами получается в 6 раз больше их тепловой мощности с нагревателями из ребристых труб и радиаторов, что объясняется значительной теплоплотностью калориферов. Калориферы выбирают пластинчатого типа для уменьшения аэродинамического сопротивления и многоходовые для увеличения скорости движения теплоносителя.

Канал высотой 1,5—3 м, заменяющий кожух обычного конвектора, делается встроенным во внутреннюю стену (рис. VII.10, а) или приставным из строительных материалов — неметаллических (рис. VII.10, б) и металлических (рис. VII.10, в). Ширина канала равняется длине нагревателя, а его глубина определяется в зависимости от количества циркулирующего воздуха или ширины нагревателя (как на рис. VII.10, б).

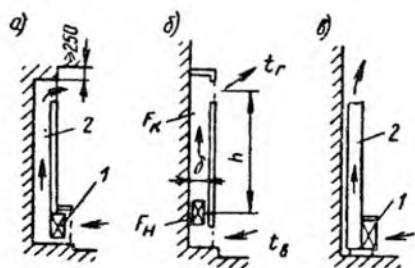


Рис. VII.10 Конструкции рециркуляционных воздухонагревателей

а — с встроенным каналом, б — приставного с каналом из неметаллических строительных материалов, в — приставного металлического, 1 — нагреватель, 2 — канал горячего воздуха

Достоинствами рециркуляционных воздухонагревателей являются:

1) создание сильного восходящего потока нагретого воздуха, вызывающе-

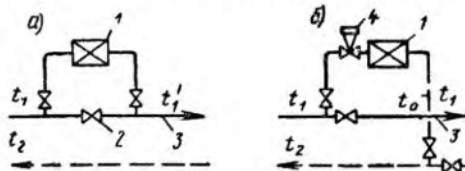


Рис. VII.11. Схемы присоединения воздухонагревателя к теплопроводам

а — последовательная; б — параллельная; 1 — воздухонагреватель, 2 — задвижка на обводной трубе (нормально закрыта), 3 — подающая магистраль основной системы отопления, 4 — регулятор расхода воды

го интенсивную циркуляцию воздуха с выравниванием температуры по площади и высоте помещения;

2) надежность действия и простота эксплуатации без специального наблюдения;

3) снижение стоимости отопительной установки (например, для лестничной клетки в 1,5 раза по сравнению с радиаторным отоплением) и уменьшение расхода металла (для лестничной клетки — почти в 2 раза);

4) количественное саморегулирование, характерное для гравитационной системы водяного отопления. При обычном регулировании температуры греющей воды изменяются температура и, как следствие, количество нагреваемого рециркуляционного воздуха, причем по мере понижения наружной температуры усиливается теплопередача и возрастает кратность циркуляции воздуха в помещении. Это способствует интенсификации отопления помещения при низкой температуре наружного воздуха.

Наряду с этими достоинствами при отоплении рециркуляционными воздухонагревателями возможны, если не проведены необходимые расчеты, перегревание верхней зоны и возрастание теплопотери через покрытие помещений.

В качестве теплоносителя для рециркуляционных воздухонагревателей используется высокотемпературная вода. Увеличение разности температуры греющей воды и нагреваемого воздуха дает возможность сократить площадь поверхности нагревателя.

Нагреватель присоединяется к теплопроводам системы отопления по двум различным схемам (рис. VII.11). Первая из схем представляет собой последовательное соединение (предвключение) воздухонагревателя с основной системой отопления (рис. VII.11, а). Все количество высокотемпературной воды, необходимой для основной системы отопления, предварительно пропускается через воздухонагреватель 1 (задвижка 2 закрыта), и ее температура понижается от t_1 до t_1' . Включение воз-

духонагревателя перед основной системой отопления позволяет максимально увеличить температурный напор и скорость движения воды. Схема используется для присоединения постоянно действующего регулируемого воздухонагревателя.

Температура воды, °С, выходящей из предвключенного нагревателя, определяют по уравнению (обозначения — см. рис. VII.11):

$$t'_1 = t_1 - \frac{Q_{p.в.}}{cG_1}, \quad (\text{VII.16})$$

где $Q_{p.в.}$ — тепловая нагрузка рециркуляционного воздухонагревателя;
 G_1 — массовый расход высокотемпературной воды, кг/ч, на вводе в здание и в воздухонагреватель, определяемый по формуле

$$G_1 = \frac{Q_{p.в.} + Q_{от.}}{c(t_1 - t_2)}, \quad (\text{VII.17})$$

$Q_{от.}$ — тепловая нагрузка основной системы отопления.

По второй схеме воздухонагреватель соединяется с основной системой отопления параллельно (рис. VII.11, б). Регулирование и полное выключение воздухонагревателя при этом не отражаются на действии основной системы отопления, но площадь поверхности нагревателя возрастает из-за уменьшения температурного напора и скорости движения воды. Расход воды в нагревателе определяется по формуле (III.2).

Расчет рециркуляционного воздухонагревателя заключается в выборе размеров канала и площади поверхности нагревателя, достаточных для передачи необходимого количества тепла и создания усиленной циркуляции воздуха в помещении (не менее однократной).

Зная тепловую нагрузку, расход и температуру греющей воды и задаваясь размерами канала, можно найти температуру и скорость движения горячего воздуха в канале.

Температура горячего воздуха, °С, в канале глубиной b_k при расчетной высоте h (см. рис. VII.10, б) определяется по формуле

$$t_r = t_b + \left(\frac{0,9 q_1}{c\rho b_k} \right)^{2/3} \cdot \left(\frac{\zeta}{2gh\beta} \right)^{1/3}, \quad (\text{VII.18})$$

скорость движения горячего воздуха, м/с:

$$v_r = \left(\frac{0,9 q_1}{c\rho b_k} \cdot \frac{2gh\beta}{\zeta} \right)^{1/3}, \quad (\text{VII.19})$$

где q_1 — тепловая мощность, кВт, приходящаяся на единицу длины нагревателя;

β — коэффициент объемного расширения воздуха;

ζ — коэффициент сопротивления рециркуляционного воздухонагревателя по пути движения воздуха.

Расчетная площадь теплоотдающей поверхности воздухонагревателя определяется по формуле (III.41). После выбора нагревателя проводится аэродинамический расчет для уточнения расхода рециркуляционного воздуха.

Аэродинамический расчет основывается на равенстве естественного циркуляционного давления, возникающего при нагревании воздуха, аэродинамическому сопротивлению рециркуляционного нагревателя. т. е.

$$\Delta p_e = \Delta p_c. \quad (\text{VII.20})$$

Равенство (VII.20) аналогично выражению (IV.20) для водяного отопления.

Естественное циркуляционное давление, создающее рециркуляцию воздуха, находится в соответствии с формулой (IV.19):

$$\Delta p_e = gh (\rho_B - \rho_T). \quad (\text{VII } 21)$$

В интервале температуры от 15 до 70°C плотность воздуха уменьшается в среднем на 0,0036 кг/м³ при увеличении температуры на 1°. Принимая это значение для расчета, с учетом формулы (VII.1) получим:

$$\Delta p_e = 3,6 \cdot 10^{-3} gh (t_T - t_B) = 3,6 \cdot 10^{-3} gh \frac{Q_{D.P.}}{cG_{OT}}, \quad (\text{VII } 22)$$

где G_{OT} — массовый расход рециркуляционного воздуха, кг/ч, предназначенного для отопления помещения.

Аэродинамическое сопротивление рециркуляционного воздухонагревателя складывается из сопротивления канала и нагревателя:

$$\Delta p_c = \Delta p_k + \Delta p_n. \quad (\text{VII } 23)$$

Пренебрегая весьма малым сопротивлением, возникающим при трении о стенки канала воздуха, движущегося с низкой массовой скоростью [$\nu_p = 1-1,5$ кг/(м²·с)], найдем сопротивление канала:

$$\Delta p_k \approx \zeta_k \rho \frac{v_k^2}{2} = \frac{\zeta_k}{2\rho} \left(\frac{G_{OT}}{3,6 \cdot 10^3 F_k} \right)^2, \quad (\text{VII } 24)$$

где F_k — площадь поперечного сечения канала, м².

Сопротивление нагревателя описывается зависимостью, устанавливаемой в результате обработки экспериментальных данных:

$$\Delta p_n = mg (\nu_p)^p = mg \left(\frac{G_{OT}}{3,6 \cdot 10^3 F_n} \right)^p, \quad (\text{VII } 25)$$

где F_n — площадь живого сечения нагревателя по воздуху, м²; m, p — экспериментальные постоянные величины.

Подставляя найденные выражения в равенство (VII 20), получим уравнение для определения расхода рециркуляционного воздуха:

$$3,6 \cdot 10^{-3} gh \frac{Q_{D.B.}}{cG_{OT}} = \frac{\zeta_k}{2\rho} \left(\frac{G_{OT}}{3,6 \cdot 10^3 F_k} \right)^2 + mg \left(\frac{G_{OT}}{3,6 \cdot 10^3 F_n} \right)^p. \quad (\text{VII } 26)$$

Уравнение легко решается при $p=2$, в других случаях расход подбирается. Решение уравнения (VII.26) возможно также относительно высоты h , если задаться температурой горячего воздуха и этим самым предопределить его расход.

Пример VII 4. Требуется рассчитать предвключенный рециркуляционный воздухонагреватель для поддержания в помещении объемом 630 м³ температуры $t_n = 18^\circ\text{C}$, если тепловые мощности нагревателя 15 кВт (12 900 ккал/ч), основной системы отопления 225 кВт (193 000 ккал/ч), расчетная температура теплоносителя воды $t_1 = 150^\circ$, $t_2 = 70^\circ\text{C}$.

1. Массовый расход греющей воды в воздухонагревателе находим по формуле (VII.17):

$$G_1 = \frac{(15 + 225) 3,6 \cdot 10^3}{4,187 (150 - 70)} = 2575 \text{ кг/ч.}$$

2. Температуру воды, выходящей из воздухонагревателя, вычисляем по формуле (VII.16):

$$t'_1 = 150 - \frac{15 \cdot 3,6 \cdot 10^3}{4,187 \cdot 2575} = 150 - 5 = 145^\circ \text{C}.$$

Следовательно, средняя температура греющей воды в воздухонагревателе достаточно высока и равняется $0,5(150+145) = 147,5^\circ \text{C}$.

3. Задаемся температурой горячего воздуха $t_r = 65^\circ \text{C}$ и массовой скоростью воздуха в канале $v_p = 1,5 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$. Тогда массовое количество воздуха для отопления помещения по формуле (VII.1) будет равно:

$$G_{\text{от}} = \frac{15 \cdot 3,6 \cdot 10^3}{1(65 - 18)} = 1150 \text{ кг/ч}.$$

4. Кратность воздухообмена в помещении при этом с учетом формул (VII.13) и (VII.2а) составит:

$$k = \frac{L_{\text{п}}}{V_{\text{п}}} = \frac{G_{\text{от}}}{\rho_{\text{в}} V_{\text{п}}} = \frac{1150}{1,213 \cdot 630} = 1,5,$$

т. е. является приемлемой для воздушного отопления.

5. Площадь поперечного сечения канала и живого сечения воздухонагревателя должна равняться:

$$F_{\text{к}} = F_{\text{н}} = \frac{G_{\text{от}}}{3600 v_p} = \frac{1150}{3600 \cdot 1,5} = 0,213 \text{ м}^2.$$

6. Выбираем по справочнику многоходовой пластинчатый калорифер типа КМС, имеющий несколько большую площадь живого сечения по воздуху, $F_{\text{н}} = 0,244 \text{ м}^2$, а именно КМС-5 длиной 710 мм. Тогда глубина канала при его ширине 710 мм, равной длине нагревателя, составит:

$$b_{\text{к}} = \frac{F_{\text{к}}}{l_{\text{к}}} = \frac{0,213}{0,71} = 0,3 \text{ м}.$$

7. Зная коэффициенты местного сопротивления при входе и выходе воздуха из канала (с поворотом потока), составляющие $\zeta_{\text{к}} = 0,6 + 1,3 = 1,9$, найдем сопротивление канала по формуле (VII.24) при средней плотности воздуха $\rho = 1,13 \text{ кг}/\text{м}^3$:

$$\Delta p_{\text{к}} \approx \frac{\zeta_{\text{к}}}{2\rho} (v_p)^2 = \frac{1,9}{2 \cdot 1,13} 1,5^2 = 1,9 \text{ Па} (0,19 \text{ кгс}/\text{м}^2).$$

8. Сопротивление воздухонагревателя вычислим по формуле (VII.25), выбранной по справочнику для пластинчатого калорифера типа КМС:

$$\Delta p_{\text{н}} = 0,122g (v_p)^{1,76} = 0,122 \cdot 9,81 (1,3)^{1,76} = 1,9 \text{ Па} (0,19 \text{ кгс}/\text{м}^2),$$

где

$$v_p = \frac{1150}{3600 \cdot 0,244} = 1,3 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

9. Расчетная высота канала (вертикальное расстояние между центрами калорифера и воздуховыпускного отверстия) определяется из формулы (VII.22) при условии, выраженном равенствами (VII.20) и (VII.23):

$$\Delta p_{\text{е}} = \Delta p_{\text{а}} = \Delta p_{\text{к}} + \Delta p_{\text{н}} = 1,9 + 1,9 = 3,8 \text{ Па} (0,38 \text{ кгс}/\text{м}^2);$$

$$h = \frac{\Delta p_{\text{е}}}{0,0036g (t_r - t_{\text{н}})} = \frac{3,8}{0,0036 \cdot 9,81 (65 - 18)} = 2,3 \text{ м}.$$

10. Температуру горячего воздуха проверяем по формуле (VII.18) при глубине канала $b_{\text{к}} = 0,3 \text{ м}$ и расчетной высоте $h = 2,3 \text{ м}$, учитывая, что тепловая мощность нагревателя приходится на 0,71 м его длины:

$$t_r = 18 + \left(\frac{0,9 \cdot 15}{1,0 \cdot 1,044 \cdot 0,3 \cdot 0,71} \right)^{2/3} \left(\frac{4,4 \cdot 273}{2 \cdot 9,81 \cdot 2,3} \right)^{1/3} = 18 + 46 = 64^\circ \text{C}.$$

Температура получилась достаточно близкой к первоначально принятому значению $t_r = 65^\circ \text{C}$. Коэффициент сопротивления рециркуляционного воздухоподогревателя при расчете принят:

$$\zeta = \zeta_{\text{к}} + \zeta_{\text{н}} = \zeta_{\text{к}} + \frac{2\rho \cdot \Delta p_{\text{н}}}{(\nu\rho)^2} = 1,9 + \frac{2 \cdot 1,13 \cdot 1,9}{1,3^2} = 1,9 + 2,5 = 4,4.$$

II. Скорость движения горячего воздуха в канале по формуле (VII.19)

$$\nu_r = \left(\frac{0,9 \cdot 15 \cdot 2 \cdot 9,81 \cdot 2,3}{1,0 \cdot 1,13 \cdot 0,3 \cdot 4,4 \cdot 273 \cdot 0,71} \right)^{1/3} = 1,3 \text{ м/с}$$

почти точно соответствует предварительно выбранной скорости.

§ 74. ЦЕНТРАЛЬНОЕ ВОЗДУШНОЕ ОТОПЛЕНИЕ

Центральное воздушное отопление применяется в помещениях промышленных, гражданских и сельскохозяйственных зданий при наличии центральной системы приточной вентиляции и осуществляется по трем описанным выше схемам: с полной рециркуляцией (см. рис. VII.2, а), с частичной рециркуляцией (рис. VII.2, б) и приточной (рис. VII.2, в).

Полная рециркуляция воздуха используется для дежурного отопления в нерабочее время, если это не противоречит требованиям гигиены, пожаро- и взрывобезопасности помещений. При этом воздух в центральной системе приточной вентиляции забирается не снаружи, а из отапливаемого помещения и нагревается до температуры, определяемой по формуле (VII.3).

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

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

Места подачи нагретого воздуха и типы воздухораспределителей в помещении обычно выбирают по условиям вентиляции. Однако возможно изменение места подачи воздуха по условиям отопления. Например, в холодных районах Советского Союза целесообразна подача нагретого воздуха вдоль стекла световых проемов, если рабочие места людей расположены вблизи этих проемов.

Если воздух подается сосредоточенно в среднюю зону по высоте помещения, то получающиеся ненастилающиеся компактные и неполные веерные воздушные струи рассчитываются так же, как и при воздушном отоплении местными отопительными агрегатами. При расчете в зависимости от принятого типа воздухораспределителя в формулу (VII.7) и в последующие формулы вводят соответствующие значения коэффициентов m и n .

Такой способ распределения нагретого приточного воздуха распространен в промышленных, вспомогательных и коммунальных (гаражи,

прачечные) зданиях. В помещениях гражданских зданий, сравнительно низких, чаще встречается подача воздуха вдоль ограждений, при которой получают настилающиеся струи.

При выпуске в таких условиях нагретого воздуха из щелевидного отверстия воздухораспределителя образуется плоская струя, настилающаяся на поверхность наружного ограждения — стены, потолка или стекла светового проема (струя настиляется, например, на потолок при выпуске воздуха на расстоянии от пола $h > 0,85 h_n$). Связанное с этим повышение температуры внутренней поверхности наружного ограждения благоприятно сказывается на самочувствии людей, хотя и вызывает увеличенный поток тепла наружу.

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

$$H = 9,6 (mv_0)^{4/3} b_0^{1/3} [n(t_r - t_b)]^{-2/3}, \quad (\text{VII.27})$$

где b_0 — ширина воздуховыпускного отверстия, м.

Остальные обозначения приведены к формуле (VII.7).

Из формулы (VII.27) можно установить, что геометрическая характеристика плоской струи H пропорциональна $m^{4/3} b_0 (n \cdot \Delta t)^{-2/3}$.

При подаче воздуха из открытого щелевидного отверстия или из отверстия с параллельными направляющими лопатками коэффициенты в формуле (VII.27) для настилающейся струи равны: $m = 3,5$ и $n = 2,8$. Тогда геометрическая характеристика плоской настилающейся струи H , м, приобретает вид:

$$H = 25,7 v_0^{4/3} b_0^{1/3} (t_r - t_b)^{-2/3}. \quad (\text{VII.27a})$$

Расчет плоской настилающейся струи заключается в определении начальной скорости движения воздуха и температуры воздуха в струе на расчетном расстоянии x от места ее выпуска (например, в точке входа струи в рабочую зону). Для расстояния $x \leq 6 l_0$ (l_0 — длина отверстия щелевого воздухораспределителя), начальная скорость плоской струи, м/с, вычисляется по формуле

$$v_0 = \frac{v_x}{3,5k_c} \left(\frac{x}{b_0} \right)^{0,5}, \quad (\text{VII.28})$$

где v_x — скорость движения воздуха в расчетной точке помещения, м/с;

k_c — поправочный коэффициент, учитывающий стеснение струи и зависящий от соотношения между расчетным расстоянием x и высотой помещения h_n ; $k_c = 1$ при $x < h_n$; $k_c < 1$ при $x \geq h_n$ (см. рис. VII.12).

Объемное количество воздуха, м³/с, подаваемого из отверстия длиной 1 м щелевого воздухораспределителя, при известных ширине щели b_0 и начальной скорости v_0 , составляет:

$$L_1 = b_0 v_0. \quad (\text{VII.29})$$

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

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 , °C, в плоской настилающейся струе на расчетном расстоянии x от места ее выпуска рассчитывается по формуле:

$$t_x = t_B + 2,8 (t_r - t_B) \left(\frac{b_0}{x} \right)^{0,5} \quad (\text{VII.30})$$

Пример VII.5. Требуется рассчитать подачу воздуха в объеме $L_{от} = 0,27 \text{ м}^3/\text{с}$, нагретого до 35°C , через плоский воздухоораспределитель с щелью шириной $b_0 = 0,03 \text{ м}$,

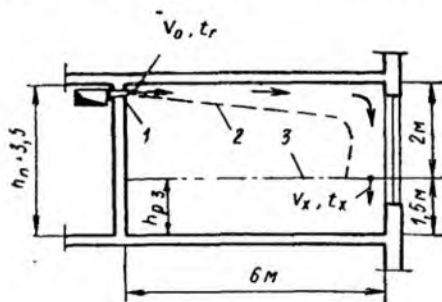


Рис. VII.12. Центральное воздушное отопление помещения с подачей нагретого воздуха через подпотолочный щелевой воздухоораспределитель

1 — воздухоораспределитель; 2 — граница настилающейся воздушной струи; 3 — граница рабочей зоны

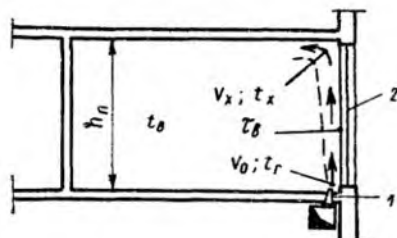


Рис. VII.13. Центральное воздушное отопление помещения с подачей нагретого воздуха через напольный щелевой воздухоораспределитель 1 вдоль наружного ограждения 2

располагаемый под потолком помещения (рис. VII.12) высотой $h_n = 3,5 \text{ м}$, для обеспечения на расстоянии $x = 8 \text{ м}$ от места выпуска струи (6 м по горизонтали и 2 м по вертикали) скорости движения $v_x = 0,5 \text{ м/с}$ и температуры $t_x = t_B + 3 = 18 + 3 = 21^\circ\text{C}$.

1. Начальную скорость плоской настилающейся воздушной струи определяем по формуле (VII.28)

$$v_0 = \frac{0,5}{3,5 \cdot 0,77} \left(\frac{8}{0,03} \right)^{0,5} = 3 \text{ м/с},$$

так как при $x/h_n = 8 : 3,5 = 2,3$ $k_e = 0,77$ (по специальной литературе).

2. Величина геометрической характеристики струи по формуле (VII.27a) будет равна:

$$H = 25,7 \cdot 3^{4/3} \cdot 0,03^{1/3} (35 - 18)^{-2/3} = 5,2 \text{ м}.$$

3. Объемное количество воздуха, подаваемого из отверстия длиной 1 м щелевого воздухоораспределителя, находим по уравнению (VII.29):

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

4. Общая длина воздуховыпускной щели составит:

$$l = \frac{L_{от}}{L_1} = \frac{0,27}{0,09} = 3 \text{ м}.$$

Для обеспечения условия $x \leq 6l$, принимаем к установке два щелевых воздухоораспределителя длиной по $l_0 = 1,5 \text{ м}$.

5. Проверяем температуру в воздушной струе на расстоянии $x = 8 \text{ м}$ от щели по формуле (VII.30):

$$t_x = 18 + 2,8(35 - 18) \left(\frac{0,03}{8} \right)^{0,5} = 18 + 2,9 = 20,9 < 21^\circ\text{C}.$$

В системе центрального воздушного отопления нагретая струя, выпускаемая из сравнительно узкой щели, характеризуется числом $Ar_0 < 0,001$, 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. Снижение температуры воздушной струи ускоряется вследствие интенсификации конвективного теплообмена на внутренней поверхности ограждения. Это дополнительное понижение температуры в изложенном выше методе расчета нагретой плоской настилающейся струи во внимание не принималось.

Однако при усилении теплообмена на внутренней поверхности повышается ее температура и увеличивается теплопотеря через ограждения наружу. Для возмещения дополнительной теплопотери следует соответственно повысить начальную температуру воздушной струи.

При подаче нагретого воздуха плоской настилающейся струей снизу вверх значение коэффициента конвективного теплообмена α_k , Вт/(м²·К), между струей и внутренней поверхностью, среднее по высоте ограждения h (при $h \geq 14,5 b_0$), может быть определено при температуре окружающего воздуха около 20°C по формуле

$$\alpha_k = \frac{50}{h^{0,6}} (b_0 v_0^2)^{0,4}. \quad (\text{VII.31})$$

При известном коэффициенте α_k можно уточнить теплопотерю 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 $h_{\text{п}}$ (рис. VII.13).

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

$$v_0^2 = \frac{0,72}{10^3 b_0} (t_{\text{в}} - \tau_{\text{в}})^{0,91} h_{\text{п}}^{1,73}, \quad (\text{VII.32})$$

где $(t_{\text{в}} - \tau_{\text{в}})$ — температурный напор при $t_{\text{в}} \approx 20^\circ\text{C}$ и температуре внутренней поверхности наружного ограждения $\tau_{\text{в}}$, вычисляемой для обычных условий естественной конвекции.

Пример VII.6. Требуется найти начальную скорость нагретой 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 $t_{\text{в}} = 18^\circ\text{C}$, внутренней поверхности стекла $3,4^\circ\text{C}$ (см. рис. VII.13).

1. Начальная скорость движения воздушной струи при $t_{\text{в}} - \tau_{\text{в}} = 18 - 3,4 = 14,6^\circ$ находится из уравнения (VII.32):

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

$$v_0 = (13,5)^{0,5} = 3,7 \text{ м/с}.$$

2 Среднее значение коэффициента конвективного теплообмена на поверхности внутреннего стекла витража по формуле (VII.31) составит:

$$\alpha_k = \frac{50}{5^{0,6}} (0,01 \cdot 13,5)^{0,4} = 8,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) [7,4 \text{ ккал}/(\text{ч} \cdot \text{м}^2 \cdot ^\circ \text{С})],$$

Для данного примера коэффициент конвективного теплообмена получился приблизительно в 2 раза больше, чем при естественной конвекции. При этом коэффициент теплообмена α_v на внутренней поверхности ограждения повышается в 1,5 раза и возрастает тепловой поток наружу. В данном случае тепловой поток через двойной витраж увеличивается на 13,3%. Очевидно, что должна быть соответственно повышена и начальная температура воздушной струи.

§ 75. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА СИСТЕМ ЦЕНТРАЛЬНОГО ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Аэродинамический расчет воздухопроводов, расчет и подбор оборудования рассматриваются в курсе «Вентиляция». Здесь следует остановиться лишь на особенностях расчета, относящихся к использованию в качестве теплоносителя горячего воздуха.

В системах центрального воздушного отопления в отличие от систем приточной вентиляции перемещается воздух меньшей плотности, чем плотность воздуха, окружающего воздухопроводы. В связи с этим можно отметить две особенности действия систем центрального воздушного отопления: нагретый воздух охлаждается по пути движения, усиливается влияние силы гравитации на распределение воздуха по помещениям, в результате чего снижается тепловая надежность отопления.

В вентиляторных системах воздушного отопления ограниченной длины и высоты эти два фактора обычно во внимание не принимаются. В разветвленных и значительной протяженности системах воздушного отопления крупных зданий, особенно высоких, следует учитывать как охлаждение воздуха в воздухопроводах, так и влияние естественного циркуляционного давления на расход воздуха.

Для учета охлаждения воздуха выполняется тепловой расчет воздухопроводов, в результате которого устанавливается начальная температура и уточняется расход воздуха.

Для ограничения отклонения расхода воздуха от расчетного с целью повышения тепловой надежности отопления увеличивается аэродинамическое сопротивление ответвлений воздухопроводов для непосредственной подачи воздуха в помещения. Помимо уменьшения диаметра ответвлений, на них устанавливаются диафрагмы, а также увеличивают сопротивление воздухопроводов. Так, например, по шведским данным, при аэродинамическом сопротивлении клапана 20 Па (2 кгс/м²) повышение или понижение температуры наружного воздуха на 20° (от 0°С) изменяет пропускную способность клапана в 10-этажном здании с естественной вентиляцией на 40%. Для того чтобы сократить это изменение в тех же условиях до 7%, в Швеции применяется клапан с сопротивлением 157 Па (16 кгс/м²).

1. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ВОЗДУХОВОДОВ

Тепловой поток через стенки воздухопровода длиной l выражает охлаждение потока нагретого воздуха и составляет:

$$Q_{охл} = q_1 l, \quad (\text{VII.33})$$

где q_1 — тепловой поток через стенки воздуховода длиной 1 м, определяемый по формуле

$$q_1 = kF_1 (t_{cp} - t_b) = \frac{t_{cp} - t_b}{R_1}; \quad (\text{VII.34})$$

где R_1 — сопротивление теплопередаче от нагретого воздуха, имеющего среднюю температуру t_{cp} , через стенки 1 м воздуховода в помещение при температуре t_b .

Сопротивление теплопередаче определяется по общей формуле (III.6) с дополнениями, которые изложены в главе VIII. Дополнения относятся к условиям теплопередачи через 1 м воздуховода, у которого внешняя поверхность может быть значительно больше внутренней и может отделяться от последней промежуточными слоями. Величины, слагающие R_1 , вычисляются по формулам (VIII.30) — (VIII.34).

Тепловой поток через стенки воздуховода при установившемся состоянии соответствует степени охлаждения потока нагретого воздуха, перемещающегося по воздуховоду. Поэтому можно написать уравнение теплового баланса, выражая q_1 в кДж/ч (ккал/ч):

$$q_1 l = G_{от} c (t_{нач} - t_r), \quad (\text{VII.35})$$

где $G_{от}$ — массовое количество воздуха для отопления помещения, кг/ч;

$t_{нач}$ и t_r — температура горячего воздуха соответственно в начале воздуховода и выпускаемого в помещение;

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

Уравнение теплового баланса (VII.35) дает возможность установить начальную температуру воздуха в воздуховоде по заданной конечной или, наоборот, уточнить температуру воздуха, выпускаемого в помещение, и при необходимости — расход воздуха.

Температура горячего воздуха в начале воздуховода на основании формулы (VII.3) равна:

$$t_{нач} = t_b + \frac{Q_n + (1 - \eta) Q_{охл}}{Q_n} (t_r - t_b), \quad (\text{VII.36})$$

где η — доля от $Q_{охл}$, поступающая в отапливаемое помещение, причем $Q_{охл}$ в первом приближении может определяться по формулам (VII.33) — (VII.34) при известной температуре t_r вместо температуры t_{cp} .

Уточненный расход горячего воздуха в воздуховоде, кг/ч, с учетом формулы (VII.1) составит:

$$G_{от} = \frac{Q_n + (1 - \eta) Q_{охл}}{c (t_{cp} - t_b)}. \quad (\text{VII.37})$$

Пример VII.7. Требуется найти начальную температуру воздуха в воздуховоде ($R_1 = 0,23$ К·м/Вт) длиной 10 м, проложенном вне отапливаемого помещения, в которое для возмещения теплотери, равной 7 кВт при $t_b = 16^\circ\text{C}$, подается по воздуховоду 600 м³/ч нагретого воздуха.

1. Температуру воздуха для отопления помещения определяем по формуле (VII.3):

$$t_r = 16 + \frac{7 \cdot 3,6 \cdot 10^3}{1,1,076 \cdot 600} = 16 + 39 = 55^\circ\text{C}.$$

2 Ориентировочная величина теплового потока через стенки воздуховода длиной 1 м по формуле (VII 34) при $t_{ср} = t_r$ составит.

$$q'_1 = \frac{55 - 16}{0,23} = 170 \text{ Вт/м} [146 \text{ ккал/(ч}\cdot\text{м)}].$$

3 Предварительную температуру воздуха в начале воздуховода находим по формуле (VII 36) при $\eta = 0$.

$$t'_{\text{нач}} = 16 + \frac{7 \cdot 10^3 + 170 \cdot 10}{7 \cdot 10^3} (55 - 16) = 16 + 48,5 = 64,5^\circ \text{C}.$$

4 Уточненную величину теплового потока через стенки воздуховода определяем по формуле (VII 33) при $t_{ср} = 0,5(64,5 + 55) \approx 60^\circ \text{C}$:

$$Q_{\text{охл}} = \frac{60 - 16}{0,23} \cdot 10 = 1910 \text{ Вт} (1640 \text{ ккал/ч}).$$

5 Окончательная температура воздуха в начале воздуховода будет равна:

$$t_{\text{нач}} = 16 + \frac{7 \cdot 10^3 + 1910}{7 \cdot 10^3} (55 - 16) = 16 + 49,6 = 65,6^\circ \text{C}.$$

Таким образом, горячий воздух в воздуховоде длиной 10 м при заданном сопротивлении теплопередаче его стенок охлаждается более чем на 10° . Для уменьшения охлаждения теплоносителя воздуха, если теряемое тепло не используется для отопления, воздуховод вне отапливаемого помещения нужно покрывать тепловой изоляцией.

2. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РЕЖИМ ВОЗДУХОВОДОВ

В течение отопительного сезона в воздуховодах прямоочной механической системы центрального воздушного отопления и в помещениях отапливаемого ею здания непрерывно колеблется давление под влиянием изменения температуры наружного и горячего воздуха, скорости и направления ветра, индивидуального регулирования воздухообмена. При этом нарушается расчетное распределение горячего воздуха по помещениям и происходит тепловое разрегулирование системы отопления.

Для поддержания теплового режима помещений с определенной степенью надежности фактическое количество горячего воздуха G_{Φ} , поступающего в каждое помещение, может быть больше, но должно быть достаточно близким к расчетному количеству $G_{от}$.

Это условие может быть выполнено путем ограничения изменения избыточного давления в воздуховодах и создания в них особого аэродинамического режима.

Напишем аэродинамическую зависимость между давлением в воздуховоде и количеством воздуха при его механическом перемещении в виде.

$$\frac{p + \Delta p}{\rho} = \left(\frac{G_{\Phi}}{G_{от}} \right)^2, \quad (\text{VII. 38})$$

где p — избыточное давление в воздуховоде по отношению к давлению в помещении, создаваемое вентилятором для подачи воздуха в количестве $G_{от}$;

Δp — дополнительное избыточное давление в воздуховоде, возникающее под влиянием перечисленных выше факторов и вызывающее увеличение расхода воздуха до G_{Φ} .

Отношение фактического расхода воздуха $G_{\text{ф}}$ к расчетному $G_{\text{от}}$ является показателем аэродинамического разрегулирования системы центрального воздушного отопления. Обозначив его буквой k_p , перепишем уравнение (VII.38), решив его относительно избыточного давления, создаваемого вентилятором:

$$p = \frac{\Delta p}{k_p^2 - 1} \quad (\text{VII } 39)$$

Показатель разрегулирования $k_p = \frac{G_{\text{ф}}}{G_{\text{от}}}$ в последней формуле выражает отклонение фактического расхода воздуха от расчетного под влиянием величины Δp при определенном давлении вентилятора. Очевидно, что $k_p > 1$, и чем больше он отличается от единицы, тем значительнее будет аэродинамическое, а соответственно тепловое разрегулирование системы центрального воздушного отопления. Наоборот, чем ближе будет значение k_p к единице, тем более постоянным станет аэродинамический режим воздухопроводов и воздухораспределение. Вместе с этим будет уменьшаться отклонение температуры воздуха в помещениях от расчетной. Для выражения показателя разрегулирования через температуру используем формулу (VII.1), написав ее в форме, отвечающей тепловому балансу в помещении при подаче горячего воздуха в количестве $G_{\text{ф}}$:

$$G_{\text{ф}} = \frac{\Sigma (kF) [(t_{\text{в}} + \Delta t_{\text{в}}) - t_{\text{н}}]}{c [t_{\text{г}} - (t_{\text{в}} + \Delta t_{\text{в}})]} \quad (\text{VII } 40)$$

где $\Delta t_{\text{в}}$ — повышение температуры воздуха в помещении при увеличении расхода воздуха от $G_{\text{от}}$ до $G_{\text{ф}}$.

Придав аналогичный вид формуле для вычисления расчетного расхода воздуха $G_{\text{от}}$, после преобразования получим:

$$k_p = \frac{G_{\text{ф}}}{G_{\text{от}}} = \frac{(t_{\text{в}} - t_{\text{н}}) + \Delta t_{\text{в}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}} \frac{t_{\text{г}} - t_{\text{в}}}{(t_{\text{г}} - t_{\text{в}}) - \Delta t_{\text{в}}} \quad (\text{VII } 41)$$

Из последней формулы видно, что показатель разрегулирования k_p может быть распространен на всю систему центрального воздушного отопления здания в конкретных климатических условиях, если ограничить повышение температуры воздуха против расчетной в помещениях, заведомо наиболее неблагоприятных в отношении разрегулирования воздушно-тепловой режим. Это обеспечит воздушно-тепловой режим с меньшим отклонением от расчетного во всех остальных помещениях здания.

В системе центрального воздушного отопления многоэтажного здания такими неблагоприятными являются помещения верхнего этажа. Именно в эти помещения под влиянием дополнительного избыточного давления в воздухопроводах поступает относительно большее количество горячего воздуха по сравнению с расчетным, чем в другие, ниже расположенные помещения.

Величина дополнительного избыточного давления в воздухопроводах определяется главным образом климатическими особенностями местности и высотой здания. Максимальную величину дополнительного избыточного давления в вертикальных воздухопроводах для помещений верхнего этажа можно считать (с достаточной для данного расчета точ-

ностью) равной разности аэростатического давления снаружи здания и внутри воздуховодов в расчетных условиях, т. е.

$$\Delta p = gh_{зд} (\rho_n - \rho_r). \quad (\text{VII } 42)$$

Пример VII.8. Требуется найти избыточное давление, которое следует поддерживать вентилятором в вертикальных воздуховодах системы центрального воздушного отопления для подачи воздуха, нагретого до температуры 40°C , в помещения здания высотой 25 м, если при $t_n = -15^\circ\text{C}$ допускается увеличение $t_n = 20^\circ\text{C}$ в помещениях верхнего этажа на 2° .

1. Показатель разрегулирования системы воздушного отопления устанавливаем по формуле (VII.41):

$$k_p = \frac{20 + 15 + 2}{20 + 15} \frac{40 - 20}{40 - 20 - 2} = 1,175.$$

Значение $k_p = 1,175$ показывает, что для выполнения заданных условий количество горячего воздуха, поступающего в помещения верхнего этажа здания, не должно увеличиваться более чем на 17,5% расчетного.

2. Дополнительное избыточное давление в вертикальных воздуховодах для этих помещений вычисляем по формуле (VII 42).

$$\Delta p = 9,81 \cdot 25 (1,368 - 1,128) = 58,9 \text{ Па (6 кгс/м}^2\text{)}.$$

3. Избыточное давление в этих воздуховодах, создаваемое вентилятором, определяем по формуле (VII 39):

$$p = \frac{58,9}{1,175^2 - 1} = 155 \text{ Па (15,8 кгс/м}^2\text{)}.$$

Следовательно, в заданных условиях требуется создание аэродинамического режима в вертикальных воздуховодах системы воздушного отопления, который характеризуется изменением избыточного давления в этих воздуховодах в течение отопительного сезона в пределах от 155 до 213,9 Па (от 15,8 до 21,8 кгс/м²).

Поддержание значительного избыточного давления возможно при использовании достаточно плотных воздуховодов (например, из листовой стали), а также воздушораспределительных клапанов повышенного аэродинамического сопротивления с шумоглушителями, что отражается на стоимости системы воздушного отопления. Кроме того, при эксплуатации такой системы возрастает расход электрической энергии для создания повышенного давления в воздуховодах. Поэтому наряду с расчетами аэродинамического и теплового режимов проводятся экономические расчеты, учитывающие как положительные, так и отрицательные показатели конкретной системы центрального воздушного отопления.

§ 76. ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ ЗДАНИЙ

Основным из указанных недостатков центрального воздушного отопления, даже при механическом побуждении движения воздуха, является значительная площадь поперечного сечения и поверхности воздуховодов, занимающих много места в зданиях. По этой причине увеличиваются расход металла и стоимость систем, нагретый воздух охлаждается по пути движения, возникает количественное разрегулирование под влиянием естественного циркуляционного давления.

Следовательно, действие таких систем нуждается в совершенствовании. К тому же в различные помещения подается воздух одинаковой температуры и влажности, индивидуальное количественное регулирование

ухудшает вентиляцию помещений и вызывает повышение уровня звукового давления.

Можно исключить попутное охлаждение нагретого воздуха и ослабить влияние силы гравитации на перемещение воздуха, если при центральной обработке наружного воздуха нагревать его лишь до температуры помещений. Тогда центральный подогреватель должен быть

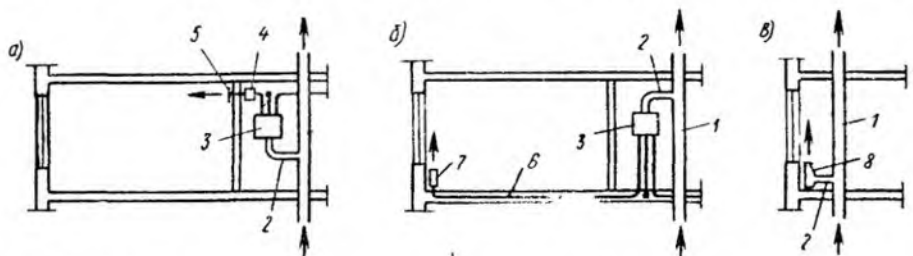


Рис. VII.14 Комбинированное воздушное отопление зданий с централизованной подачей подогретого воздуха по воздуховоду и местным нагреванием

а — в групповом нагревателе для выпуска воздуха под потолок помещений через шумоглушитель и регулятор подачи воздуха; *б* — то же, для выпуска воздуха под окнами помещений через подпольный воздуховод и регулятор подачи воздуха; *в* — в индивидуальном нагревателе под окном каждого помещения

дополнен местными нагревателями для группы или для каждого помещения.

На рис. VII.14, *а* приведена схема использования группового нагревателя 3, снабжаемого воздухом, центрально подогретым до $t_{в} = 15—20^{\circ}\text{C}$, через ответвление 2 с дроссель-клапаном от распределительного воздуховода 1. Воздух, дополнительно нагретый в пределе до $60—70^{\circ}\text{C}$, выпускается под потолком каждого помещения через регулятор подачи воздуха 5 с шумоглушителем 4. В такой системе обеспечивается групповое качественное и индивидуальное количественное регулирование. На рис. VII.14, *б* показан групповой нагреватель 3 для выпуска горячего воздуха под окнами помещений через подпольные или подвесные воздуховоды 6 и регуляторы подачи воздуха 7.

Система центрального воздушного отопления может стать еще более совершенной, если применить индивидуальные водяные или электрические нагреватели 8 — доводчики температуры и влажности воздуха (рис. VII.14, *в*), размещая их под окнами помещений. В такой системе появляется возможность значительно повысить скорость движения воздуха (до $20—25\text{ м/с}$) для сокращения площади поперечного сечения воздухопроводов. Индивидуальные нагреватели-доводчики делаются с высоким аэродинамическим сопротивлением (до $250—300\text{ Па}$), снабжаются шумоглушителями и автоматическими регуляторами. Это придает системе аэродинамическую надежность и способствует тепловому комфорту в помещениях.

В зданиях с периодическим пребыванием людей (например, административных) такая система центрального воздушного отопления эксплуатируется только в рабочее время, а для обогрева помещений в вечерние и ночные часы используются индивидуальные нагреватели 8 как конвекторы системы водяного или электрического отопления.

Схемы системы центрального воздушного отопления с индивидуальными нагревателями-доводчиками показаны на рис. VII.15. Система

состоит из центрального агрегата 1 для очистки, увлажнения и подогревания воздуха, дополненного головным шумоглушителем 2 для снижения уровня звукового давления, создаваемого центральным вентилятором 3. Магистральный воздухопровод 4 может быть горизонтальным (рис. VII.15, а), находящимся в подвальном или техническом этаже здания, или вертикальным (рис. VII.15, б), проложенным в специальной

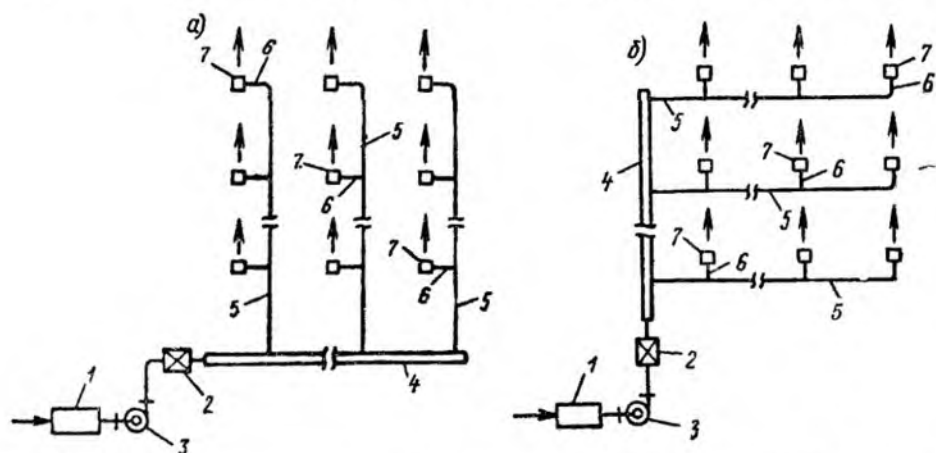


Рис VII 15 Схемы высокоскоростных вертикальной а и горизонтальной б систем комбинированного воздушного отопления зданий

1 — центральный агрегат обработки воздуха, 2 — головной шумоглушитель, 3 — центральный вентилятор, 4 — магистральный воздухопровод, 5 — распределительный воздухопровод, 6 — ответвление к индивидуальному нагревателю доводчику 7

шахте. Распределительные воздухопроводы 5 и ответвления 6 к доводчикам 7 (соответственно вертикальные или горизонтальные) размещают в зависимости от конструкции здания близ колонн, над подвесным потолком и т. д.

Описанная система, дополненная охлаждением приточного воздуха в летнее время, превращается в одноканальную систему кондиционирования воздуха.

§ 77. ВОЗДУШНО-ТЕПЛОВЫЕ ЗАВЕСЫ

При движении людей или транспорта через входные двери и ворота в здание поступает холодный наружный воздух. Частое открывание дверей и ворот приводит к чрезмерному охлаждению прилегающих к ним помещений, если не осуществляются мероприятия по ограничению количества и нагреванию проникающего наружного воздуха. Одним из таких мероприятий является создание воздушно-тепловой завесы в открытом проеме входа.

В проемах ворот промышленных зданий создаются высокоскоростные воздушные завесы, выполняющие роль шибера, который ограничивает и даже предотвращает врывание холодного воздуха. Метод расчета таких воздушных завес излагается в курсе «Вентиляция».

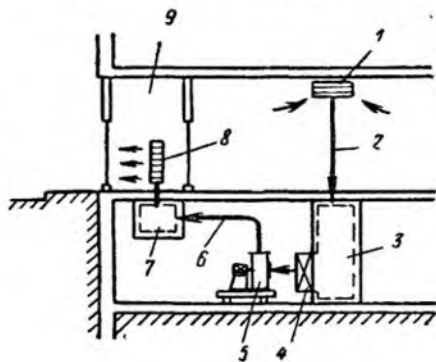
Во входах гражданских зданий устраивают низкоскоростные ($v_0 \leq \leq 8$ м/с) воздушно-тепловые завесы, рассчитанные не на шибирование, а на нагревание холодного воздуха, проникающего снаружи. Ограниче-

ние поступления наружного воздуха достигается здесь путем изменения конструкции входа, в результате которого повышается сопротивление воздухопроницанию.

Воздушно-тепловые завесы во входах гражданских зданий применяются в холодных районах Советского Союза, где расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления $t_n \leq -15^\circ \text{C}$, при

Рис. VII.16. Воздушно-тепловая завеса у наружного входа гражданского здания

1 — воздухозаборное отверстие; 2 — канал подачи внутреннего воздуха в приемную камеру 3; 4 — калорифер, 5 — центробежный вентилятор; 6 — воздуховод подачи нагретого воздуха в воздухораспределительную камеру 7; 8 — отверстие с решеткой для выпуска воздуха в тамбур 9 входа



значительном числе проходящих людей. Так, например, воздушно-тепловые завесы предусматриваются у входов в предприятия общественного питания, имеющие не менее 100 посадочных мест в залах, или в предприятия бытового обслуживания населения при числе посетителей более 250 в 1 ч.

Воздушно-тепловая завеса создается рециркуляционной установкой местного (см. схему на рис. VII.1, а) или центрального (рис. VII.2, а) воздушного отопления. Внутренний воздух забирается обычно из помещения в верхней зоне, где его температура выше, и подогревается до температуры не выше 50°C , так как он непосредственно воздействует на людей, хотя и идущих в верхней зимней одежде.

На рис. VII.16 на местном разрезе по подвальному и первому этажам здания показана примерная конструкция канальной системы воздушно-тепловой завесы. Внутренний воздух через отверстие 1 и канал 2 попадает в приемную камеру 3 с внутренней звукопоглощающей облицовкой. После нагревания в калорифере 4 воздух центробежным вентилятором 5 по воздуховоду 6 направляется в воздухораспределительную камеру 7 также с звукопоглощающей облицовкой. Из камеры воздух выпускается в нижнюю зону (до 1,5 м от пола) тамбура 9 сбоку от входных дверей. Воздуховыпускные решетки 8 конструируются таким образом, чтобы нагретый воздух для лучшего перемешивания с холодным подавался параллельно полу по направлению к наружной двери.

Массовое количество воздуха, кг/ч, нагретого до температуры t_r для создания воздушно-тепловой завесы, определяют по известной формуле

$$G_3 = \frac{Q_{\text{вх}}}{c(t_r - t_n)}, \quad (\text{VII.1a})$$

где $Q_{\text{вх}}$ — расход тепла на нагревание наружного воздуха, проникающего через вход:

$$Q_{\text{вх}} = G_{\text{вх}} c(t_n - t_n). \quad (\text{VII.43})$$

Подставляя выражение (VII.43) в формулу (VII.1a), получим:

$$G_3 = G_{\text{вх}} \frac{t_{\text{н}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{г}} - t_{\text{в}}}, \quad (\text{VII.44})$$

где $G_{\text{вх}}$ — массовое количество холодного воздуха, поступающего в здание через вход, кг/ч.

Количество холодного воздуха, проникающего в здание, зависит вообще от разности давления воздуха снаружи и внутри и от сопротивления воздухопроницанию ограждающей конструкции.

Разность аэростатического давления на наружной поверхности ограждения и внутри помещения возникает, как известно, под совместным действием сил гравитации и ветра. Кроме того, на величину аэростатического давления внутри помещения может влиять вентиляция.

При низкой температуре наружного воздуха скорость ветра, как правило, понижается. По многолетним наблюдениям в средней полосе Советского Союза, при температуре от -15 до -21°C скорость ветра в городах даже на высоте $50-75$ м от поверхности земли не превышает $3,9-4,5$ м/с, а при температуре от -21 до -30°C — $3,4-4$ м/с.

В этих условиях, расчетных для отопления, разность давления, создаваемая ветром во входах, сравнительно невелика даже на наветренной стороне зданий. С некоторым приближением для зданий высотой до 50 м ее можно выразить через гравитационную разность давления, возникающую по высоте всего лишь одного этажа. Тогда расчетная разность давления $\Delta p_{\text{вх}}$, Па, на уровне середины высоты входных дверей без учета действия вентиляции в здании будет определяться по формуле

$$\Delta p_{\text{вх}} = 0,5 g (h_{\text{зд}} + 2h_{\text{эт}} - h_{\text{дв}}) (\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{в}}), \quad (\text{VII.45})$$

где $h_{\text{зд}}$ — высота здания от поверхности земли до верха лестничной клетки;

$h_{\text{эт}}$ — полная высота одного этажа;

$h_{\text{дв}}$ — высота створки входных дверей, м.

Под влиянием этой разности давления во входе при открывании дверей устанавливается поток холодного воздуха, скорость которого зависит от сопротивления воздухопроницанию конструкции входа. Если, пренебрегая трением воздуха о стенки входа, считать сопротивление входа пропорциональным коэффициенту местного сопротивления $\zeta_{\text{вх}}$, то

$$\Delta p_{\text{вх}} = (1 + \zeta_{\text{вх}}) \rho_{\text{н}} \frac{v_{\text{вх}}^2}{2} = (1 + \zeta_{\text{вх}}) \frac{j_{\text{вх}}^2}{2\rho_{\text{н}}}, \quad (\text{VII.46})$$

где $v_{\text{вх}}$ — средняя скорость движения холодного воздуха в открытом проеме наружной входной двери, м/с;

$\zeta_{\text{вх}}$ — коэффициент местного сопротивления конструкции входа, вычисленный по потере статического давления во входе, отнесенный к динамическому давлению при $v_{\text{вх}}$.

Из выражения (VII.46) определяется удельный поток холодного воздуха $j_{\text{вх}}$, кг/(м²·с), через 1 м² открытого проема наружной входной двери.

$$j_{\text{вх}} = \left(\rho_{\text{н}} \frac{2\Delta p_{\text{вх}}}{1 + \zeta_{\text{вх}}} \right)^{0,5} = \mu_{\text{вх}} (2\rho_{\text{н}} \cdot \Delta p_{\text{вх}})^{0,5}, \quad (\text{VII.47})$$

где $\mu_{\text{вх}} = (1 + \zeta_{\text{вх}})^{-0,5}$ — коэффициент расхода воздуха во входе без учета действия воздушной завесы и влияния фигуры человека, проходящего через вход.