

К. Ю. ВАРЯГИН

**СПРАВОЧНОЕ
РУКОВОДСТВО
ПО ВЕНТИЛЯЦИИ
ГАЗИФИЦИ-
РОВАННЫХ
ЗДАНИЙ**



К. Ю. ВАРЯГИН

**Справочное руководство
по вентиляции
газифицированных зданий**



**Издательство литературы по строительству
Москва—1970**

В книге изложены основные сведения о вентиляционных системах, о назначении вентиляции на производстве и в быту. Описаны основные конструктивные решения вентиляционного оборудования. Даны расчеты и примерные проектные решения вентиляционных установок, применяемых при использовании газообразного топлива на производстве и в быту. Приведены нормативные материалы в объеме, необходимом для расчетов и проектирования вентиляционных установок.

Справочное руководство предназначено для инженерно-технических работников газового хозяйства городов и сельской местности, проектировщиков, студентов высших учебных заведений и учащихся техникумов.

Варягин Кирилл Юльевич
СПРАВОЧНОЕ РУКОВОДСТВО
ПО ВЕНТИЛЯЦИИ ГАЗИФИЦИРОВАННЫХ ЗДАНИЙ

* * *
Стройиздат
Москва, К-31, Кузнецкий мост, д. 9
 * * *

Редактор издательства Л. А. Бурмистрова
 Оформление художника В. В. Кулешова
 Технический редактор К. Е. Тархова
 Корректоры Л. П. Бирюкова, С. Г. Левашова

Сдано в набор 9/IX—1969 г.	Подписано к печати 26/II—1970 г.
Т-00489.	Бумага 84×108 ¹ / ₃₂ — 3,5 бум. л. 11,76 усл. печ. л.
	(уч.-изд. 12,3 л.)
Тираж 33.000 экз.	Изд. № А.Х.1678. Зак. 581. Цена 77 коп.

Подольская типография Главполиграфпрома
 Комитета по печати при Совете Министров СССР
 г. Подольск, ул. Кирова, д. 26.

Глава I

Вводная часть

1. Физические свойства воздуха и газов

Состав сухого атмосферного воздуха в %:

	По объему	По весу
Азот .	78,08	75,6
Кислород	20,95	23,1
Аргон	0,93	1,24
Углекислый газ CO_2	0,03	0,046
Гелий и редкие газы	0,01	0,014
	100	100

В больших городах содержание CO_2 в атмосферном воздухе достигает 0,05%, а в малых городах — 0,04%.

Молекулярный вес воздуха равен 28,98.

Состояние воздуха определяется тремя параметрами: давлением (упругостью) воздуха p (кг/см^2), удельным объемом (объемом единицы веса 1 кг) V ($\text{м}^3/\text{кг}$) и абсолютной температурой T (по шкале Кельвина).

Воздух по своим свойствам приближается к так называемым идеальным газам, поэтому на него распространяются закономерности, установленные для этих газов.

Согласно закону Бойля — Марнотта при неизменной температуре объем газа (воздуха) V обратно пропорционален произведению на него давлению. Согласно закону Гей-Люссака при повышении температуры на 1° объем газа при постоянном давлении увеличивается на $\frac{1}{273}$ часть того объема, который данный газ занимал при 273°K (0° по шкале Цельсия). Иными словами при постоянном давлении объем газа (воздуха) V прямо пропорционален изменению его абсолют-

ной температуры T . На основании вышеизложенных законов получаем следующие формулы:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{p_2}{p_1}; \quad (1)$$

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2}. \quad (2)$$

Удельный (объемный) вес воздуха γ изменяется прямо пропорционально производимому на него давлению p и обратно пропорционально его абсолютной температуре T , т. е.

$$\frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \frac{p_1}{p_2}; \quad (3)$$

$$\frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \frac{T_2}{T_1}. \quad (4)$$

В приведенных выражениях обозначения с индексом 1 соответствуют исходным величинам, а с индексом 2 — измененным величинам вследствие изменения основных параметров газа (воздуха).

При расчете вентиляционных систем за исходные параметры воздуха (газов) принимают параметры при нормальных условиях, т. е. при температуре $t=0^\circ\text{C}$ (273°K) и барометрическом давлении $p_0=760$ мм рт. ст. При нормальных условиях удельный (объемный) вес воздуха составляет: $\gamma_0=1,293$ кг/м³. Таблицы для расчета круглых стальных воздуховодов составлены для стандартных условий, т. е. при температуре $t=20^\circ\text{C}$ и барометрическом давлении $p_0=760$ мм рт. ст. При стандартных условиях удельный вес воздуха принимают: $\gamma_{\text{ст}}=1,2$ кг/м³.

Пример 1. Наружный воздух, имеющий температуру -30°C , подается в помещение в количестве $V=10\,000$ м³/ч, подогретым до температуры 20°C . Определить объем подаваемого в помещение воздуха при температуре 20°C и удельный вес воздуха при температуре -30°C . Атмосферное давление в данной местности нормальное.

Решение. Объем подаваемого в помещение воздуха, согласно выражению (1), будет:

$$V_{20} = \frac{V_{-30} T_{20}}{T_{-30}} = \frac{10\,000 (273 + 20)}{273 - 30} = 12\,050 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Объемный вес воздуха при температуре -30°C , согласно выражению (4), равен:

$$\gamma_{-30} = \frac{\gamma_0 T_0}{T_{-30}} = \frac{1,293 \cdot 273}{273 - 30} = 1,440 \text{ кг/м}^3.$$

При барометрическом давлении, отличающемся от нормального, объем воздуха и его удельный вес корректируют в соответствии с выражениями (1) и (3).

Влажность воздуха. Атмосферный воздух всегда содержит некоторое количество водяных паров. Количество водяного пара (в г или кг), содержащееся в 1 м³ воздуха, называется его абсолютной влажностью. Воздух может содержать водяной пар в различных количествах, однако, каждому значению температуры воздуха соответствует максимальное количество водяного пара, которое может содержаться в воздухе. Чем выше температура воздуха, тем больше величина этого максимума. Когда количество водяного пара в воздухе при определенной температуре достигнет своего максимального значения, воздух называется насыщенным. Отношение количества водяных паров, растворенных в воздухе, к количеству водяных паров, насыщающих воздушное пространство при заданной температуре, называется относительной влажностью воздуха, измеряется в % и обозначается через φ . При охлаждении воздуха количество водяных паров, необходимое для полного насыщения им воздуха, уменьшается. Поэтому если некоторая постоянная масса воздуха будет постепенно охлаждаться, то одновременно его относительная влажность будет возрастать, пока не достигнет 100%.

Наименьшая температура, до которой можно охладить воздух при постоянном его влагосодержании, называется точкой росы. При дальнейшем охлаждении начинается конденсация водяных паров, которые выпадают из воздуха в виде капелек воды.

Параметры влажного воздуха, необходимые для расчета систем вентиляции, в зависимости от его температуры, приведены в табл. 1.

Пример 2. Определить относительную влажность воздуха при $t=25^\circ\text{C}$, если его абсолютная влажность $d=0,012 \text{ кг/м}^3$. По табл. 1 находим, что при полном насыщении и при температуре $t=25^\circ\text{C}$ абсолютная влажность воздуха $d=0,0229 \text{ кг/м}^3$. Искомая относительная влажность

$$\varphi = \frac{0,012}{0,0229} 100 = 52,5\%.$$

Таблица I

Физические свойства влажного воздуха при давлении
760 мм рт. ст

Температура в °C	1 м³ сухого воздуха			Упругость насыщен- ных водяных паров в мм	Содержание водяного пара при полном на- сыщении в г		
	вес в кг	взятый при 0° даст при t° (1+at) м³	взятый при t° даст при 0° $\frac{1}{1+at}$ м³		в 1 м³ возду- ха	в 1 кг влаж- ного воздуха	на 1 кг су- хого воздуха
-20	1,396	0,927	1,079	0,94	1,1	0,8	0,77
-19	1,394	0,93	1,075	1,015	1,2	0,85	0,86
-18	1,385	0,934	1,071	1,116	1,3	0,92	0,93
-17	1,379	0,938	1,066	1,207	1,4	1,03	1,04
-16	1,374	0,941	1,062	1,308	1,5	1,1	1,11
-15	1,368	0,945	1,058	1,4	1,6	1,19	1,2
-14	1,363	0,949	1,054	1,549	1,7	1,29	1,3
-13	1,358	0,952	1,05	1,68	1,9	1,39	1,4
-12	1,353	0,956	1,046	1,831	2	1,49	1,5
-11	1,348	0,959	1,042	1,985	2,2	1,64	1,65
-10	1,342	0,963	1,038	2,14	2,3	1,78	1,79
-9	1,337	0,967	1,034	2,267	2,5	1,91	1,93
-8	1,332	0,971	1,03	2,455	2,7	2,06	2,08
-7	1,327	0,974	1,026	2,658	2,9	2,23	2,25
-6	1,322	0,978	1,023	2,876	3,1	2,38	2,4
-5	1,317	0,982	1,019	3,16	3,4	2,58	2,6
-4	1,312	0,985	1,015	3,368	3,6	2,78	2,8
-3	1,308	0,989	1,011	3,644	3,9	3,09	3,11
-2	1,303	0,993	1,007	3,941	4,2	3,29	3,28
-1	1,298	0,996	1,004	4,263	4,5	3,57	3,58
0	1,293	1	1	4,58	4,9	3,78	3,8
1	1,288	1,004	0,996	4,94	5,2	4,07	4,15
2	1,284	1,007	0,993	5,302	5,6	4,4	4,48
3	1,279	1,011	0,989	5,687	6	4,71	4,77
4	1,275	1,015	0,986	6,097	6,4	5,05	5,1
5	1,27	1,018	0,982	6,534	6,8	5,35	5,4
6	1,265	1,022	0,979	6,998	7,3	5,7	5,78
7	1,261	1,026	0,975	7,492	7,7	6,1	6,21
8	1,256	1,029	0,972	8,017	8,3	6,6	6,65
9	1,252	1,033	0,968	8,574	8,8	7	7,13
10	1,248	1,037	0,965	9,21	9,4	7,5	7,63
11	1,243	1,04	0,961	9,84	9,9	8	8,15
12	1,239	1,044	0,958	10,52	10,6	8,6	8,75
13	1,235	1,048	0,955	11,222	11,3	9,2	9,35
14	1,230	1,051	0,951	11,988	12	9,8	9,97
15	1,226	1,055	0,948	12,79	12,8	10,5	10,6
16	1,222	1,059	0,945	13,63	13,6	11,2	11,4
17	1,217	1,062	0,941	14,53	14,4	11,9	12,1
18	1,213	1,066	0,938	15,48	15,3	12,7	12,9
19	1,209	1,07	0,935	16,48	16,2	13,5	13,8

Продолжение табл. I

Температура в °C	1 м³ сухого воздуха			Упругость насыщен- ных водяных паров в мм	Содержание водяного пара при полном насыщении в г		
	вес в кг	взятый при 0° даст при t° (1+at) м³	взятый при t° даст при 0° $\frac{1}{1+at}$ м³		в 1 м³ возду- ха	в 1 кг влаж- ного воздуха	на 1 кг сухо- го воздуха
20	1,205	1,073	0,932	17,53	17,2	14,4	14,7
21	1,201	1,077	0,929	18,65	18,2	15,3	15,6
22	1,197	1,081	0,925	19,83	19,3	16,3	16,8
23	1,193	1,084	0,922	21,07	20,4	17,3	17,7
24	1,189	1,088	0,919	22,38	21,6	18,4	18,8
25	1,185	1,092	0,916	23,76	22,9	19,5	20
26	1,181	1,095	0,913	25,21	24,2	20,7	21,4
27	1,177	1,099	0,91	26,74	25,6	22	22,6
28	1,173	1,103	0,907	28,35	27	23,4	24
29	1,169	1,106	0,904	30,04	28,5	24,8	25,6
30	1,165	1,11	0,901	31,82	30,1	26,3	27,28
31	1,161	1,114	0,898	33,7	31,8	27,8	28,8
32	1,157	1,117	0,895	35,66	33,5	29,5	30,6
33	1,154	1,121	0,892	37,73	35,4	31,2	32,5
34	1,15	1,125	0,889	38,9	37,3	33,1	34,4
35	1,146	1,128	0,886	42,18	39,3	35	35,6
36	1,142	1,132	0,884	44,56	41,4	37	38,8
37	1,139	1,136	0,881	47,07	43,6	39,2	41,1
38	1,135	1,139	0,878	49,69	45,9	41,4	43,5
39	1,132	1,143	0,875	52,44	48,3	43,8	46
40	1,128	1,147	0,872	55,32	50,8	46,3	48,9
41	1,124	1,15	0,869	58,34	53,4	48,9	51,7
42	1,121	1,154	0,867	61,5	56,1	51,6	54,8
43	1,117	1,158	0,864	64,8	58,9	54,5	58
44	1,114	1,161	0,861	68,26	61,9	57,5	61,3
45	1,11	1,165	0,858	71,88	65	60,7	65
46	1,107	1,169	0,856	75,65	68,2	64	68,9
47	1,103	1,172	0,853	79,6	71,5	67,5	72,8
48	1,1	1,176	0,850	83,7	75	71,1	77
49	1,096	1,18	0,848	88,02	78,6	75	81,5
50	1,093	1,183	0,845	92,51	83,3	79	86,3
51	1,189	1,187	0,843	97,2	86,3	83,2	91,3
52	1,086	1,191	0,84	102,1	90,4	87,7	96,6
53	1,083	1,194	0,837	107,2	94,6	92,3	102
54	1,08	1,198	0,835	112,5	99,1	97,2	108
55	1,076	1,202	0,832	118	103,6	102,3	114
56	1,073	1,205	0,83	123,8	108,4	107,6	121
57	1,07	1,209	0,827	129,8	113,3	113,2	128
58	1,067	1,213	0,825	136,1	118,5	119,1	136
59	1,063	1,216	0,822	142,6	123,8	125,2	144
60	1,06	1,22	0,82	149,4	129,3	131,7	152

Пример 3. Определить температуру точки росы для воздуха, имеющего относительную влажность $\varphi=60\%$ и температуру $t=-20^{\circ}\text{C}$. По табл. 1 находим, что при полном насыщении количество водяных паров в воздухе при температуре $t=-20^{\circ}\text{C}$ составит $d_n=0,0172 \text{ кг/м}^3$ и при относительной влажности $\varphi=60\%$ $d_n=0,0172 \cdot 0,6=0,01032 \text{ кг/м}^3$. Найденная величина соответствует содержанию водяных паров в воздухе при полном насыщении воздуха, имеющего температуру $t=-11,5^{\circ}\text{C}$. Эта температура и является искомой температурой точки росы.

§ 2. Назначение вентиляции

Вентиляция и отопление должны обеспечить в вентилируемом помещении условия, отвечающие требованиям санитарных норм и строительных норм и правил (СНиП), действующих в Советском Союзе [1, 2].

Согласно этим требованиям воздушная среда в вентилируемом помещении не должна содержать вредных примесей (газов, паров и пыли) в количествах выше допустимых. Температура, относительная влажность воздуха, скорость его движения, а также интенсивность теплообмена излучением между человеческим организмом и окружающей его средой должны обеспечить у находящихся в помещении ощущение нормального физического состояния, чувство удобства, т.е. условия комфорта. Отсутствие в помещении необходимых метеорологических условий создает противоположное ощущение — дискомфорт.

Человеческий организм постоянно выделяет в окружающую среду тепло. Количество выделяемого тепла зависит от метеорологических условий в помещении и от состояния, в котором находится человек, выполняет ли он тяжелую или легкую физическую работу, занят ли спокойной работой или находится в состоянии отдыха (табл. 2).

Тепло- и влаговыделения, указанные в таблице, соответствуют температуре воздуха в помещении 20°C при нормальной влажности. При иных температурах для определения тепла, выделяемого людьми, вводится поправочный коэффициент q , определяемый по графику, представленному на рис. 1.

Пример. Температура воздуха в помещении 12°C . Рабочий выполняет легкую физическую работу. Согласно табл. 2 с введением поправочного коэффициента q выделения явного тепла человеческим организмом составят: $Q=90 \cdot 1,4=126 \text{ ккал/ч}$.

Для обеспечения условий комфорта необходимо, чтобы количество тепла, вырабатываемое человеком,

Таблица 2

Выделение тепла, влаги и углекислого газа CO_2 людьми

Условия выделения	Тепловыделение в ккал/ч			Влаговыде- ление в г/ч	Выделение CO_2 в л/ч
	явное	скры- тое	полное		
Взрослые:					
тяжелая физическая работа	100	150	250	240	45
легкая физическая работа	90	85	175	140	25
спокойная работа (вузы, учреждения и т. д.) . . .	85	45	130	70	23
спокойное состояние (теат- ры, клубы и т. д.)	75	25	100	40	23
Дети по 12 лет	35	15	50	23	12

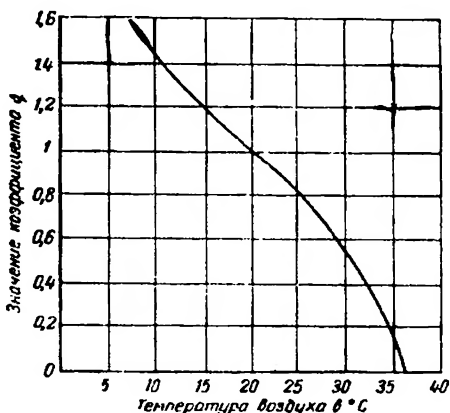


Рис. 1. График для определения поправочного коэффициента

равнялось количеству тепла, которое он выделяет в окружающую среду. При нарушении этого равновесия в человеческом организме начинает действовать аппарат саморегулировки. Однако человеческий организм способен сам восстанавливать равновесие лишь в весьма ограниченных пределах. Поэтому условиям комфорта отвечает весьма узкий интервал метеорологических параметров воздушной среды в помещении.

Нормы метеорологических параметров в рабочей зоне производственных помещений и в обслуживаемой зоне общественных и жилых зданий

Характеристика помещения	Холодный и переходный периоды года (температура наружного воздуха ниже 10°C)										Теплый период года (температура наружного воздуха 10°C и выше)									
	Категория работ	На восточных рабочих местах или в обслуживаемой зоне жилых и общественных зданий				Допускаемые				Допускаемые				На постоянных рабочих местах или в обслуживаемой зоне жилых и общественных зданий				Допускаемая температура воздуха вне рабочих мест в °C		
		Оптимальные		Допускаемые		Оптимальные		Допускаемые		Оптимальные		Допускаемые								
		Температура воздуха в °C	Относительная влажность воздуха в %	Скорость движения воздуха в м/сек	Температура воздуха в °C	Относительная влажность воздуха в %	Скорость движения воздуха в м/сек	Температура воздуха в °C	Относительная влажность воздуха в %	Скорость движения воздуха в м/сек	Температура воздуха в °C	Относительная влажность воздуха в %	Скорость движения воздуха в м/сек							
Производственные помещения, характеризующиеся значительными избытками явного тепла (20 ккал/м³ и менее)	Легкая	18—21	60—40	Не более 0,2	17—22	Не более 75	0,3	Не более 28°C	При 28°C не более 60. При 26°C не более 60. При 24°C не более 65. Ниже 24°C не более 75	Не более 0,5	Не более чем на 3° выше расчетной наружной температуры для проектирования вентиляции (расчетные параметры А)									
		Допускаемая температура воздуха вне рабочих мест в °C	Скорость движения воздуха в м/сек	Относительная влажность воздуха в %	Температура воздуха в °C	Допускаемая температура воздуха вне рабочих мест в °C														

Производственные помещения, хранилища, склады, здания и сооружения из легких материалов (более 20 ккал/м³·ч)	Средней тяжести	16—18 40	Не более 0,3	15—17	То же	Не более 0,5	13—15	20—23	60—40	То же	То же	То же	Не более 0,7	То же
	Тяжелая	14—16 40	То же	13—15	.	То же	12—14	17—20	60—40	.	.	.	Не более 1, но не менее 0,5	.
Легкая	Легкая	18—21 40	Не более 0,2	17—24	Не более 75	Не более 0,5	15—26	22—25	60—40	Не более 0,3	Не более чем на 5° выше расчетной температуры для проветривания вентиляционных (расчетные параметры А), но не более 28°С	При 28°С не более 55. При 26°С не более 60. При 24°С не более 65. Ниже 24°С не более 75	Не более 0,7	Не более чем на 5° выше расчетной температуры для проветривания вентиляционных (расчетные параметры А)
	Средней тяжести	16—18 40	Не более 0,3	17—22	То же	То же	15—24	20—23	60—40	То же	То же	То же	0,7—1	То же
Тяжелая	Тяжелая	14—16 40	То же	14—17	.	.	12—19	17—20	60—40	.	.	.	1—1,5, но не более 0,5	.

[illegible]

Нормированные метеорологические условия для жилых, коммунально-бытовых и производственных помещений приведены в табл. 3.

В случае когда расчетная температура наружного воздуха в теплый период года для параметров А превышает 25°C , температуру воздуха в производственных помещениях на постоянных рабочих местах, указанную в табл. 3 (при сохранении приведенных в той же таблице значений относительной влажности воздуха) разрешается повышать: на 3°C (но не выше 31°C) в помещениях с незначительными избытками явного тепла, на 5°C (но не выше 33°C) в помещениях со значительными избытками явного тепла, на 2°C (но не выше 30°C) в помещениях, в которых по условиям технологии производства требуется искусственное регулирование температуры или температуры и относительной влажности воздуха, независимо от величины избытка явного тепла.

Г л а в а II

Определение вентиляционного воздухообмена при общей вентиляции

§ 3. Понятие о вредностях

Все примеси, загрязняющие воздушную среду в вентилируемом помещении (ядовитые и вредные газы, пыль и пр.), а также все нарушения нормальных параметров воздушной среды (повышенная температура из-за больших выделений явного тепла, повышенная относительная влажность) называются вредностями.

Для борьбы с вредностями загрязненный воздух удаляется из помещения и одновременно компенсируется притоком наружного свежего воздуха. Благодаря этому воздухообмену выделяющиеся в помещении вредности растворяются в воздушной среде помещения до концентраций, не оказывающих заметного воздействия на человеческий организм и допускаемых поэтому санитарными нормами.

Расчет на растворение вредностей ведут исходя из количества вредностей, выделяющихся в помещении за единицу времени, т. е. в течение 1 ч. Чем больше вредностей выделяется в помещение в единицу времени, тем интенсивнее, естественно, должен быть при общеобменной вентиляции и воздухообмен.

Для жилых помещений и помещений, в которых количество выделяющихся в воздух вредностей нельзя определить расчетом, санитарными нормами установлены определенные кратности воздухообмена.

Кратностью воздухообмена называется отношение часового обмена воздуха V_v , проходящего через помещение, к объему вентилируемого помещения $V_{п}$. Кратности воздухообмена для некоторых помещений приведены в приложении I. Для помещений, расчет

вентиляционных устройств в которых рассматривается в настоящем справочном руководстве, кратности требуемого воздухообмена указаны в соответствующих параграфах.

§ 4. Горючие газы и их влияние на человека

При использовании горючих газов в помещениях, в которых установлена газовая арматура и аппаратура, возможны утечки газа, происходящие за счет неплотностей в соединениях газопроводов, в сальниках и пр. Поэтому при транспортировании, хранении и использовании горючих газов необходимо учитывать их свойства и свойства содержащихся в них вредных и ядовитых примесей.

Вредные и ядовитые примеси содержатся, как правило, в искусственных газах. Количество вредных примесей и состав искусственных газов зависят от вида топлива, из которого получают газ, способа производства газа и совершенства очистных сооружений. Природные газы и газы термической переработки нефтяных продуктов содержат значительно меньше вредных примесей.

К вредным и одновременно ядовитым примесям относятся в первую очередь окись углерода, сероводород, сероуглерод, аммиак и цианистые соединения. Они ядовиты в чистом виде и в виде продуктов их сгорания (кроме окиси углерода, при сгорании которой получается относительно безвредный углекислый газ). Даже при небольших концентрациях перечисленных газов в воздухе, вдыхаемом человеком, наступает сильное отравление с возможным смертельным исходом. Согласно санитарным нормам предельно допустимые концентрации этих газов в воздухе помещений составляют: для окиси углерода 30 мг/м^3 , для аммиака 20 мг/м^3 , для сероводорода и сероуглерода 10 мг/м^3 и для окислов азота 5 мг/м^3 .

Основной составной частью природных газов является метан (до 98% объема), который и определяет свойства природного газа. Метан не ядовит, но при большом его содержании во вдыхаемом воздухе может наступить удушье из-за недостатка кислорода. Сжиженные углеводородные газы также не ядовиты. Вдыхание воздуха, содержащего 10% пропана или

бутана, вызывает лишь головокружение. Пропилен и бутилен обладают наркотическими свойствами.

Наркотическими свойствами обладает углекислый газ, выделяющийся при сгорании любого газа, содержащего углеродистые соединения. Мнение о безвредности углекислого газа даже при значительных его концентрациях во вдыхаемом воздухе медицинские работники считают необоснованным, так как при его концентрациях более 0,5% по объему наблюдаются нарушения дыхания и кровообращения.

Основное, что необходимо иметь в виду при использовании любых горючих газов, — это возможность образования при определенных концентрациях в помещениях взрывоопасных газозооушных смесей. Поэтому в помещениях (например, в наполнительных отделениях газораздаточных станций сжиженных газов), в которых установлена газовая аппаратура, арматура и приборы, предусматривают большие кратности воздухообмена.

Газ, выделившись из того или иного источника, быстро распространяется в воздушной среде. Скорость диффузии газов при спокойном состоянии воздуха в помещении составляет 0,15—0,17 м/сек. Подвижность воздушной среды в помещении ускоряет распространение в ней газа.

В зависимости от степени взрывоопасности производственных помещений, связанных с транспортированием, распределением и использованием газа, согласно Правилам устройства электроустановок (ПУЭ) Государственного производственного комитета по энергетике и электростанциям СССР, производственные помещения подразделяются на классы В-I, В-Ia, В-Iб, В-Iг и В-II. В газовом хозяйстве к классу В-I относятся помещения газонаполнительных станций, склады баллонов сжиженных газов. К классу В-Ia относятся помещения газоповысительных и компрессорных станций, газорегуляторных пунктов. К классу В-Iб относятся помещения, горючие газы в которых имеют высокий нижний предел взрываемости и обладают резким запахом, ощутимым при предельно допустимых по санитарным нормам их концентрациях в воздухе (например, машинные залы аммиачных компрессорных и холодильных абсорбционных установок). Кроме того, к классу В-Iб относятся помещения,

В которых горючие газы или легко воспламеняющиеся горючие жидкости имеются в небольших количествах и работу с ними производят в вытяжных шкафах или под вытяжными зонтами (лаборатории и опытные установки). К классу В-Iг относятся наружные установки, содержащие взрывоопасные газы и пары (газгольдеры, наружные емкости, сливо-наливные эстакады сжиженных газов). Для наружных установок взрывоопасными считаются зоны в пределах до 20 м по горизонтали и вертикали от места открытого слива и налива. К классу В-II относятся помещения, в которых опасность взрыва определяется выделением горючей пыли. Электроустановки во взрывоопасных помещениях применяют во взрывозащищенном исполнении (см. табл. 28).

Помещения и наружные установки, в которых сжигают твердое, жидкое или газообразное топливо (газовые котельные, кузницы) технологический процесс в которых связан с применением открытого огня или раскаленных частей или если температура нагрева наружных поверхностей превышает температуру самовоспламенения паров или газов окружающей среды, относятся к не вз р ы в о о п а с н ы м.

§ 5. Определение количества газов и водяных паров, выделяющихся при сжигании горючих газов

При сжигании горючих газов на горелочных устройствах, работающих без отвода продуктов сгорания (бытовые газовые плиты, горелки инфракрасного излучения и пр.), в помещении в качестве составных частей продуктов сгорания выделяются углекислый газ CO_2 , водяные пары и при неполном сгорании газа окись углерода CO .

Согласно ГОСТ 10798—64 при сжигании газов на горелочных устройствах содержание CO в сухих продуктах сгорания допускается не более 0,03% объема при коэффициенте избытка воздуха $\alpha=1$. При применении совершенных, хорошо отрегулированных горелочных устройств (газовых горелок инфракрасного излучения) содержание CO в сухих продуктах сгорания, согласно опытным данным, составляет 0,01—0,02%. Тем не менее при расчете вентиляции необходимо принимать максимально допустимую величину

0,03% с учетом возможных неполадок в горелочных устройствах.

Объем углекислого газа V_{CO_2} в продуктах сгорания на 1 м^3 сгоревшего газа определяют по формуле

$$V_{CO_2} = 0,01 (CO_2 + CO + CH_4 + 2 C_2H_6 + 3 C_3H_8 + \dots + m C_m H_n) \text{ м}^3. \quad (5)$$

Объем водяных паров V_{H_2O} в продуктах сгорания определяют по формуле

$$V_{H_2O} = 0,01 (H_2 + \frac{4}{2} CH_4 + \frac{6}{2} C_2H_6 + \dots + \frac{n}{2} C_m H_n + 0,124 V_0 d_a) \text{ м}^3. \quad (6)$$

Объем сухих продуктов сгорания V_d^c определяют по формуле

$$V_d^c = 0,79 V_0 + 0,01 N + V_{CO_2}. \quad (7)$$

В приведенных формулах:

CO_2 , CO , CH_4 , $C_m H_n$ — компоненты горючего газа в % по объему;

N — содержание в горючих газах азота и инертных в %;

V_0 — количество воздуха, необходимого для сжигания 1 м^3 газа при коэффициенте избытка воздуха $\alpha=1$;

d_a — влагосодержание воздуха в помещении в $\text{г}/\text{м}^3$.

Пример 1. Определить количество CO_2 и водяных паров в продуктах сгорания природного газа, имеющего состав: CH_4 — 93,4%, C_2H_6 — 1,9%, C_3H_8 — 0,9%, CO_2 — 0,2%, нейтральные газы — 3,6%.

$$V_{CO_2} = 0,01 (0,2 + 93,4 + 2 \cdot 1,9 + 3 \cdot 0,9) = 1 \text{ м}^3,$$

$$V_{H_2O} = 0,01 \left(\frac{4}{2} \cdot 93,4 + \frac{6}{2} \cdot 1,9 + \frac{8}{2} \cdot 0,9 + 0,124 \cdot 9,5 \cdot 10,32 \right) = 2,03 \text{ м}^3.$$

При подсчете объема водяных паров принято теоретическое количество воздуха, необходимого для сжигания 1 м^3 природного газа, $V_0=9,5$ и влагосодержание воздуха, подаваемого в горелочные устройства, $d=10,32 \text{ г}/\text{м}^3$, что соответствует влагосодержанию воздуха в помещении при температуре 20°C и относительной влажности $\varphi=60\%$.

Пример 2. Определить количество CO_2 и водяных паров, выделяющихся при сжигании 1 м^3 коксового газа, имеющего со-

став: H_2 — 60,7%, CH_4 — 25,3%, C_3H_8 — 2,7%, CO — 5,8%, CO_2 — 2%, нейтральные газы — 3,5%. Количество воздуха, теоретически необходимого для сжигания 1 $м^3$ коксового газа, $V_0 = 4,4$ $м^3/м^3$, влагосодержание воздуха то же, что и в первом примере.

$$V_{CO_2} = 0,01 (2 + 5,8 + 25,3 + 3 \cdot 2,7) = 0,39 \text{ } м^3;$$

$$V_{H_2O} = 0,01 \left(60,7 + \frac{4}{2} \cdot 25,3 + \frac{8}{2} \cdot 2,7 + 0,124 \cdot 4,4 \cdot 10,32 \right) = 1,28 \text{ } м^3.$$

Пример 3. Определить максимально допустимое содержание окиси углерода в весовых единицах G_{CO} в продуктах сгорания при сжигании 1 $м^3$ природного газа, имеющего тот же состав, что и в первом примере. Объем сухих продуктов сгорания

$$V_d^c = 0,79 \cdot 9,5 + 0,01 \cdot 3,6 + 1 = 8,54 \text{ } м^3.$$

Объем окиси углерода V_{CO} в продуктах сгорания составит:

$$V_{CO} = \frac{8,54 \cdot 0,03}{100} = 0,00256 \text{ } м^3,$$

что в весовых единицах при $\gamma_{CO} = 1,25$ составит: $G_{CO} = 0,00256 \times 1,25 = 0,00321$ кг, или 3210 мг. (Для коксового газа состава, принятого во втором примере, объем сухих продуктов горения будет: $V_d^c = 3,81$ $м^3/м^3$ и весовое содержание окиси углерода $G_{CO} = 1790$ мг.)

§ 6. Расчет воздухообмена при газовойделениях

При выделении в помещении вредных или ядовитых газов воздухообмен определяют по формуле

$$L = \frac{g}{k_d - k_0} \text{ } м^3/ч, \quad (8)$$

где g — количество выделяющегося в помещение газа в мг/ч;

k_d — допустимая концентрация газа в воздухе помещения в мг/м³;

k_0 — содержание газа в наружном воздухе в мг/м³.

Предельно допустимые концентрации некоторых газов, паров и пыли в воздухе производственных помещений приведены в таблицах соответствующих разделов СНиП [1, 2, 11].

Предельно допустимые концентрации ядовитых и вредных газов и веществ в атмосферном воздухе [15] по сравнению с допустимым их содержанием по санитарным нормам в воздухе помещений ничтожно

малы, и ими в расчетах можно пренебречь, принимая их содержание в атмосферном воздухе равным 0.

Так при допустимом содержании сероводорода в атмосферном воздухе $0,008 \text{ мг/м}^3$ допустимая его концентрация в воздухе помещений составляет 10 мг/м^3 . Исключение составляют окись углерода CO и углекислый газ CO_2 , которыми сильно загрязнены воздушные бассейны больших городов. Концентрация CO в атмосферном воздухе допускается: максимально разовая 6 мг/м^3 и среднесуточная 1 мг/м^3 , что необходимо учитывать при расчетах вентиляции, в особенности при лабораторных работах.

Содержание CO_2 по справочным данным в атмосферном воздухе больших городов составляет по объему 0,05%, в малых городах — 0,04% и в сельской местности — 0,03%, что обязательно принимают во внимание в расчетах при определении необходимого воздухообмена.

Пример. В помещении сжигается без отвода продуктов сгорания 2 м^3 природного газа в 1 ч. Определить необходимый воздухообмен для растворения выделяющейся окиси углерода CO до предельно допустимой концентрации (30 мг/м^3) при длительной работе горелочных устройств.

Решение. Согласно вышесказанному (см. § 5) количество окиси углерода, выделяющейся в помещении в песовых единицах в течение 1 ч составит $G_{\text{CO}} = 2 \cdot 3210 = 6420 \text{ мг/ч}$. Требуемый воздухообмен при среднесуточной концентрации CO в атмосферном воздухе $k_0 = 1 \text{ мг/м}^3$ составит:

$$L = \frac{6420}{30 - 1} = 221,4 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

§ 7. Определение количества влаги, выделяющейся в помещении

1. Количество влаги, выделяемой находящимися в помещении людьми, определяют по табл. 2.

2. Количество влаги, выделяющейся в производственных помещениях, определяют расчетом (см. пп. 4, 5).

3. Количество влаги, выделяющейся в животноводческих помещениях, принимают по таблицам, содержащимся в § 29.

4. Количество влаги, испаряющейся с поверхности водяного зеркала (открытых баков), определяют по формуле

$$D = (0,00229 + 0,0174 \omega) (p_2 - p_1) F \text{ кг/ч}, \quad (9)$$

где ω — скорость движения воздуха над поверхностью испарения в *м/сек*;

p_1 — парциальное давление водяных паров в окружающем воздухе в *мм рт. ст.*, соответствует парциальному давлению водяных паров в воздухе помещения (см. табл. 1);

p_2 — парциальное давление водяных паров, насыщающих воздух при температуре воды на поверхности испарения в *мм рт. ст.*; температуру воды на поверхности испарения принимают по табл. 4;

F — площадь водяного зеркала в *м²*.

Таблица 4

Температура поверхности испарения в зависимости от температуры жидкости в °С

Температура жидкости в °С	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Температура поверхности испарения в °С	18	28	37	45	51	58	69	82	97

Пример. Поверхность водяного зеркала бака, размером в плане $0,8 \times 0,8$ м составляет $F = 0,64$ м². Температура воды в баке 70°С. Температура воздуха в помещении 20°С, относительная влажность 70%. Подвижность воздуха над водяным зеркалом $\omega = 0,3$ м/сек. Требуется определить количество испаряющейся влаги.

Решение. По табл. 4 находим, что температура на поверхности испарения будет 58°С. Этой температуре соответствует парциальное давление водяных паров при полном насыщении $p_2 = 136,1$ мм рт. ст. (см. табл. 1). Парциальное давление водяных паров, соответствующее состоянию воздуха в помещении, $p_1 = 17,53 \cdot 0,7 = 12,27$ мм рт. ст. Тогда $D = (0,0229 + 0,0174 \cdot 0,3) \times (136,1 - 12,27) 0,64 = 2,23$ кг/ч.

5. Количество воды, испаряющейся с открытой поверхности при бурном кипении, определяют исходя из количества подводимого тепла, из расчета 585 ккал на 1 кг испаряющейся воды.

§ 8. Расчет воздухообмена при влаговыведениях

Требуемый воздухообмен определяют по формуле

$$L = \frac{D}{d_n - d_{вн}} \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (10)$$

где D — выделение водяных паров в помещении в г/ч,
 d_v — допускаемое влагосодержание воздуха в помещении в г/м³;
 d_n — влагосодержание наружного приточного воздуха при расчетных температуре и относительной влажности (принимают по климатологической таблице [5]).

Абсолютное влагосодержание воздуха при заданной температуре и относительной влажности определяют по табл. 1.

Пример. В кормовом цехе установлены два варочных котла емкостью по 250 л. Влаговыделения от котла за 1 ч работы составляют 1,6 кг. Температура в помещении 22°C, допустимая относительная влажность воздуха 65%. Температура наружного воздуха 0°C и относительная влажность 70%. Определить требуемый воздухообмен на поглощение избыточной влаги.

Решение. Влагосодержание внутреннего воздуха при заданных параметрах по табл. 1 составит 12,5 г/м³ и наружного воздуха 3,4 г/м³. Общее количество влаги, выделяемой в помещение, $D=1,6 \cdot 2=3,2$ кг/ч. По формуле (10) требуемый воздухообмен будет:

$$L = \frac{3,2 \cdot 1000}{12,5 - 3,4} = 352 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

§ 9. Определение количества тепла, выделяющегося в вентилируемом помещении

Тепловыделения от находящихся в помещении людей Q_1 определяют по табл. 2.

Тепловыделения в животноводческих помещениях от содержащихся в помещении скота и птицы Q_2 определяют по табл. 76.

Тепло, вносимое в помещение нагретыми материалами Q_3 (раскаленные металлические изделия, вынутые из термических печей и остывающие в другом помещении, выпеченный хлеб, остывающий в экспедиции хлебозавода и пр.) определяют по формуле

$$Q_3 = gc(t_n - t_v) \text{ ккал}, \quad (11)$$

где g — вес нагретых материалов, поступающих в помещение, в кг;

c — теплоемкость поступающих материалов в ккал/кг·град;

t_n — начальная температура материалов в °C;

t_v — температура воздуха в помещении в °C.

Тепловыделения от нагретых поверхностей. Определение количества тепла, отдаваемого любой нагретой поверхностью в окружающую среду, не представляет трудностей, если известна средняя температура поверхности.

Ориентировочно можно принять следующие средние температуры наружных поверхностей в °С:

Калильная кузнечная печь без теплоизоляции стенок	до 250
Обмуровка паровых котлов	» 65
Обычная кухонная плита:	
чугунный верх	250—300
стенки кирпичные	60
» изразцовые	40
Пищеварочные котлы изолированные:	
крышка	65
котел	40

О тепловыделениях от оборудования предприятий общественного питания и от оборудования отопительных котельных см. в главе V § 25 и 26.

Если известна температура наружных поверхностей стенок и коэффициент теплоотдачи K ккал/м²×°град (конвекцией и лучеиспусканием), теплоотдачу печи при температуре стенок $t_{ст}$ и температуре воздуха в помещении t_v определяют по формуле

$$Q = F K (t_{ст} - t_v) \text{ ккал/ч.} \quad (12)$$

Тепловыделения при переходе механической работы в тепловую. Согласно термическому эквиваленту работа в 1 л. с. соответствует округленно 630 ккал, а в 1 квт — 860 ккал при условии полного перехода механической энергии в тепловую. Если известна номинальная мощность установленных механизмов (вентиляторов, дымососов, станков и пр.) $N_{ном}$, то выделяемое тепло определяют по формуле

$$Q = \psi_1 \psi_2 \psi_3 \psi_4 \cdot 860 N_{ном} \text{ ккал/ч,} \quad (13)$$

где ψ_1 — коэффициент использования установочной мощности, учитывающий превышение установочной мощности электродвигателя над фактически необходимой (обычно $\psi_1 = 0,9 \div 0,7$);

ψ_2 — коэффициент загрузки, учитывающий разницу между средним по времени потреблением

мощности и номинальной мощностью электродвигателей (обычно $\psi_2 = 0,8 \div 0,5$);

ψ_3 — коэффициент одновременности работы нескольких электродвигателей (принимается в зависимости от времени одновременной работы двигателей в течение рабочей смены, обычно не менее 0,5);

ψ_4 — коэффициент ассимиляции тепла воздухом, учитывающий часть затраченной механической энергии, действительно передаваемой в виде тепла воздуху помещения, так как часть механической энергии может затрачиваться на создание различных видов потенциальной энергии или переходить в тепло вне помещения, например через фундаменты станков в грунт, через воду в насосных установках; значение коэффициента ψ_4 может колебаться в больших пределах — от 1 для небольших металлообрабатывающих станков до 0,1 для насосных станций.

Для механических и механосборочных цехов при ориентировочных расчетах принимают произведение всех четырех коэффициентов $\psi = 0,25$.

Пример. Определить тепловыделения от электродвигателя дымососа при номинальной мощности $N_{ном} = 5 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$. Дымосос работает без перерывов круглосуточно, поэтому принимаем $\psi_2 = \psi_3 = 1$. Принимаем $\psi_1 = 0,9$ и $\psi_4 = 0,95$. Получаем $Q_6 = 860 \cdot 5 \times 0,9 \cdot 0,95 = 3660 \text{ ккал/ч}$.

Тепло, вносимое в помещение солнечной радиацией (инсоляция). Солнечной радиацией называется поступление тепла в помещение, нагреваемое солнечными лучами через остекленные поверхности стен и фонарей и через перекрытия. Солнечную радиацию через неостекленные поверхности стен не учитывают. Количество тепла, поступающего от солнечной радиации, зависит от ориентации остекленных поверхностей по странам света, от географических широт, от степени облачности и от наклона остекленных поверхностей к горизонту.

Поступление тепла от солнечной радиации учитывают в общественных, вспомогательных и производственных зданиях, в которых имеются большие тепловыделения и вентиляцию в которых рассчитывают на поглощение избытков явного тепла.

В вентилируемом угловом помещении или в отдельно стоящем здании в расчет принимают большую из двух подсчитанных величин. Первой — полученной при определении количества тепла, поступающего от солнечной радиации через остекление одной стены, в сумме с теплом, поступающим через перекрытие, и второй — через остекления двух взаимно перпендикулярных стен с коэффициентом 0,7 тоже в сумме с теплом, поступающим через перекрытие. Фоиари на перекрытии рассматривают как остекления вертикальных стен.

Поступление тепла от солнечной радиации учитывают только в теплое время года при температуре наружного воздуха 10°C и выше и определяют по формуле

$$Q_n = F_{\text{ост}} q_{\text{ост}} A_{\text{ост}} + F_n q_n K_n \text{ ккал/ч}, \quad (14)$$

где $F_{\text{ост}}$ — площадь остекленных поверхностей в м^2 ;
 $q_{\text{ост}}$ — количество тепла, поступающего через остекленные поверхности, в $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$;
 $A_{\text{ост}}$ — коэффициент, зависящий от характеристики остекления;
 F_n — поверхность перекрытия в м^2 ;
 q_n — количество тепла, поступающего через 1 м^2 поверхности перекрытия, в $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$;
 K_n — коэффициент теплоотдачи перекрытия в $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$.

Данные для расчета солнечной радиации приведены в табл. 5—8.

При перекрытиях с чердаком значение коэффициента q_n для всех широт принимают равным 5.

Значения $q_{\text{ост}}$ даны для двойного остекления в деревянных и металлических переплетах, при чистых и прозрачных стеклах. При ином остеклении и при применении затенений учитывается коэффициент $A_{\text{ост}}$. Побелка стекол на летнее время снижает количество тепла, поступающего от солнечной радиации, примерно в 1,6 раза. Применение штор при закрытых окнах снижает его в 1,7 раза, а при открытых окнах — в 3 раза. В местностях с большой постоянной облачностью вводится поправочный снижающий коэффициент в зависимости от среднего процента облачности.

Значения коэффициента $q_{ост}$

	Страши света и широты																			
	юг				юго-восток и юго-запад				восток и запад				северо-восток и се- веро-запад							
	45°		55°		35°		45°		35°		45°		35°		45°		55°		65°	
	35°	45°	55°	65°	35°	45°	55°	65°	35°	45°	55°	65°	35°	45°	55°	65°	35°	45°	55°	65°
Вертикальные остекленные поверхности	110	125	125	145	85	110	125	145	125	125	145	145	65	65	65	65	65	65	65	65
Деревянные переплеты с двойным остеклением .	140	160	160	180	110	140	160	180	160	160	180	180	80	80	80	80	80	80	80	80
Металлические пере- плеты с двойным остек- лением	120	145	145	150	100	125	150	150	145	145	160	160	75	75	75	75	75	75	75	70
Фонари двойные с де- ревянными переплетами .	130	160	160	170	110	140	170	170	160	160	180	180	85	85	85	85	85	85	85	80
То же, с металличе- скими переплетами . . .																				

Таблица 6

Значение коэффициента $A_{ост}$

Характеристика остекления	Значение ко- эффициента $A_{ост}$
Двойное остекление в од- ной раме деревянной или металлической	1,15
Однारное остекление	1,45
Забелка окон:	0,6
Матовые стекла	0,4
Внешние шторы при от- крытом окне	0,33

Таблица 7

Значение
коэффициента q_n для
бесчердачного
перекрытия

Широта в град	Значение коэффициента
35	20
45	18
55	15
65	12

Таблица 8

Значение коэффициента $K_{пер}$

Категория зданий	Расчетная температура в °С		
	-20	-30	-40
Общественные, вспомогательные	1	0,7	0,65
Производственные	1,1	0,8	0,75

Значения $q_{ост}$ даны для вертикальных остеклен-ных поверхностей, т. е. расположенных под углом 90° к горизонту. При наклонных поверхностях (на-пример, под углом 60 и 30° к горизонту) количество тепла, поступающего от солнечной радиации, зна-чительно увеличивается в особенности через остек-ленные поверхности, обращенные на юг.

Значение коэффициента K_n следует принимать по его действительному значению, соответствующему конструкции перекрытий. Значениями K_n , приведен-ными в таблице, рекомендуется пользоваться лишь при отсутствии данных для определения его точной величины.

Роль тепла солнечной радиации в тепловом ба-лансе вентилируемого помещения может быть весьма значительной и пренебрегать ею при расчете необхо-димого воздухообмена на поглощение теплоизбытков не следует. Пример подсчета солнечной радиации см. в § 26.

§ 10. Расчет воздухообмена при теплоизбытках

Тепловыделения в помещении называются *избыточными* в том случае, когда они по своей величине превышают теплопотери помещения. Явным теплом называются тепловыделения, влияющие на изменение температуры воздуха в помещении. *Скрытым теплом* называется тепло, содержащееся в водяных парах, выделяющихся людьми при дыхании, технологическим оборудованием или животными. Это тепло на температуру воздуха в помещении не влияет.

Различают помещения с незначительными избытками явного тепла — $20 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч}$ и менее и значительными избытками явного тепла — более $20 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч}$.

Санитарными нормами установлены метеорологические параметры воздушной среды — температура, относительная влажность и скорость подвижности воздуха — в зависимости от того, к какой из вышеуказанных категорий относится вентилируемое помещение в производственном, жилом или общественном здании (см. табл. 3).

В помещениях, характеризуемых большими избытками явного тепла, вентиляционное оборудование рассчитывают на поглощение теплоизбытков, и режим работы вентиляционных устройств значительно меняется в зависимости от изменения температуры наружного воздуха. Поэтому в целях уточнения режимов работы вентиляционных устройств в разные периоды года для вентилируемого помещения обычно составляют тепловой баланс. Подвести тепловой баланс для помещения значит получить расчетом равенство

$$Q_{\text{тв}} - Q_{\text{тп}} = Q_{\text{с}} + Q_{\text{н.в.}}$$

где $Q_{\text{тв}}$ — тепловыделения в ккал/ч ;
 $Q_{\text{тп}}$ — теплопотери помещения в ккал/ч ;
 $Q_{\text{н.в.}}$ — тепло, затрачиваемое на нагрев приточного воздуха, в ккал/ч ;
 $Q_{\text{с}}$ — тепло, затрачиваемое на нагрев поступающих в помещение снаружи сырья и материалов, в ккал/ч .

Тепловыделения принимают по справочным дан-

ным в зависимости от расположенного в помещении технологического оборудования. В бытовых, коммунальных и административных помещениях тепловыделения определяют по количеству находящихся в помещении людей (табл. 2).

Теплопотери подсчитывают по общепринятым в теплотехнике правилам. Для отдельно стоящих зданий с достаточной для вентиляционных расчетов точностью теплопотери можно определить по укрупненным показателям по формуле

$$Q_{тн} = V q \alpha (t_{в} - t_{н}) \text{ ккал/ч}, \quad (15)$$

где V — строительный объем здания по наружному обмеру в м^3 ;

q — тепловая характеристика здания, т. е. потери тепла, приходящиеся на 1 м^3 здания в 1°C , при разности температур внутреннего и наружного воздуха 1°C ; значение коэффициента q принимают по приложению 2; для одно- и двухэтажных зданий (жилых, общественных и производственных, аналогичных им по теплоустойчивости наружных ограждений), имеющих небольшой строительный объем, соответственно до 1900 и до 3600 м^3 , удельные тепловые характеристики q можно принять по графику (рис. 2);

α — поправочный коэффициент, зависящий от расчетной зимней температуры наружного воздуха, принимают по табл. 9;

$t_{в}$ — температура внутреннего воздуха в $^\circ\text{C}$;

$t_{н}$ — температура наружного воздуха в $^\circ\text{C}$, расчетная для отопления.

Тепло, затрачиваемое на подогрев до температуры внутреннего воздуха поступающих в помещение материалов, подсчитывают по формуле

$$Q_{н.с} = g c (t_{в} - t_{н}) \text{ ккал/ч}, \quad (16)$$

где g — вес поступающего сырья или материалов в 1 ч в кг ;

c — теплоемкость сырья и материалов в $\text{ккал/кг} \cdot \text{град}$.

Тепло, затрачиваемое на нагрев приточного воздуха $Q_{нв}$, определяют по формуле

$$Q_{н.в} = c \gamma (t_{п} - t_{н}) \text{ ккал/м}^3, \quad (17)$$

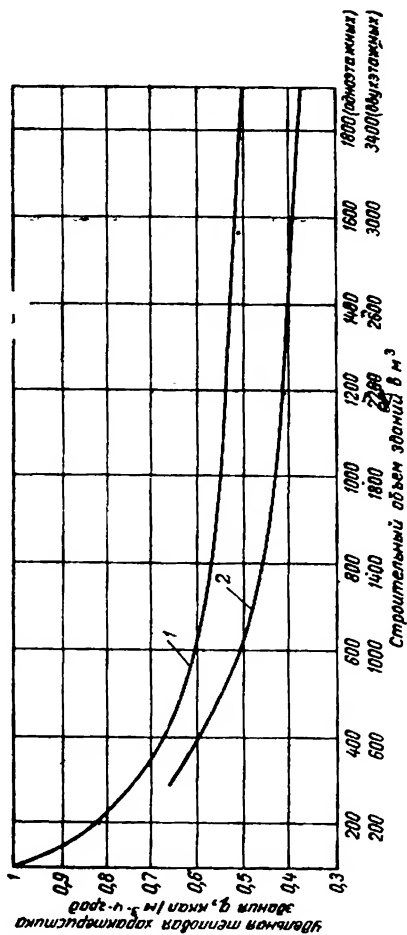


Рис. 2. Тепловые характеристики зданий
1 — одноэтажных; 2 — двухэтажных.

где c — весовая теплоемкость воздуха $0,24 \text{ ккал/кг} \times \text{град}$;

γ — удельный вес наружного воздуха;

t_n, t_p — температуры наружного и приточного воздуха в $^{\circ}\text{C}$.

Таблица 9

Значение поправочного коэффициента α

Расчетная температура наружного воздуха в $^{\circ}\text{C}$	Значение коэффициента α
—20	1,16
—25	1,08
—30	1
—35	0,95
—40	0,9

При расчете расхода тепла, необходимого на подогрев наружного воздуха, в пределах обычных температур влажность воздуха для простоты расчетов во внимание не принимают, но расчет ведут не по объемному, а по весовому количеству нагреваемого приточного воздуха, что и учтено в формуле (17).

Пример. Определить количество тепла, необходимого для подогрева приточного воздуха в количестве $1000 \text{ м}^3/\text{ч}$ от температуры -15° до температуры $+20^{\circ}\text{C}$. По табл. 1 находим, что удельный вес воздуха при температуре -15°C равен $1,368 \text{ кг/м}^3$. Тогда по формуле (17) $Q = 1000 \cdot 0,24 \cdot 1,368 [20 - (-15)] = 11500 \text{ ккал/ч}$.

Воздухообмен для поглощения избытков явного тепла определяют по формуле

$$L = \frac{Q_{\text{изб}}}{0,24 \gamma (t_{yв} - t_n)} \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (18)$$

где $t_{yв}$ — температура удаляемого из помещения воздуха в $^{\circ}\text{C}$;

γ — удельный вес воздуха, принимаемый 1,2.

В тех случаях когда в помещение подается наружный воздух без подогрева, температуру приточного воздуха t_n принимают равной температуре наружного воздуха t_n . Температуру воздуха, удаляемого из помещения, следует принимать с учетом высоты расположения вентиляционных отверстий в вентилируемом помещении. При расположении отверстий у пола температуру удаляемого воздуха принимают равной температуре в рабочей зоне помещения. При их расположении в верхней зоне помещения температуру удаляемого воздуха принимают равной температуре под потолком помещения, кото-

ран, как правило, всегда выше температуры в рабочей зоне. Величина роста температуры воздуха в помещении (за счет тех или иных тепловыделений) на каждый метр высоты называется *температурным градиентом*. В зависимости от количества тепла, выделяемого в помещении на 1 м³ его объема, температурный градиент принимают $\beta = 1 \div 1,5$ град·м. Для определения температуры воздуха, удаляемого из верхней зоны помещения $t_{y..}$, имеющего высоту h , при температуре в рабочей зоне t_p и при высоте рабочей зоны h_p обычно пользуются формулой

$$t_{y..} = t_p + \beta (h - h_p). \quad (19)$$

Температура приточного воздуха должна быть принята с таким расчетом, чтобы температура воздуха в рабочей зоне в холодный период года была не ниже температуры, принятой санитарными нормами. При всех условиях температура воздуха в рабочей зоне в холодный период должна быть выше температуры точки росы для расчетного состояния воздуха в вентилируемом помещении (см. § 1).

В помещениях, в которых приточный воздух в зимнее время подается с подогревом и в которых не предъявляют специальных требований к состоянию воздушной среды, подогрев приточного воздуха прекращают при наружной температуре 10°C. Температуру наружного воздуха при расчетах принимают:

а) для естественной и механической общеобменной вентиляции, предназначенной для борьбы с избытками тепла, влаги и газовыми вредностями (с предельно допустимыми концентрациями более 100 мг/м³), — расчетные параметры наружного воздуха *A* (см. «Расчетные параметры наружного воздуха» СНиП II-Г.7-62 [2] табл. 4 или СНиП II-A.6-62 [5]);

б) для общеобменной вентиляции, предназначенной для борьбы с газовыми вредностями (с предельно допустимыми концентрациями 100 мг/м³ и менее) или для компенсации воздуха, удаляемого местными отсосами и технологическим оборудованием (например, горение), — расчетные параметры наружного воздуха *B* для холодного периода и параметры *A* для теплого периода (по той же таблице) (например, котельные).

Глава III

Общие указания по устройству вентиляции. Оборудование. Материалы

§ 11. Указания общего характера

Выбор системы вентиляции зависит от требований, которые к ней предъявляются по режиму работы, по количеству и характеру выделяющихся в вентилируемом помещении вредностей, по объему вентиляционного воздухообмена и пр.

Естественную вентиляцию необходимо предусматривать во всех случаях, когда с ее помощью можно обеспечить требуемое состояние воздушной среды в вентилируемом помещении и когда она допускается по условиям технологии производства.

Механическую вентиляцию используют, как правило, когда требуется обеспечить большой вентиляционный воздухообмен (при невозможности организовать аэрацию помещения) и когда механическая вентиляция требуется по условиям производства (при большой протяженности воздуховодов, при необходимости оборудовать местные отсосы, душирование рабочих мест и пр.).

Не разрешается устраивать механическую вытяжную вентиляцию, не компенсирруемую организованным притоком воздуха, в зданиях с печным отоплением или в помещениях, в которых установлены газовые приборы, работающие с отводом продуктов сгорания.

В помещениях, в которых целесообразно использовать естественную вытяжку при механическом притоке или механическую вытяжку при естественном организованном притоке воздуха, применяют сме-

шанные системы вентиляции (в кухнях предприятий общественного питания).

При воздухообмене более однократного в час в вентилируемом помещении следует оборудовать надежно действующий организованный приток воздуха — естественный или при помощи вентиляторов. При воздухообмене не более однократного организованный приток оборудовать не обязательно. Удаляемый из помещения воздух в этом случае компенсируется инфильтрацией воздуха через пористость строительных материалов и неплотности строительных конструкций (щели в окнах, рамах и дверных проемах).

Приток воздуха при естественной вентиляции следует предусматривать на высоте от 0,3 до 1,8 м в теплый период года и не ниже 4 м от уровня пола до низа приточного проема в холодное время года. При необходимости подавать приточный неподогретый воздух в зимнее время на более низких отметках (при недостаточной высоте помещения) следует предусмотреть мероприятия, предотвращающие непосредственное воздействие холодного воздуха на работающих.

Площадь приточных проемов при естественной вентиляции рекомендуется принимать больше площади вытяжных отверстий.

Место расположения воздухоприемных отверстий или устройств выбирают в зависимости от планировки вентилируемого помещения, расположения в нем рабочих мест и оборудования и условий работы системы вентиляции. В тех случаях когда у наружной стены помещения нет вблизи источников загрязнения воздуха (выгребных ям, мусорных ящиков и пр.), воздухоприемные отверстия как при естественной, так и при механической вентиляции оборудуют в наружных стенах здания на высоте не менее 2 м от уровня земли до низа проема. Проемы оборудуют в кирпичной кладке или в окне и обязательно снабжают жалюзийными решетками. В проеме в стене или в окне можно также установить осевой вентилятор.

Наружные воздухоприемные шахты разрешается устраивать у стен здания или отдельно стоящими (рис. 3). Высоту от земли до воздухоприемных проемов на отдельно стоящих шахтах, расположенных в

зеленой зоне, можно уменьшить до 1 м. Отдельно стоящие шахты связываются с вентиляционными камерами подземными каналами (проходными или полупроходными).

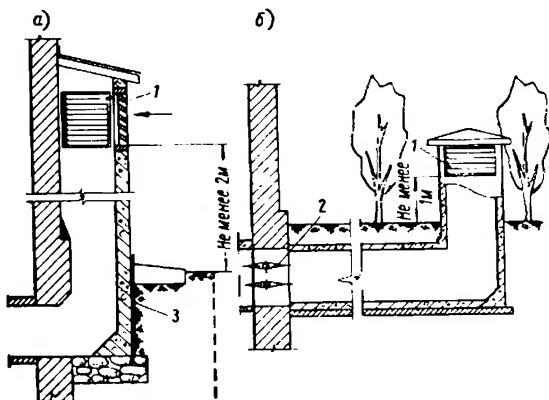


Рис. 3. Воздухозаборные шахты

а — у стен здания; б — отдельно стоящие; 1 — решетка; 2 — шибер; 3 — гидроизоляция

При естественной вентиляции для удаления воздуха из помещения используют форточки, фрамуги, расположенные в верхней части окна, фрамуги фонарей, шахты с зонтами или шахты с дефлекторами. Дефлекторы обеспечивают устойчивую вытяжку независимо от направления и силы ветра. Выброс загрязненного воздуха в атмосферу при механической вентиляции должен предусматриваться, как правило, выше кровли зданий вытяжными шахтами. Выброс воздуха вентиляторами через отверстия в стенах не допускается. Такой выброс можно применить лишь в виде исключения, если вредности и запахи при этом не будут заноситься обратно в вентилируемое помещение или в окна других помещений и если они не будут загрязнять воздух проходов и проездов общего пользования.

Выброс в атмосферу взрывоопасных газов (ацетилена, водорода, горючих газов) должен произво-

даться на расстоянии не менее 20 м от выброса дымовых газов.

При наличии ветра, в результате обтекания здания воздухом около стен здания и у конька кровли создаются завихрения воздушных потоков и образуются зоны положительных и отрицательных давлений (подпор и разрежение). Выпускные вентиляционные отверстия размещать в зоне положительных давлений нельзя, так как при ветре в зоне подпора происходит задувание вытяжных шахт и вентиляционных отверстий и опрокидывание в них тяги, что недопустимо.

Чтобы избежать опасности опрокидывания тяги, шахты следует выводить не менее чем на 0,5 м над коньком крыши, если шахта расположена на расстоянии до 1,5 м от конька; не ниже уровня конька, если шахта расположена на расстоянии от 1,5 до 3 м от конька, и не ниже линии, проведенной от конька вниз под углом 10° к горизонту, если шахта расположена далее 3 м от конька кровли. Во всех случаях высота шахты над кровлей должна быть не менее 0,5 м. В случае если шахта выведена над кровлей низкого здания, примыкающего к более высокому, оголовок

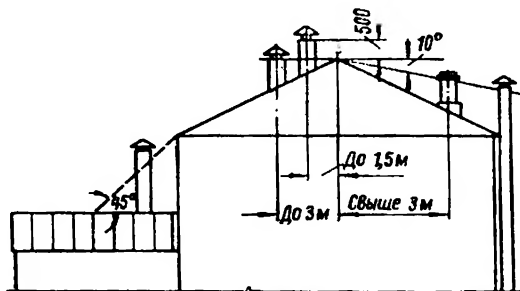


Рис. 4. Высота вентиляционных шахт над кровлей здания

шахты должен быть расположен выше линии, проведенной под углом 45° к горизонту от карниза более высокого здания (рис. 4).

Отверстия для забора и выброса воздуха можно располагать над кровлей здания на одной высоте, при

горизонтальном расстоянии между ними, превышающем 10 эквивалентных диаметров выхлопной трубы, но не менее 10 м. При прямоугольных или квадратных выхлопных трубах эквивалентный диаметр определяют по выражению.

$$d_{\text{экв}} = \frac{2ab}{a+b},$$

где a и b — стороны выхлопной трубы в м.

При размещении выхлопных и воздухозаборных устройств на одной высоте необходимо учитывать направление господствующих в той или иной местности ветров и не располагать воздухозаборные устройства в возможном потоке удаляемого загрязненного воздуха. Господствующее направление ветров принимают по СНиП II-A.6-62 «Строительная климатология и геофизика. Основные положения проектирования» и уточняют на месте.

При размещении приточных и вытяжных отверстий в вентилируемом помещении необходимо учитывать, что распределение воздуха в помещении зависит в основном от расположения, производительности и размеров приточных отверстий, а расположение вытяжных отверстий и мощность всасывающих струй оказывает на распределение воздуха гораздо меньшее влияние.

§ 12. Воздуховоды и вентиляционные каналы

Воздуховоды и вентиляционные каналы подразделяются:

- а) по конфигурации поперечного сечения на круглые и прямоугольные;
- б) по материалу их изготовления на металлические и неметаллические, сгораемые и несгораемые;
- в) по назначению на транспортирующие воздух с температурой ниже 80°C , не содержащий агрессивных газов; транспортирующие воздух при температуре ниже 80°C с высокой относительной влажностью (более 60%); транспортирующие газозоудные смеси с химически активными газами и парами и транспортирующие газозоудные смеси, не содержащие агрессивных газов, при температуре более 80°C .

Из сгораемых материалов воздуховоды разрешает-

ся сооружать в пожаробезопасных производственных помещениях категорий Г и Д при перемещении по ним воздуха с температурой ниже 80°C, если они не пересекают перекрытий и если по техническим соображениям (из-за возможности коррозии) их невозможно выполнить из несгораемых и трудносгораемых материалов.

Материалы для сооружения воздуховодов можно выбрать по табл. 10.

Т а б л и ц а 10

Материалы для изготовления воздуховодов

Характеристика транспортируемой среды	Материал
Воздух при температуре менее 80°C и нормальной влажности	Сталь тонколистовая кровельная, асбестоцементные трубы, короба и плиты, шлакогипсовые плиты, известково-гипсовые плиты, бетон и железобетон
Воздух при температуре менее 80°C с высокой относительной влажностью (более 60%)	Сталь кровельная и листовая с покрытием защитными водостойкими лаками и красками, сталь оцинкованная, пластмассы, шлакобетонные плиты, асбестоцементные трубы, короба и плиты
Газовоздушная смесь с химически активными газами, парами, пылью, кислотами и щелочами	Сталь кислотостойкая, сталь листовая с защитным покрытием, алюминий листовой первичный (за исключением сред с содержанием щелочей), асбестоцементные трубы и короба, пластмасса (за исключением сред с температурой более 70°C и наличием паров органических растворителей), керамические трубы, кислотоупорный бетон
Газовоздушная смесь, не содержащая агрессивных газов, при температуре более 80°C	Сталь листовая
Воздух со значительной концентрацией механических примесей (пневмотранспорт)	Сталь листовая

Независимо от материала изготовления воздуховоды не должны иметь поперечных стыковых или разъемных соединений в толще пересекаемых ими стен, перегородок и междуэтажных перекрытий. Фланцевые соединения следует располагать на расстоянии не менее 10 см от стен и перекрытий для удобства крепления болтов при монтаже и ремонте воздуховодов.

Воздуховоды должны быть надежно укреплены на опорах и не давить своим весом на вентиляционные агрегаты или калориферы.

Транзитная прокладка воздуховодов, по которым удаляется загрязненный воздух, через другие помеще-

Таблица 11

Поперечные сечения и вес металлических воздуховодов

диаметр в мм	Круглый воздуховод				Прямоугольный воздуховод				
	вес 1 пог. м в кг при толщине стенки в мм				сечение в мм	вес 1 пог. м в кг при толщине стенки в мм			
	0,55	0,7	0,8	1		0,7	1	1,25	1,5
100	1,41	—	—	2,5	100×160	2,86	—	5,1	—
110	1,54	—	—	2,7	100×200	3,4	—	5,9	—
125	1,76	—	—	3,1	160×160	3,52	—	6,28	—
140	1,97	—	—	3,5	160×200	3,96	—	7,06	—
160	2,25	—	—	3,9	200×200	4,5	—	7,85	—
180	2,53	—	—	4,5	200×250	5	—	8,85	—
200	2,81	—	—	4,9	200×400	6,6	—	11,8	—
225	3,16	—	—	5,5	250×250	5,5	—	9,81	—
250	3,51	—	—	6,2	250×400	7,2	—	12,8	—
280	3,94	—	—	6,9	250×500	8,3	—	14,7	—
315	4,41	—	—	7,8	400×400	8,8	—	15,7	—
355	5	—	—	8,8	400×500	—	14,1	—	21,2
400	5,65	—	—	9,9	400×800	—	18,8	—	28,2
450	6,31	—	—	11,1	500×500	—	15,7	—	23,5
500	—	8,62	—	12,3	500×800	—	20,4	—	30,6
560	—	9,7	—	13,2	500×1000	—	23,5	—	35,3
630	—	10,9	—	15,5	800×800	—	25,1	—	37,7
710	—	12,3	—	17,5	800×1000	—	28,3	—	42,5
800	—	16,1	—	19,7	1000×1000	—	31,4	—	47
900	—	—	18,2	22,2					
1000	—	—	20,2	24,6					

Примечание. Размеры воздуховодов круглого и прямоугольного сечения приняты по нормалам на металлические воздуховоды (серия А-187), утвержденным приказом Главпроектстрой-проекта № 58 от 29 сентября 1966 г.

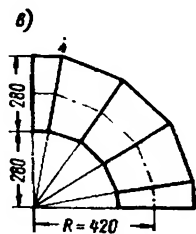
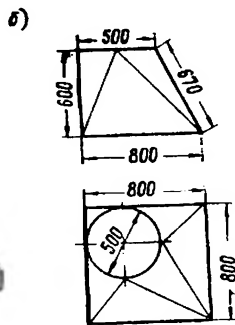
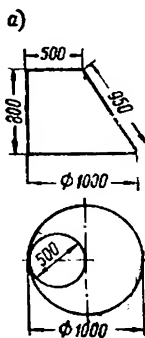


Рис. 5. Фасонные части на металлических воздуховодах (внешний вид и графическое изображение с примерными размерами)

а — косой переход круглого сечения; б — косой переход с квадратного сечения на круглое; в — отвод из трех звеньев.

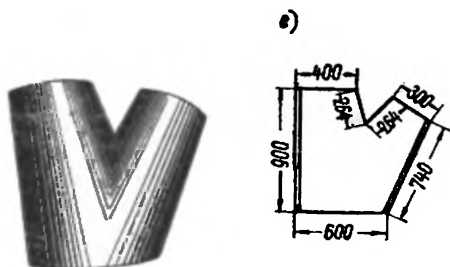
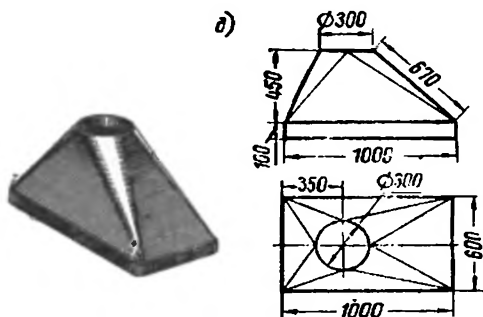
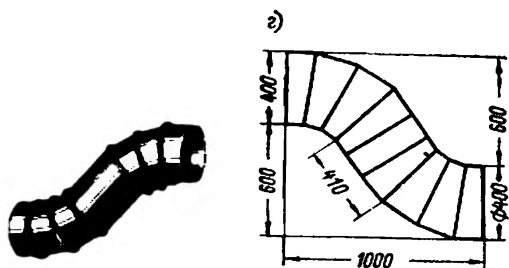


Рис. 5. Фасонные части на металлических воздуховодах (внешний вид и графическое изображение с примерными размерами)

а — утка; б — переход с прямоугольного сечения на круглое; в — косой тройник

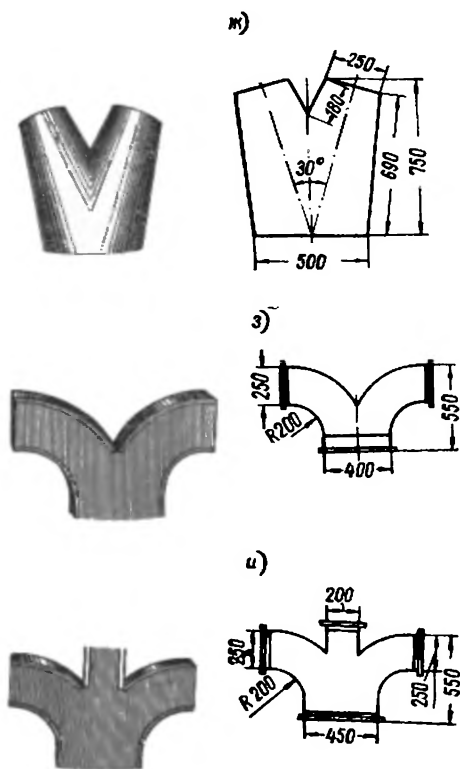


Рис. 5. Фасонные части на металлических воздуховодах (внешний вид и графическое изображение с примерными размерами)

ж и з — штановобразные тройники; и — крестовина

ния не рекомендуется. При необходимости такой прокладки необходимо принять меры, исключаясь возможность попадания загрязненного воздуха в эти помещения.

При изготовлении металлических воздуховодов в мастерских механическим способом необходимо принимать основные установленные размеры (табл. 11).

Воздуховоды из тонколистовой стали толщиной до 1,5 мм выполняют на фальцах или на сварке, а толщиной более 1,5 мм только на сварке. Ручную дуговую сварку применяют при толщине стали 1,5 мм и более, а ручную газовую — при толщине 0,8 мм и более. Тройники и крестовины могут быть и фальцевыми и сварными. Угол между стволом и ответвлением при диаметре корня до 450 мм принимают равным 30°, а при диаметре свыше 450 мм — 45°. При необходимости (из-за недостатка места) изготовления тройника или крестовины с другим углом между стволом и ответвлением это должно быть оговорено в проекте.

Для металлических воздуховодов кроме тройников и крестовин согласно указаниям проекта в мастерских изготовляют различные фасонные части — переходы с большего диаметра на меньший, переходы с круглого сечения на прямоугольное, «утки», отводы, конусные отводы с переходом с большего диаметра на меньший и т. д. (рис. 5).

В отводах круглого сечения средние радиусы кривизны отводов по их оси, а также количество звеньев следует принимать по табл. 12.

Т а б л и ц а 12

Количество звеньев, стаканов и средние радиусы кривизны отводов круглого сечения

Диаметр отвода с центральным углом 90° в мм	Средний радиус кривизны	Количество	
		звеньев	стаканов
100—1540	1,5 D	5	2

Примечания: 1. Отводы круглого сечения с меньшими или большими радиусами кривизны допускаются как исключение.

2. При отводах с центральными углами, не равными 90°, число звеньев соответственно меняется.

3. Отводы круглого сечения диаметром до 320 мм с центральным углом 90° допускается изготавливать из трех звеньев и двух стаканов.

Для отвода прямоугольного сечения средний радиус должен быть равен ширине сечения. Это правило сохраняется также при компоновке тройников и крестовин прямоугольного сечения.

Рекомендации по защитной окраске металлических воздуховодов приведены в табл. 13.

Таблица 13

Рекомендации по защитной окраске воздуховодов, изготовленных из черной листовой стали

Характер среды, перемещаемой по воздуховоду	Вид окраски и защитного покрытия
Воздух условно чистый с температурой до 70°C То же, выше 70°C	Масляная окраска изнутри и снаружи один раз Окраска огнестойким составом снаружи один раз Масляная окраска снаружи один раз
Воздух, содержащий пыль или отходы материалов То же, пары или газы, вызывающие коррозию металла	Окраска кислотоупорным составом изнутри два раза и снаружи один раз

Окраска при изготовлении

Защитные покрытия

Воздух, содержащий агрессивные газы низких концентраций

То же, средних концентраций при температуре до 50°C

То же, повышенных концентраций при температуре до 50°C

Трехслойное покрытие: кузбасслак в смеси с лаком ХСЛ в соотношении 1:1

Шестислойное покрытие: грунт ХСГ-26 или ХСО-10 — два слоя, эмаль ХСЭ-23 или ХСЭ-26 — два слоя, лак ХСЛ — два слоя

Восьмислойное покрытие: грунт ГСГ-26 или ХСО-10 — два слоя, эмаль ХСЭ-26 или ХСЭ-23 — три слоя, лак ХСЛ — три слоя

Крепят воздуховоды на хомутах, на подвесках или на опорах. На металлических воздуховодах одно крепление от другого должно быть на расстоянии: не более 4 м при диаметре круглого воздуховода или при большей стороне воздуховода прямоугольного сечения до 355 мм и не более 3 м при диаметре или при большей стороне прямоугольного воздуховода свыше 355 мм. На вертикальных воздуховодах одно

крепление от другого должно быть на расстоянии не более 4 м. Крепить подвески и растяжки непосредственно к фланцам воздухопроводов не разрешается.

Крепление неизолированных стальных воздухопроводов выполняют по типовым деталям серии ОВ-02-141 и в проектах указывают схематично. Схемы крепления воздухопроводов представлены на рис. 6.

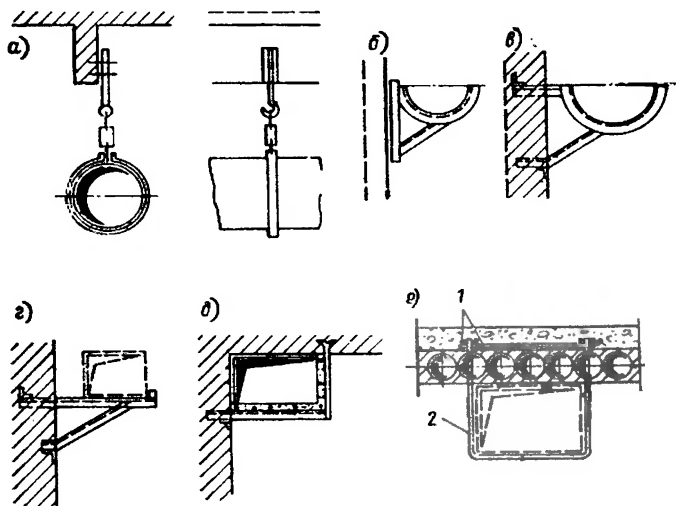


Рис. 6. Крепления воздухопроводов

а — подвеска; *б* — кронштейн для круглого воздуховода; *в* — то же, на стене; *г* — кронштейн для прямоугольного воздуховода на стене; *д* — подвеска воздухопровода к железобетонному перекрытию; *е* — крепление шлако-алебастрового короба; 1 — сталь кровельная; 2 — полосовая сталь

Звенья прямых участков металлических воздухопроводов и фасонные части собирают на фланцах. Фланцы изготовляют из полосовой или угловой стали, в зависимости от размера поперечного сечения воздухопровода, и соединяют на болтах. Сортамент стали, диаметры и число болтов следует принимать по табл. 14.

Уплотняют и герметизируют фланцевые соединения прокладками. Прокладки между фланцами металлических воздухопроводов должны плотно прилегать

Фланцы из полосовой и угловой стали для воздуховодов (размеры в мм)

Наружный диаметр воздуховода размер боковой стороны воздуховода прямоуголь- ного сечения	Сортмент полосовой или угловой стали для фланцев				Количество болтов во фланцах воз- духоводов в шт.		Размер болтов	Допускаемое отклонение от внутреннего диаметра или размера сторон фланцев
	для фланцевых воздуховодов		для сварных воздуховодов		круглого се- чения	квадратного сечения		
	круглого сечения	прямоугольного се- чения	круглого сечения	прямоугольного се- чения				
100	Полосовая 25×4 То же	Полосовая 25×4 То же	Угловая 25×25×3 То же	Угловая 25×25×3 То же	6	8	6×20	+2,5
115	»	»	»	»	6	8	6×20	+2,5
130	»	»	»	»	6	8	6×20	+2,5
140	»	»	»	»	6	8	6×20	+2,5
150	»	»	»	»	6	8	6×20	+2,5
165	»	»	»	»	6	8	6×20	+2,5
195	»	»	»	»	6	8	6×20	+3
215	»	»	»	»	6	12	6×20	+3
235	»	»	»	»	6	12	6×20	+3
265	»	»	»	»	6	12	6×20	+3
285	»	Угловая 25×25×3 То же	»	Угловая 28×28×3 То же	8	12	6×20	+3,5
320	»	»	»	»	8	12	6×20	+3,5
375	»	»	»	»	8	12	6×20	+4

Продолжение табл. 14

Наружный диаметр воздуховодов размер боковой стороны воздуховодов прямоуголь- ного сечения	Сортамент полосовой или угловой стали для фланцев				Количество болтов во фланцах воздуховодов в шт.		Размер болтов	Допускаемое отклонение от внутреннего диаметра или размера сторон фланцев
	для фальцевых воздуховодов		для сварных воздуховодов		круглого се- чения	квадратного сечения		
	круглого сечения	прямоугольного се- чения	круглого сечения	прямоугольного се- чения				
440	Угловая 25×25×3	Угловая 25×25×3	Угловая 28×28×3	Угловая 28×28×3	10	16	6×20	+4
495	То же	То же	То же	То же	10	16	6×20	+4
545	Угловая 25×25×4	Угловая 25×25×4	Угловая 32×32×4	Угловая 32×32×4	10	16	8×25	+4,5
595	То же	То же	Угловая 32×32×4	То же	10	16	8×25	+4,5
660	Угловая 25×25×4	Угловая 32×32×4	Угловая 32×32×4	Угловая 36×36×4	12	20	8×25	+5
775	То же	То же	То же	То же	12	20	8×25	+5
885	Угловая 32×32×4	Угловая 36×36×4	Угловая 36×36×4	Угловая 40×40×4	16	20	8×25	+5,5
1025	То же	То же	То же	То же	16	28	8×25	+5,5
1100	Угловая 36×36×4	Угловая 40×40×4	Угловая 40×40×4	Угловая 45×45×4	18	28	10×30	+6
1200	То же	То же	То же	То же	18	28	10×30	+6
1325	Угловая 40×40×4	Угловая 45×45×4	Угловая 45×45×4	Угловая 50×50×4	22	32	10×30	+6,5
1425	То же	То же	То же	То же	22	32	10×30	+6,5
1540	То же	То же	То же	То же	26	36	10×30	+6,5

Примечание. Количество болтов во фланцах воздуховодов прямоугольного сечения определяется как полусумма количества болтов (считая по большей и меньшей сторонам воздуховода), указанных в таблице для фланцев квадратного сечения.

ко всей плоскости каждого фланца. Их изготовляют толщиной 3—5 мм из следующих материалов:

а) для воздухопроводов, перемещающих воздух нормальной влажности при температуре до 70°C, — из пряди смоляного каната или из шнурового асбеста;

б) для воздухопроводов, транспортирующих увлажненный воздух, пыль или отходы материалов, — из резины или из пряди каната, пропитанной суриковой замазкой;

в) для воздухопроводов, перемещающих воздух с температурой выше 70°C, — из асбестового шнура или из асбестового картона;

г) для воздухопроводов, транспортирующих воздух с парами кислот, — из кислотостойкой резины или из кислотостойкого прокладочного пластика.

Асбестоцементные воздухопроводы изготовляют из раструбных и безраструбных коробов прямоугольного сечения. Их размеры принимают по табл. 15.

Таблица 15

Поперечные размеры и вес бесшовных асбестоцементных воздухопроводов

Внутреннее сечение в мм	Толщина стенок в мм	Длина трубы в мм	Вес 1 пог. м в кг
100×100	8	2000 и 3000	4,1
100×150	8	3000	5,6
150×150	8	3000	6,7
150×200	9	4000	7,7
150×300	9	4000	10
200×200	9	4000	10,5
200×300	9	4000	11,2
200×400	10	4000	14
300×300	10	4000	14

Преимуществами асбестоцементных воздухопроводов являются долговечность, кислотостойкость и малая теплопроводность. К недостаткам относится хрупкость и сложность монтажа из-за отсутствия фасонных частей заводского изготовления.

Пластмассовые воздухопроводы применяют круглого и прямоугольного сечения (табл. 16). В настоящее время используют воздухопроводы из винипласта. Винипласт практически стоек почти ко всем кислотам и парам, не подвержен коррозии и не нуж-

дается в защитных лакокрасочных покрытиях. Он во много раз легче стали (удельный вес 1,38—1,43 г/см³).

Таблица 16

Поперечные размеры и вес винипластовых воздуховодов

Круглый воздуховод			Прямоугольный воздуховод		
диаметр в мм	толщина сте- нок в мм	вес 1 пог. м в кг	сечение в мм	толщина стенок в мм	вес 1 пог. м в кг
100	2	0,88	100×160	2	1,46
110	2	0,97	100×200	2	1,68
125	2	1,1	160×160	2	1,79
140	2	1,23	160×200	2	2,02
160	2	1,41	200×200	2	2,24
180	2	1,6	200×250	2	2,52
200	2	1,76	250×250	2	2,8
225	2	1,98	200×400	3	5,04
250	3	3,32	250×400	3	5,46
280	3	3,69	250×500	3	6,3
315	3	4,16	400×400	3	6,72
355	3	4,68	400×500	3	7,55
400	3	5,28	400×800	4	13,4
450	3	5,92	500×500	4	11,2
500	4	8,79	500×800	4	14,6
560	4	9,86	500×1000	4	16,8
630	4	11,1	800×800	4	17,92
710	4	12,44	800×1000	5	25,2
800	4	14,1	1000×1000	5	28
900	4	15,8	—	—	—
1000	4	17,6	—	—	—

Винипластовые воздуховоды крепят на кронштейнах или на подвесках. Расстояние между креплениями независимо от сечения воздуховода не должно превышать для горизонтальных участков 2—2,5 м и для вертикальных 3 м. При этом независимо от диаметра воздуховода следует устанавливать не менее одного крепления на каждое звено прямого воздуховода и на каждую фасонную часть. Между винипластовым воздуховодом и хомутом укладывают прокладку из резины или из пластика толщиной 3—4 мм.

При использовании винипластовых воздуховодов необходимо учитывать свойства винипласта. Не разрешается винипластовые воздуховоды прокладывать в помещениях с отрицательной внутренней температурой. Температура перемещаемой по воздуховодам

среды должна быть не выше 60°C. Винипластовые воздуховоды необходимо защищать от механических нагрузок и возможных механических повреждений.

Шлакогипсовые и шлакобетонные воздуховоды применяют в основном в жилых, общественных и административных зданиях и в подсобных помещениях. Шлакогипсовые воздуховоды используют для перемещения воздуха нормальной влажности, шлакобетонные — для перемещения воздуха повышенной влажности (вытяжка из душевых). Правила их сооружения аналогичны для обоих типов.

Короба сооружают из плит толщиной 35 мм (внутри помещения) и 40 мм (на чердаках). В соответствии с размерами плит установлены основные размеры внутренних сечений коробов (табл. 17).

Приставные короба показаны на рис. 7. Короба типа I, II и III сооружают в отапливаемых помещениях, а типа IV — в чердачных помещениях.

Вентиляционные каналы в жилых и бытовых зданиях. Вертикальные воздуховоды в жилых, общественных и вспомогательных зданиях следует

Таблица 17

Размеры и сечения шлакогипсовых коробов (к рис. 7)

Шлакогипсовые одинарные короба						
а, мм	b, мм					
	150	200	250	300	400	500

Сечения коробов типов I и II в м²

115	0,017	0,023	0,029	0,034	0,046	0,058
165	0,025	0,033	0,04	0,05	0,066	0,083
216	0,032	0,042	0,054	0,065	0,086	0,108
265	0,04	0,052	0,066	0,08	0,105	0,132
365	0,056	0,073	0,092	0,11	0,145	0,18
465	0,07	0,093	0,116	0,14	0,185	0,23

Сечения коробов типа III в м²

130	0,019	0,026	0,033	0,039	0,052	0,065
180	0,027	0,036	0,045	0,054	0,072	0,09
230	0,035	0,046	0,058	0,069	0,092	0,115
330	0,05	0,066	0,083	0,099	0,132	0,165
430	0,065	0,086	0,107	0,129	0,172	0,215
550	0,083	0,11	0,132	0,165	0,22	0,275

Шлакогипсовые двойные короба (типа IV)

a, мм	b, мм						
	220	300	380	460	540	620	700
							780

Сечения коробов в м²

220	0,048	0,066	0,088	0,101	0,118	—	—	—
300	0,066	0,09	0,114	0,138	0,162	0,186	—	—
380	0,083	0,114	0,144	0,175	0,205	0,235	0,266	—
460	0,101	0,138	0,178	0,212	0,248	0,285	0,322	0,358
540		0,162	0,205	0,248	0,272	0,335	0,378	0,42
620	—	0,186	0,235	0,285	0,335	0,384	0,435	0,485
700		—	0,266	0,322	0,278	0,435	0,49	0,545
780	—		0,296	0,368	0,42	0,485	0,545	0,618

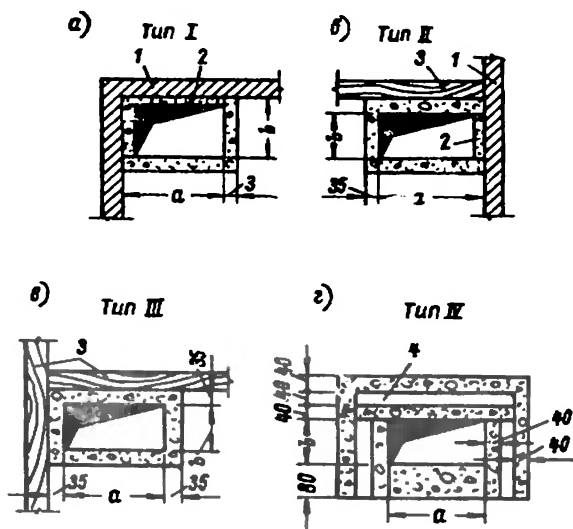


Рис. 7. Шлакогипсовые короба

а, б, в — одинарные; г — с двойными стенками; 1 — кирпичная стена или железобетонное перекрытие; 2 — затирка; 3 — сгораемые перегородки или перекрытия; 4 — воздушная прослойка

размещать в конструкциях внутренних перегородок и стен, а при недостаточной их толщине — в виде

приставных шлакогипсовых или шлакобетонных коробов. Не разрешается вентиляционные каналы размещать в наружных стенах.

При наличии в квартирах газовых приборов, работающих с отводом продуктов сгорания, вентиляционные каналы, выложенные в стенах из красного кирпича, могут чередоваться с дымовыми (рис. 8).

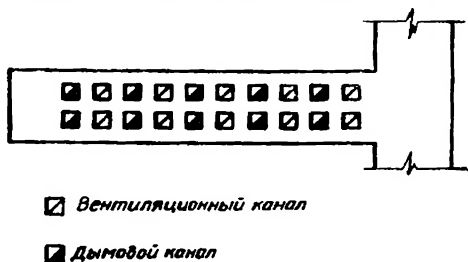


Рис. 8. Размещение вентиляционных и дымовых каналов в стенах жилых зданий

Это может лишь благотворно отразиться на работе тех и других каналов. Прогрев соседними дымовыми каналами улучшит тягу в вентиляционных каналах. Дымовые каналы выше чердачного перекрытия будут меньше охлаждаться в перерывах между действием газовых приборов и тем самым уменьшится опасность выпадения на их внутренних стенках конденсата водяных паров (подробно о дымовых каналах см. § 24, 34).

Вытяжные сборные короба на чердаке для удаления воздуха из кухонь, санузлов, домовых прачечных изготовляют из шлакобетонных плит, а для удаления воздуха из жилых комнат, классов — из шлакоалебастровых плит. Те и другие короба выполняют с двойными стенками.

Каналы вытяжной естественной вентиляции рекомендуется выполнять отдельными от мест входа в него воздуха до его выхода в атмосферу. В многоэтажных домах допускается объединять каналы двух квартир, расположенных через этаж одна от другой, кроме квартир верхних этажей (см. § 24).

При объединении вытяжных каналов на чердаке сборным коробом на шахте рекомендуется установ-

ливать дефлектор. Вентиляцию квартир, в которых установлены бытовые газовые приборы, см. § 24.

Вывод сверх кровли вентиляционных каналов, расположенных рядом с дымовыми, следует делать на одном уровне.

§ 13. Дренажные устройства

При перемещении воздуха повышенной влажности воздуховоды следует прокладывать с уклоном $i=0,01 \div 0,015$ по направлению движения среды к дренажному устройству для стока и отвода конденсата.

Воздуховоды в этом случае следует размещать так, чтобы в нижней их части не было продольных швов. Поперечные швы уплотняют пропайкой. Дренажное устройство оборудуют в нижней точке воздуховода. Оно состоит из трубки диаметром 25 или 32 мм, имеющей форму сифона (рис. 9).

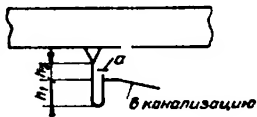


Рис. 9. Дренажное устройство на воздуховоде

Перед пуском системы вентиляции нижнее колено сифона наполняют через отверстие d водой. Благодаря этому сифон выполняет роль водяного затвора. Высоту нижнего колена сифона h_1 принимают на 100 мм больше рабочего давления (или разрежения) H мм вод. ст. в воздуховоде. Размер h_2 принимают равным рабочему давлению (или разрежению).

§ 14. Оборудование и конструктивные элементы

Дефлекторы применяют круглые металлические заводского изготовления двух типов: ЦАГИ и цилиндрические (рис. 10, а и б). Размеры дефлекторов приведены в табл. 18 и 19.

Производительность дефлекторов, устанавливаемых на бесчердачном перекрытии без воздуховодов принимают в зависимости от скорости ветра по табл. 20 и 21.

Вентиляционные шахты используют как для удаления воздуха при естественной или механической вентиляции, так и для забора наружного воздуха приточной системы с механическим побуждением.

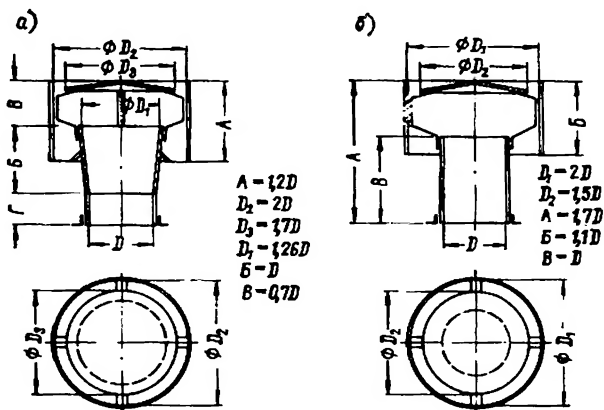


Рис. 10. Дефлекторы
а — типа ЦАГИ; б — цилиндрический

Таблица 18

Дефлекторы круглые типа ЦАГИ

№ дефлектора	Диаметр па- трубка D_1 , мм	Сечение па- трубка в мм ²	Размеры в мм							Размер угол- ков для флан- ца в мм	Вес в кг
			D_1	D_2	D_3	A	Б	В	Г		
1	100	0,0078	126	200	170	120	100	70	50	30×30×4	2,8
2	200	0,0314	252	400	340	240	200	140	100	30×30×4	6
3	300	0,0707	378	600	510	360	300	210	150	30×30×4	11,5
4	400	0,126	504	800	670	480	400	280	150	30×30×4	25
5	500	0,186	630	1000	850	680	500	350	200	30×30×4	35,5
6	600	0,283	756	1200	1020	720	600	420	200	50×50×5	52,1
7	700	0,385	882	1400	1190	840	700	490	200	50×50×5	65,6
8	800	0,502	1008	1600	1360	960	800	560	250	50×50×50	81,3
9	900	0,636	1134	1800	1530	1080	900	630	250	50×50×50	98
10	1000	0,785	1260	2000	1700	1200	1000	700	250	50×50×5	114,6

И в том и в другом случае шахты выводят выше кровли на высоту, указанную в § 11.

Шахты можно изготовлять из разных материалов. Распространенными являются деревянные шахты прямоугольного сечения, обитые изнутри кровельным железом по войлоку и оштукатуренные снаружи. Устанавливают их в чердачном помещении (рис. 11).

Металлические шахты сооружают круглого или

Цилиндрические дефлекторы

№ дефлектора	Диаметр па- трубки D , мм	Сечение па- трубки в m^2	Размеры в мм					Размер угол- ков для фланца в мм	Лопки под копак в мм	Вес в кг
			D_1	D_2	A	B	B			
1	100	0,0078	200	150	210	110	135	30×30×4	20×5	2,7
2	200	0,0314	400	300	420	220	270	30×30×4	20×5	5,9
3	300	0,0707	600	450	630	330	405	30×30×4	30×5	10
4	400	0,126	800	600	740	480	440	30×30×4	30×6	32
5	500	0,196	1000	750	890	580	520	30×30×4	30×6	43
6	600	0,283	1200	900	1050	700	595	50×50×5	30×6	66
7	700	0,385	1400	1050	1200	800	675	50×50×5	30×6	82
8	800	0,502	1600	1200	1335	900	755	50×50×5	30×6	121
9	900	0,636	1800	1350	1485	1000	830	50×50×5	30×6	142
10	1000	0,785	2000	1500	1645	1100	910	50×50×5	30×6	164

Таблица 20

Производительность дефлекторов ЦАГИ под действием
ветра при установке без воздуховода в $m^3/ч$

№ дефлек- тора	Скорость ветра в м/сек				
	2	2,5	3	3,5	4
3	240	300	360	420	480
4	380	475	570	660	760
5	670	850	1000	1180	1350
6	980	1230	1470	1720	1960
7	1330	1670	2000	2300	2670
8	1740	2170	2600	3050	3470
9	2210	2760	3320	3860	4420
10	2700	3370	4040	4720	5400

Таблица 21

Производительность цилиндрических дефлекторов под действием
ветра при установке воздуховода в $m^3/ч$

№ дефлек- тора	Скорость ветра в м/сек								
	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	5	6
1	10	16	21	26	31	37	42	53	68
2	47	68	95	115	142	168	189	236	284
3	105	168	210	262	315	368	420	525	630
4	180	284	378	475	565	660	755	945	1130
5	294	440	590	735	880	1030	1210	1480	1780
6	424	635	850	1060	1265	1485	1740	2130	2560
7	575	880	1150	1440	1720	2020	2370	2900	3480
8	745	1120	1490	1870	2240	2630	3080	3770	4520
9	745	1420	1880	2360	2830	3330	3900	4750	5720
10	1180	1750	2310	2900	3480	4100	4800	5850	7050

квадратного сечения из листовой стали. Толщину стали выбирают в зависимости от высоты и диаметра шахты или от ее сечения. Их применяют при необходимости установить шахту снаружи здания. Шахту к стене здания крепят хомутами. Вытяжные металлические шахты покрывают теплоизоляцией из шлаковаты с последующей обмоткой мешковиной и покраской.

Применяют шахты и других конструкций.

Толщину тепловой изоляции шахт определяют расчетом (см. § 19).

Отключающие и регулирующие устройства. Для частичного или полного перекрытия вытяжных или приточных вентиляционных шахт используют откидные клапаны (рис. 12,а). Откидные клапаны изготовляют по типовым деталям серии ОВ-3-904-1. Для

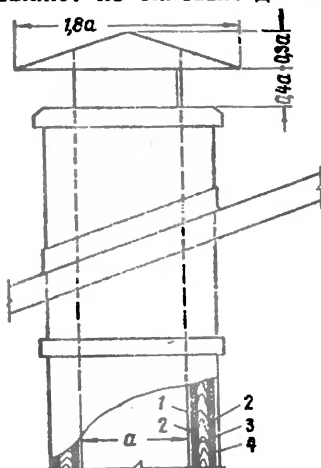


Рис. 11. Деревянная утепленная шахта

1 — кровельное железо; 2 — войлок;
3 — доска 45 мм; 4 — штукатурка 15 мм

частичного или полного перекрытия воздуховодов применяют дроссель-клапаны прямоугольного или круглого сечения (рис. 12,б) и шиберы (рис. 12,в). Шиберами, как правило, снабжают выпускные отверстия центробежных вентиляторов. При сравнительно больших скоростях движения воздуха и в воздуховодах больших сечений применяют поворотные многостворчатые клапаны обтекаемой формы (рис. 12,г). Для регулирования сечений отверстий на приточных и вытяжных коробах устанавливают движки (рис. 12,д).

Вентиляционные решетки. Все вентиляционные

отверстия, как приточные, так и вытяжные, должны оборудоваться решетками. Деревянные и металлические решетки с неподвижными жалюзи представлены на рис. 13, а их размеры приведены в табл. 22, 23, 24.

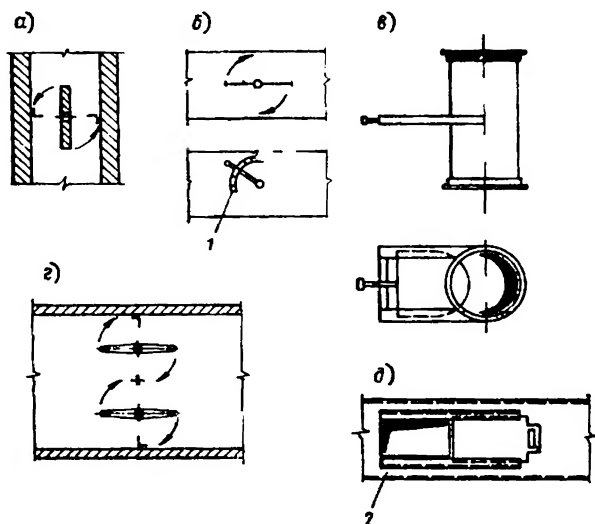


Рис. 12. Отключающие устройства на воздуховодах
 а — д — различные конструкции отключающих устройств; 1 —
 сегмент для закрепления клапана в нужном положении; 2 —
 воздуховод с боковыми отверстиями

Таблица 22

Характеристика и размеры металлических жалюзийных решеток

Тип решетки	Пропускная способность решетки в м ³ /ч в зависимости от скорости воздуха в м/сек в живом сечении решетки							Живое сечение в м ²	Вес решетки в кг
	2	3	4	5	6	7	8		
ЖМ-1	915	1 370	1 830	2 285	2 740	3 200	3 660	0,127	11,6
ЖМ-2	1 930	2 900	3 860	4 830	5 800	6 760	7 720	0,267	19,8
ЖМ-3	2 950	4 430	5 900	7 380	8 860	10 330	11 800	0,41	28,8
ЖМ-4	3 960	5 940	7 920	9 900	11 840	13 860	15 840	0,55	34,2
ЖМ-5	6 050	9 070	12 100	15 120	18 140	21 170	24 200	0,84	48,8
ЖМ-6	8 140	12 100	16 280	20 340	24 400	28 480	32 560	1,13	62,6
ЖМ-7	9 130	13 700	18 260	22 830	27 400	31 950	36 520	1,27	69,8
ЖМ-8	12 250	18 400	24 500	30 650	36 800	42 900	49 000	1,7	89,8
Сопротивление в кг/м ²	0,5	1,1	2	3	4,4	6	8	—	—

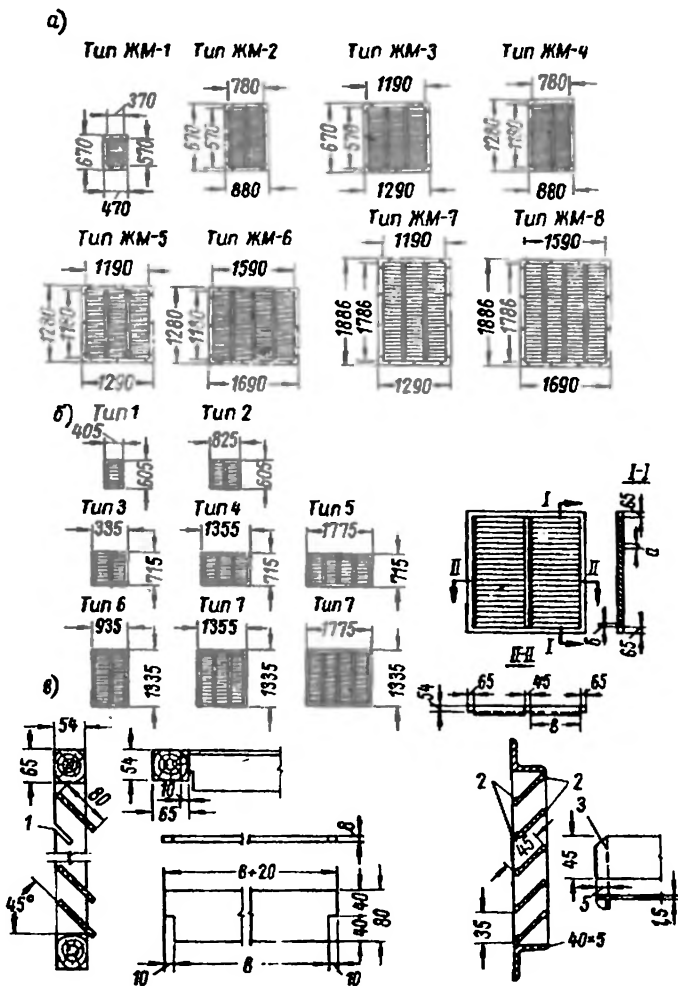


Рис. 13. Жалюзийные решетки

а — металлические; б — деревянные; в — детали: 1 — паз; 2 — сварка; 3 — линия сгиба

Таблица 23

**Размеры живых сечений деревянных жалюзийных решеток
и проемов в стенах**

Тип решетки	Живое сечение в м²	а	б	в	Количество перьев	Размеры проемов в мм	
		мм				ширина	высота
1	0,069	68	13	275	7	430	630
2	0,175	68	13	325	14	850	630
3	0,256	65	11	380	18	960	740
4	0,378	65	11	378	27	1380	740
5	0,51	65	11	378	36	1800	740
6	0,56	71	15	380	34	960	1360
7	0,79	71	15	378	51	1380	1360
8	1,11	71	15	378	68	1800	1360

Таблица 24

Характеристика деревянных жалюзийных решеток

Тип решетки	Пропускная способность решетки в м ³ /ч в зависимости от скорости воздуха в м/сек в живом сечении решетки					
	2	3	4	5	6	7
1	495	745	990	1 250	1 490	1 750
2	1260	1 890	2 520	3 150	1 780	4 400
3	1830	2 760	3 660	4 600	5 500	6 400
4	2720	4 080	5 440	6 800	8 150	9 500
5	3680	5 500	7 360	9 200	11 000	12 800
6	4050	6 050	8 100	10 200	12 100	14 000
7	5700	8 500	11 400	14 200	17 100	19 900
8	8000	12 000	16 000	20 000	24 000	28 000
Сопротивление кг/м ²	0,5	1,1	2	3	4,4	6

В жилых домах применяют также нерегулируемые металлические решетки фигурного оформления размером 150×200 мм.

§ 15. Вентиляторы

Применяемые вентиляторы по принципу работы делятся на центробежные и осевые.

В зависимости от разности полных давлений, разрежения на стороне всасывания и напора на стороне нагнетания, создаваемых вентиляторами при

перемещении воздуха, центробежные вентиляторы делятся на следующие группы:

а) низкого давления с разностью полных давлений до 100 кг/м^2 ;

б) среднего давления с разностью полных давлений свыше 100 до 300 кг/м^2 ;

в) высокого давления с разностью полных давлений свыше 300 до 1200 кг/м^2 .

Осевые вентиляторы выпускают только низкого давления серии 06-320 МЦ до 34 кг/м^2 и типа У-12 до 70 кг/м^2 . По положению кожуха на станине центробежные вентиляторы изготавливают с кожухами, имеющими направление выхода воздуха, указанное на рис. 14.

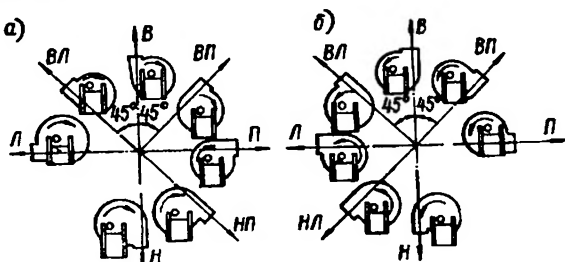


Рис. 14. Положения кожухов вентиляторов

а — правых; б — левых

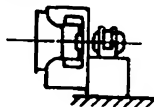
Принятые в вентиляционной технике установленные нормы и наиболее часто встречающиеся схемы исполнения центробежных и осевых вентиляторов представлены на рис. 15. (Полную таблицу схем исполнения см. СНиП I-Г.5-62 п. 9.7.) Центробежные вентиляторы, изготовленные с непосредственным соединением с электродвигателем (схемы исполнения 1, 2 и 8), называются электровентиляторами в отличие от вентиляторов, соединенных с электродвигателями клиноременной передачей (схемы исполнения 5, 6).

В зависимости от состава перемещаемой среды вентиляторы изготавливают:

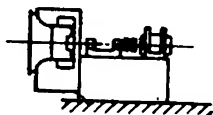
а) обычного исполнения — для перемещения неагрессивных сред с температурой не выше 150°C , не содержащих липких веществ;

б) антикоррозионного исполнения — для перемещения агрессивных сред (вентиляторы из нержавеющей стали);

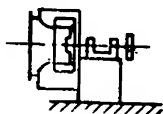
а)



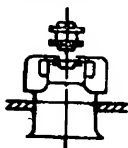
Исполнение 1



Исполнение 3



Исполнение 6

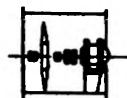


Исполнение 8

б)



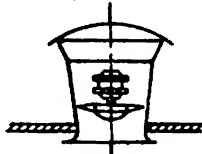
Исполнение 1



Исполнение 2



Исполнение 5



Исполнение 6

Рис. 15. Схемы исполнения вентиляторов

а — центробежных; б — осевых

в) взрывобезопасного исполнения — для перемещения взрывоопасных смесей (алюминиевые и вентиляторы с латунным рабочим колесом);

г) с электродвигателями во взрывобезопасном и взрывозащищенном исполнении — для установки во взрывоопасных помещениях (см. табл. 28).

При установке вентилятора по схеме 6 привод от электродвигателя к вентилятору осуществляется клиноременной передачей. Клиноременную передачу необходимо заключить в защитный кожух. Электродвигатели должны быть прочно укреплены на осно-

ванин, а корпуса их заземлены. Пусковые устройства для электродвигателей устанавливаются вблизи от вентиляционных агрегатов в удобном для управления месте.

Вентиляционные агрегаты разрешается размещать в помещениях или снаружи здания. Снаружи здания их можно устанавливать на фундаментах, расположенных на уровне земли, на стенах и на кровле зданий при обязательном обеспечении удобства обслуживания и удобства защиты оборудования от конденсации водяных паров на внутренних стенках и от атмосферных осадков. Особое внимание следует уделять защите электродвигателей от атмосферных осадков. Электродвигатели, устанавливаемые снаружи здания, должны быть в закрытом исполнении. Для обслуживания вентиляторов, установленных на высоте более 2 м от уровня земли или пола, нужно оборудовать металлические стремянки или площадки.

Если открытое всасывающее отверстие вентилятора, например в наружных стенах, не присоединено к воздухопроводу или диффузору, оно должно быть защищено металлической сеткой.

У осевых вентиляторов, устанавливаемых в отверстиях наружных стен или в окнах, должны иметься клапаны, легко управляемые из помещения.

При установке вентиляторов непосредственно в вентилируемом помещении необходимо принимать меры по снижению создаваемого ими шума (см. § 18).

Проходы между фундаментами или корпусами электродвигателей вентиляторов, а также между электродвигателями и частями здания или оборудования должны быть не менее 1 м в свету. Допускаются местные сужения прохода до 0,6 м. Расстояние между корпусом электродвигателя и стеной здания при несгораемых конструкциях должно быть не менее 0,3 м и при сгораемых конструкциях 1,5 м.

Если в вентилируемое помещение необходимо подавать подогретый воздух, вентиляторы и калориферы устанавливают в вентиляционных камерах. Примерное решение приточной вентиляционной камеры с калориферами представлено на рис. 16. Наружный воздух забирается центробежным вентилятором 1 через воздухозаборное отверстие, снабженное решет-

кой с подвижными жалюзи 8. В зимнее время воздух подогревается до требуемой температуры, проходя через калориферы 2, установленные на подставке 4. Для летнего времени калориферы снабжены обвод-

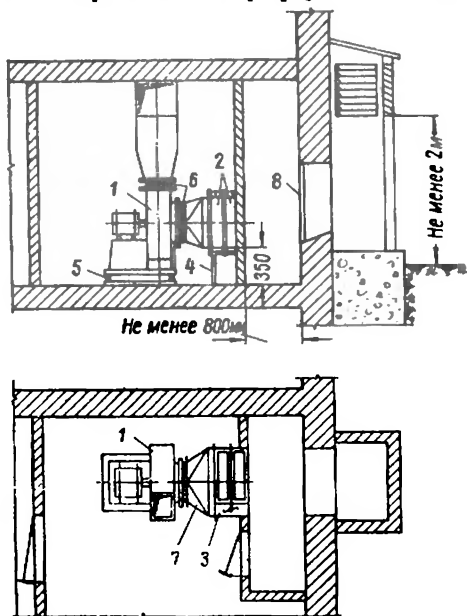


Рис. 16. Приточная вентиляционная камера

ным клапаном 3, позволяющим забирать вентилятором наружный воздух минуя калориферы. Калориферы соединяются с вентилятором диффузором 7. К металлическим воздуховодам вентиляторы присоединены виброизолирующими вставками 6 из прорезиненной ткани. Вентиляционный агрегат устанавливают на виброизолирующее основание 5. На рис. 17 дано принципиальное решение простейшей вытяжной вентиляционной камеры с осевым вентилятором. Клапан позволяет использовать вытяжную шахту в качестве естественной вытяжки в перерывах между работой вентилятора или при его вынужденной остановке.

Кроме вентиляторов обычного изготовления в

настоящее время налажено также серийное производство крышных вентиляторов, стальных центробежных серий КЦЗ-90 и КЦ4-84 (см. рис. 34) и осевых серии ЦЗ-04 с латунным рабочим колесом в стальном кожухе, что исключает возможность искрообразования (см. рис. 41). Крышные вентиляторы устанавливают непосредственно на бесчердачных перекрытиях. Они предназначены для систем вытяжной бесканальной вентиляции производственных помещений.

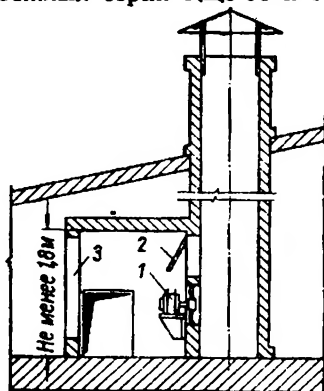


Рис. 17. Вытяжная вентиляционная камера

1 — осевой вентилятор; 2 — камера; 3 — люк

Для вытяжной вентиляции газифицированных кухонь жилых квартир, буфетов, учебных, административных и других учреждений и жилых помещений рекомендуется применять вытяжные осевые вентиляторы малой производительности (170—300 м³/ч) серии В0-45 и В0-47 (см. рис. 39 и 40). Вентиляторы серии В0-45 и В0-47 запрещается применять во взрывоопасных помещениях, а также в помещениях, в которых установлены газовые аппараты, работающие с отводом продуктов сгорания и отопительные печи.

§ 16. Подбор вентиляционного агрегата

Основные характеристики вентиляторов — требуемое давление, производительность, число оборотов в минуту, мощность электродвигателя и его тип — определяют при расчетах систем вентиляции (см. § 22). При этом производительность вентилятора принимают с учетом потерь или подсосов воздуха в воздуховодах. Для стальных, винипластовых и асбестоцементных воздуховодов длиной до 50 м расчетную производительность вентилятора берут с коэффициентом $K=1,1$, в остальных случаях $K=1,15$. Полное давление, развиваемое вентилятором, H (кг/м²) определяют суммированием сопротивлений воздухово-

дов системы вентиляции на стороне всасывания и на стороне нагнетания.

Необходимую мощность электродвигателя определяют по формуле

$$N_c = \frac{Q_r H_c}{3600 \cdot 102 \eta_v \eta_{пр}} \text{ кВт.} \quad (20)$$

Установочную мощность электродвигателя определяют по формуле

$$N_y = K N_c \text{ кВт,} \quad (21)$$

где Q_c — производительность вентилятора в $\text{м}^3/\text{ч}$;
 H_c — полное давление, развиваемое вентилятором, в $\text{кг}/\text{м}^2$;

η_v — к. п. д. вентилятора;

$\eta_{пр}$ — к. п. д. привода, принимаемый: для электровентиляторов $\eta=1$, для муфтового соединения $\eta=0,98$, для клиноременной передачи $\eta=0,95$;

K — коэффициент запаса мощности электродвигателя, принимаемый по табл. 25.

При изменении числа оборотов вентилятора n изменение производительности вентилятора Q , давления H и требуемой мощности N происходит в следующей зависимости:

$$Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1}, \quad H_2 = H_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2; \quad N_2 = N_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3.$$

При заказе вентилятора в спецификации должны быть указаны направление вращения рабочего колеса и положение кожуха на станине, схема исполнения, производительность вентилятора и полное давление, тип электродвигателя и, если требуется, комплектация виброизоляторами.

Вентиляторы подбирают по их индивидуальным характеристикам. Индивидуальные характеристики центробежных вентиляторов

Таблица 25
Коэффициент запаса мощности электродвигателей

Мощность на валу электродвигателя	Коэффициент запаса K	
	при центробежном вентиляторе	при осевом вентиляторе
До 0,5	1,5	1,2
От 0,5 до 1	1,3	1,15
» 1,01 » 2	1,2	1,1
» 2,01 и выше	1,1	1,05

низкого и среднего давления и осевых вентиляторов, выпускаемых отечественной промышленностью, а также их строительные размеры приведены на рис. 18 — 41. На оси ординат индивидуальных характеристик отложены полное давление, развиваемое вентилятором, в кг/м^2 , а на оси абсцисс — производительность вентилятора в $\text{м}^3/\text{ч}$. На характеристике нанесены кривые постоянных чисел оборотов в минуту n и к. п. д. вентилятора η (см. табл. 29—46).

Тип и форму исполнения электродвигателя для вентилятора выбирают в зависимости от условий его установки по техническим характеристикам электродвигателей, приведенным в табл. 26 и 27.

Требуемым условиям обычно соответствует несколько разных вентиляторов. Устанавливают вентилятор, имеющий наибольший к. п. д. и, следовательно, требующий согласно формуле (20) электродвигатель наименьшей мощности, т. е. наиболее выгодный с технико-экономической точки зрения.

Пример пользования характеристикой. Требуется переместить $4000 \text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха. Полное требуемое давление 32 кг/м^2 . По характеристике вентиляторов Ц4-70 находим, что требуемые параметры могут быть обеспечены вентилятором № 5. Действительно, если на его характеристике найдем пересечение вертикальной прямой, соответствующей производительности $4000 \text{ м}^3/\text{ч}$, и горизонтальной прямой, соответствующей давлению 32 кг/м^2 , то точка пересечения окажется близкой к кривой скорости вращения 930 об/мин , при которой окружная скорость будет 25 м/сек , что допустимо. К. п. д. вентилятора будет равным 0,8. Требуемая мощность электродвигателя, вычисленная по формуле (20), будет:

$$N = \frac{4000 \cdot 32}{3600 \cdot 102 \cdot 0,8} = 0,45 \text{ кВт.}$$

Установочную мощность определяем по формуле (21):

$$N_y = 0,45 \cdot K = 0,45 \cdot 1,5 = 0,68 \text{ кВт.}$$

По характеристикам электродвигателей, приведенным в табл. 26, принимаем к установке ближайший по мощности и по числу оборотов электродвигатель типа АО 41-6 ($N=1 \text{ кВт}$, $n=930 \text{ об/мин}$).

Электродвигатели односкоростные единой серии А, АЛ, АО и АОЛ

Мощность в квт	Число оборо- тов в минуту	Тип электродвигателя	Вес в кг
0,6	1410	А и АЛ 31-4	17
0,6	1410	АО и АОЛ 31-4	21
0,6	2960	АО и АОЛ 31-2	21
1	930	А и АЛ 41-6	34
1	930	АО и АОЛ 41-6	37
1	1410	А и АЛ 32-4	24
1	1410	АО и АОЛ 32-4	27
1	2850	А и АЛ 31-2	17
1	2890	АО и АОЛ 32-2	27
1,7	430	А и АЛ 42-6	42
1,7	430	АО и АОЛ 42-6	45
1,7	1620	А и АЛ 41-4	34
1,7	1620	АО и АОЛ 41-4	37
1,7	2850	А и АЛ 32-2	24
1,7	2850	АО и АОЛ 41-2	37
2,8	450	А и АЛ 51-6	70
2,8	450	АО и АОЛ 51-6	80
2,8	1620	А и АЛ 42-4	42
2,8	1620	АО и АОЛ 42-4	45
2,8	2870	А и АЛ 41-2	34
2,8	2880	АО и АОЛ 42-2	45
4,5	730	А 61-8	125
4,5	735	АО 62-8	165
4,5	950	А и АЛ 52-6	91
4,5	950	АО и АОЛ 52-6	100
4,5	1440	А и АЛ 51-4	70
4,5	1440	АО и АОЛ 51-4	80
4,5	2870	А и АЛ 42-2	42
4,5	2900	АО и АОЛ 51-2	80
7	730	А 62-8	140
7	735	АО 63-8	180
7	970	А 61-6	125
7	980	АО 62-6	165
7	1440	А и АЛ 52-4	91
7	1440	А и АОЛ 52-4	100
7	2890	А и АЛ 51-2	70
7	2900	АО и АОЛ 52-2	100
10	730	А 71-8	205
10	735	АО 72-8	280
10	970	А 62-6	140
10	980	АО 63-6	180
10	1450	А 61-4	125
10	1460	АО 62-4	165
10	2890	А и АЛ 52-2	91
10	2930	АО 62-2	170
14	730	А 72-8	230

Мощность в кВт	Число оборо- тов в минуту	Тип электродвигателя	Вес в кг
14	735	АО 73-8	310
14	970	А 71-6	205
14	980	АО 72-6	280
14	1450	А 62-4	140

Таблица 27

Электродвигатели взрывобезопасных типов

Мощность в кВт	Число оборо- тов в минуту	Тип электродвигателя	Вес в кг
0,52	1420	ТАГ 12/4	30
1	1440	ТАГ 21/4	45
1,6	1440	ТАГ 22/4	60
2	970	ТАГ 31/6	87
2,7	720	МА 142-1/8	138
2,75	970	ТАГ 32/6	108
3,8	960	МА 142-1/6	138
4	720	МА 142-2/8	158
5,5	965	МА 142-2/6	150
5,5	1445	МА 142-1/4	138
5,8	725	МА ² 143-1/8	213
6,3	1460	ТАГ 41/4	158
8	1460	МА 142-2/4	158
8	730	МА 143-2/8	248
8	970	МА 143-1/6	213
11	730	МА 144-1/8	310
11	980	МА 143-2/6	248
11,4	1460	МА 143-1/4	213
4	725	КО 11-8	180
6	725	КО 12-8	210
8	725	КО 21-8	250
6	970	КО 11-6	180
8	970	КО 12-6	210
11	975	КО 21-6	250
8	1470	КО 11-4	180
11	1470	КО 12-4	210
8	2945	КО 11-2	185
11	2945	КО 12-2	215

При монтаже вентиляционного оборудования строительные размеры вентиляторов и размеры основания станни уточняют в натуре по полученному оборудованию, так как у одних и тех же типов вентиляторов, изготовленных различными заводами и имеющих одинаковые аэродинамические характеристики, имеются незначительные различия в строительных размерах.

**Выбор электродвигателей в зависимости от состояния
воздушной среды помещений**

Характеристика помещений	Форма исполнения электро- двигателей	Тип электро- двигателя, рекомендуе- мого к уста- новке
Сухие отапливаемые и не- отапливаемые Сырые Особенно сырые	Защищенные Защищенные от капель с противосырной изоляцией Закрытые с внешним обду- вом	А, АЛ, АК АО АО, АОЛ, ТАГ, МА 140 А, АЛ
Пыльные с легкоудаляемой и неэлектропроводящей пылью Пыльные с тяжелоудаляе- мой и неэлектропроводящей пылью Пыльные с пылью, прово- дящей электрический ток С едкими парами или газа- ми	Защищенные Закрытые -	 АО, АОЛ, МА 140 МА 140, ТАГ АО, МА 140
Пожароопасные Взрывоопасные	Закрытые и в исключитель- ных случаях защищенные с противосырной изоляцией Закрытые Взрывобезопасные	АО, МА 140 МА 140, ТАГ, КО АО, АОЛ МА 140 А, АЛ
Вне зданий на открытом воздухе Вне зданий под крышей	Закрытые Защищенные	 А, АЛ

Таблица 29

**Строительные размеры центробежных вентиляторов Ц4-70
(к рис. 18)**

№ венти- лятора	Размеры в мм												
	H	b	b ₁	b ₂	b ₃	b ₄	b ₅	C	C ₁	C ₂	C ₃	C ₄	l
2,5	250	232	190	251	200	140	284	163,5	124	475	15	260	502
3	260	276	220	301	238	160	284	195	144	512	15	260	540
4	405	365	300	400	315	215	400	260	200	650	15	370	680
5	453	454	360	502	392	250	420	327	233	790	15	390	820
6	568	542	430	602	468	275	480	392	258	970	15	450	1000
7	605	632	485	716	531	350	576	454	330	1155	20	520	1215
8	780	720	560	820	620	366	650	525	347	1230	45	610	1295

Примечание. Вентиляторы Ц4-70 изготовляют правого и левого вращения, со всеми положениями кожуха, кроме положения Н.

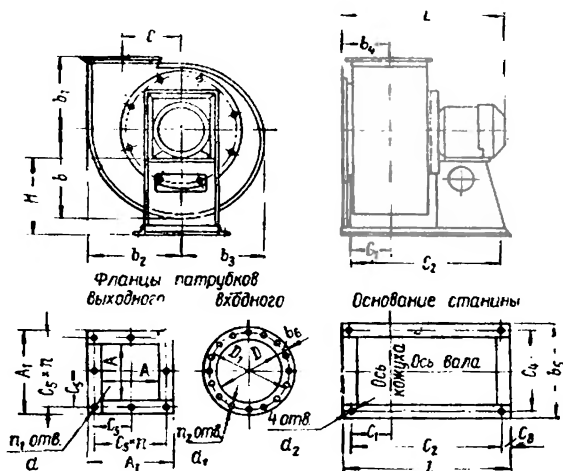


Рис. 18. Вентиляторы центробежные Ц4-70. Исполнение 1.

Таблица 30
Размеры фланцев центробежных вентиляторов Ц4-70
(к рис. 18)

№ вентилято- ра	Размеры в мм											d ₂
	фланца выходного патрубка						фланца входного патрубка					
	A	A ₁	C ₅	n	n ₁	d	D	D ₁	b ₆	n ₂	d ₁	
2,5	175	215	100	2	8	7	250	270	20	16	7	12,5
3	210	250	117,5	2	8	7	300	320	20	16	7	12,5
4	280	344	105	3	12	7	400	425	25	16	7	14,5
5	350	414	98	4	16	7	498	535	34	16	10,5	14,5
6	420	484	92	5	20	7	602	635	32	16	10,5	14,5
7	497	547	130,5	4	16	7	700	735	30	16	7	19
8	560	632	120	5	20	12,5	800	850	40	24	12,5	19

Таблица 31

Размеры вентиляционного агрегата центробежных вентиляторов Ц4-70 в зависимости от примененного электродвигателя (к рис. 18)

№ вентилятора	Тип электродвигателя	Размер L в мм	Общий вес в кг
2,5	АОЛ 12-4	440	27
	АОЛ 22-2	475	31
	АОЛ 21-4	453	28,7
3	АОЛ-21-4	491	33
	АО 2 21-2	567	46,5
	А, АО 32-2	491	33
4	АО 2-11-6	620	67
	АО 2-12-4	645	69
	А, АО 31-6	619	67
	А, АО 32-4	655	75
	АО 2-21-6	717	101
5	АО 2-31-4	745	119
	А, АО 41-6	743,5	106
	А, АО 42-4	783,5	106,5
6	АО 2-31-6	917	165
	АО 2-41-4	877	190
	АО 2-42-4	917	200
	А, АО 42-6	915	199
	А, АО 51-4	957	226
	А, АО 52,4	989	240
7	АО 2-41-6	976	159
	А, АО 51-6	964	185
8	АО 2-52-6	1057	398
	АО 62-6	1213	453
	А 61-6	1140	413

Таблица 32

Строительные размеры центробежных вентиляторов Ц4-70 (к рис. 19)

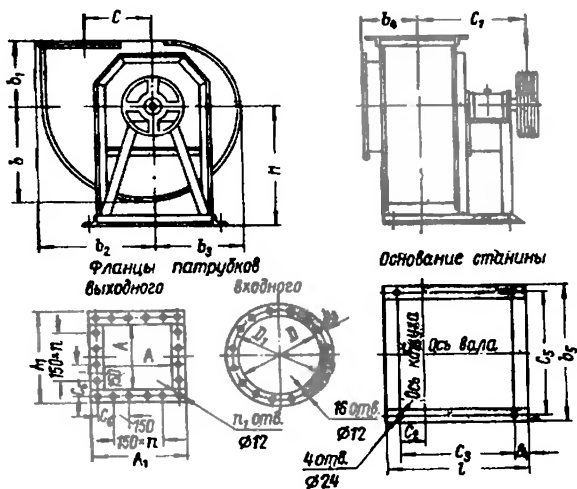
№ вентилятора	Размеры в мм														Вес вентилятора в кг		
	H	b	b ₁	b ₂	b ₃	b ₄	b ₅	C	C ₁	C ₂	C ₃	C ₄	C ₅	l	из обычной стали	из нержавеющей стали	из алюминия
8	890	718	518	833	618	$\frac{359}{363^*}$	1056	522	753	290	1000	45	1000	$\frac{1100}{1145^*}$	331	348	216
10	1100	893	643	1012	768	433	1256	650	$\frac{879}{893^*}$	316	1100	100	1200	1300	517	531	373
12	1310	1062	768	1242	918	503	1456	780	1040	353	1200	165	1400	1515	770	—	—

* Для вентиляторов в алюминиевом исполнении.

Примечание. Вентиляторы изготовляют правого и левого вращения со всеми положениями кожуха, кроме положения H.

Размеры фланцев центробежных вентиляторов Ц4-70 № 8, 10 и 12
(к рис. 19)

№ вентилятора	Размеры в мм							
	фланца выходного патрубка					фланца входного патрубка		
	A	A ₁	C ₀	Π	Π ₁	D	D ₁	b ₀
8	560	636	150	2	16	724	760	36
10	700	786	150	3	20	904	944	36
12	840	926	145	4	24	1084	1124	36

Рис. 19. Вентиляторы центробежные Ц4-70 № 8, 10 и 12.
Исполнение 6

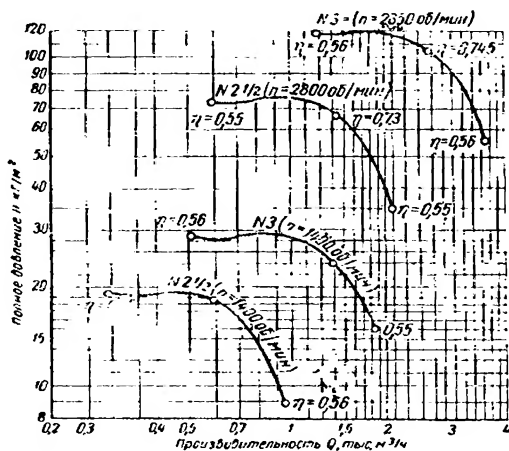


Рис. 20. Характеристики центробежных вентиляторов Ц4-70 № 2 1/2 и 3

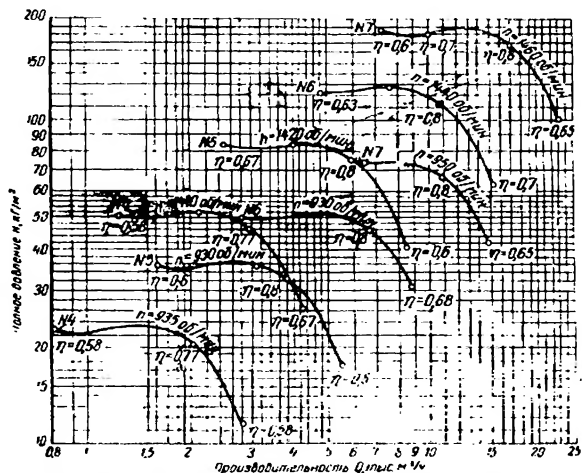


Рис. 21. Характеристики центробежных вентиляторов Ц4-70 № 4, 5, 6 и 7

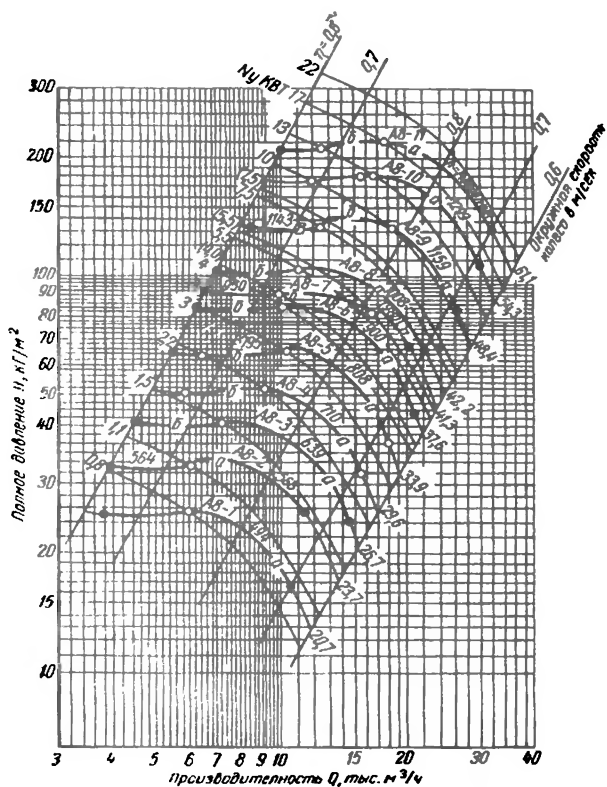


Рис. 22. Характеристика центробежного вентилятора Ц4-70 № 8

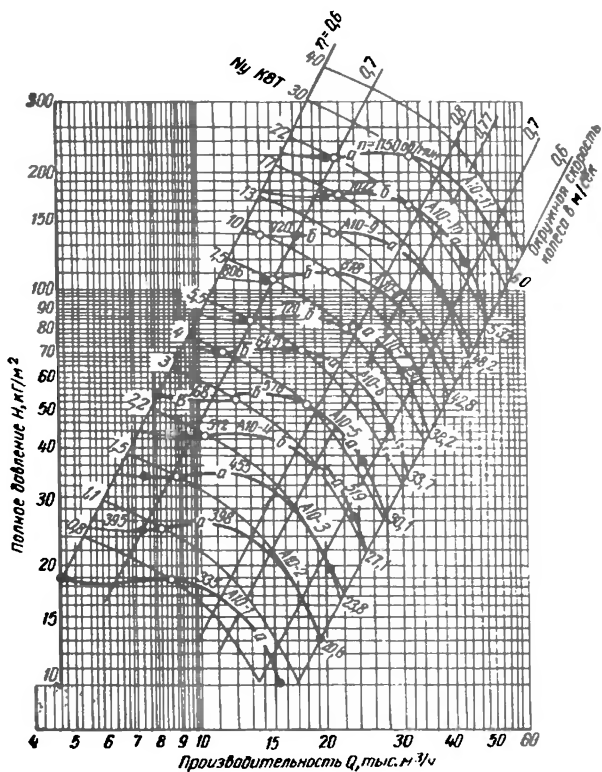


Рис. 23. Характеристика центробежного вентилятора Ц4-73 № 10

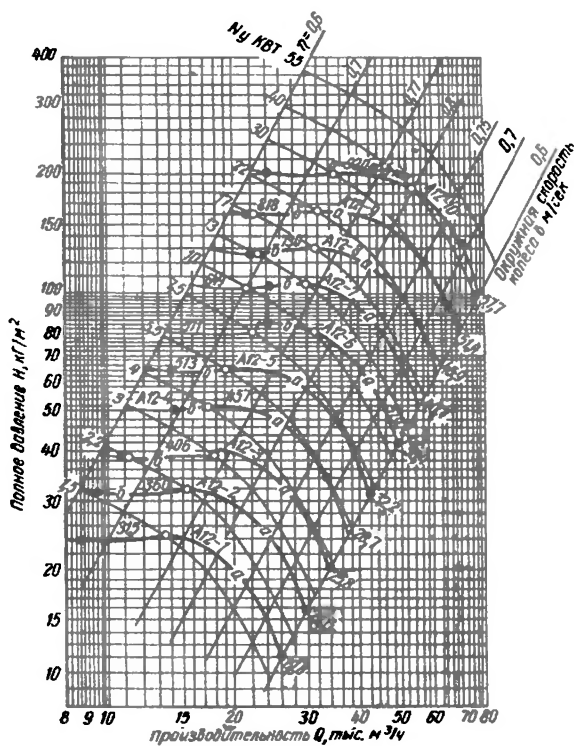


Рис. 24. Характеристика центробежного вентилятора Ц4-70 № 12

Строительные размеры центробежных вентиляторов Ц9-57 (к рис. 25)

№ вентиля- лятора	Размеры в мм					
	<i>b</i>	<i>b</i> ₁	<i>b</i> ₂	<i>b</i> ₃	<i>b</i> ₄	<i>C</i>
3	273	193	308	233	166	194
4	362	260	421	311	202	260
5	451	323	511	387	237	324
6	541	390	613	466	272	390
8	700	506	815	615	343	519,5

Примечания: 1. Вентиляторы изготовляют правого и левого вращения со всеми положениями кожуха, кроме положения Н.

2. Вентиляторы изготовляют в обыкновенном и в алюминиевом исполнении.

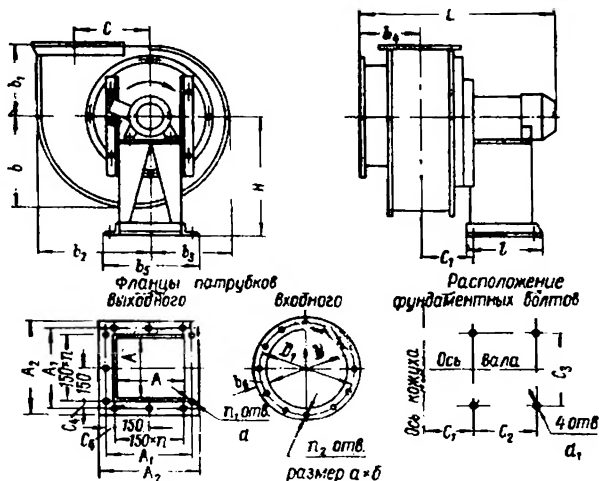


Рис. 25. Центробежные вентиляторы ЦВ-57 № 3, 4, 5, 6 и 8. Исполнение I

Таблица 35

**Размеры фланцев центробежных вентиляторов
Ц9-57 (к рис. 25)**

№ вентилятора	Размеры в мм												
	фланца выходного патрубка							фланца входного патрубка					d ₁
	A	A ₁	A ₂	C ₄	Π	Π ₁	d	D	D ₁	b ₄	Π ₂	a×b	
3	210	240	260	45	1	8	7	320	345	25	8	7×12	17
4	280	315	332	82,5	1	8	7	420	445	20	10	7×12	17
5	352	380	398	40	2	12	9	520	545	25	10	9×14	20
6	423	450	475	75	2	12	9	620	650	25	12	9×14	20
8	564	600	630	150	3	12	9	820	880	25	16	9×14	20

Таблица 36

**Размеры агрегата центробежных вентиляторов
Ц9-57 в зависимости от примененного электродвигателя
(к рис. 25)**

№ агрегата	Тип электродвигателя	Размеры в мм						Общая вес в кг				
		H	l	C ₁	C ₂	C ₃	b ₄					
3	A 32-3	325	370	171	285	330	360	52				
	АО 32-4							55				
	A 41-4	350	300	188,5	200	400	440	61				
	АО 41-4							64				
	A 51-4	360						78				
4	A 41-6	460	400	191,5	290	355	395	80				
	АО 41-6							83				
	A 42-6		440	330	330	330	330	89				
	АО 42-6							92				
	A 42-4		430	223	320	420	460	89				
	АО 42-4							92				
	A 51-4							117				
	АО 51-4							127				
5	A 51-6	540	385	252	285	460	350	154				
	АО 51-6							164				
	A 52-6											175
	АО 52-6											184

№ вентилятора	Тип электродвигателя	Размеры в мм						Общая масса в кг
		H	L	C ₁	C ₂	C ₃	b ₃	
5	A 61-4	570						213,5
	АО 62-4							253,5
	A 62-4							225,5
	АО 63-4							268,5
	АО 2-51-4							—
	АО 2-52-4							—
6	A 61-8	510	385	287,5	285	460	500	248,8
	АО 62-8							288,8
	A 61-6							248,8
	АО 62-6							248,8
	A 62-6							263,8
	АО 63-6							303,8
	АО 2-61-6							—
	АО 2-62-6							—

Таблица 37
Размеры агрегата центробежного вентилятора Ц9-57 № 8
(к рис. 25)

Тип электродвигателя	Размеры в мм		Общий вес в кг
	H	L	
A 2-61-8	740	1077	332
АО 2-62-8		1190	372
A 2-62-8		1105	354
АО 2-62-6		1190	372
A 2-62-6		1105	354
АО 72-6	776	1272	496
A 71-6		1187	421
АО 2-72-8	760	1200	443
АО 2-72-6		1200	445
A 2-72-6		1158	408
АО 2-81-6	780	1344	538
A 2-81-6		1277	491

Строительные размеры центробежных вентиляторов Ц9-57, исполнение 6 (к рис. 26)

№ вентилятора	Размеры в мм													Вес в кг
	H	b	b ₁	b ₂	b ₃	b ₄	b ₅	C	C ₁	C ₂	C ₃	C ₄	l	
3	342	273	193	308	233	166	276	194	348	131,5	215	246	265	38,6
4	437	362	260	421	311	202	396	260	384	167	280	355	330	59,9
5	550	451	323	511	387	237	444	324	464	203	332	400	382	100,4
6	700	541	390	613	466	272	520	390	494	239	400	460	450	149
8	756	700	506	816	616	343	648	519,5	830	363	250	600	516	160

Примечание. Вентиляторы изготовляют правого и левого вращения со всеми положениями кожуха.

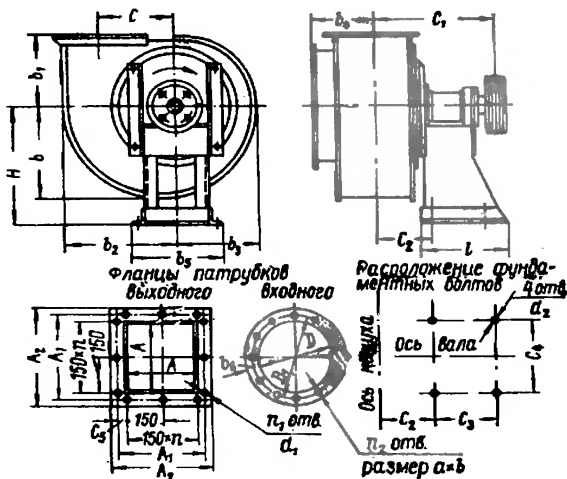
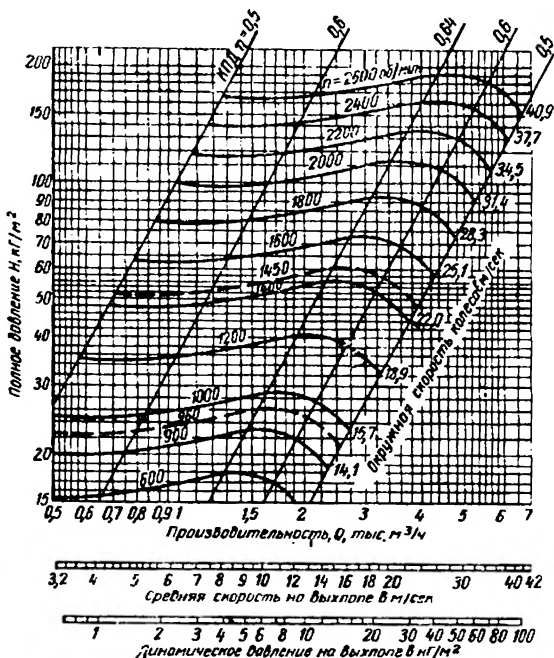


Рис. 26. Центробежные вентиляторы Ц9-57 № 3, 4, 5, 6 и 8. Исполнение 6

Размеры фланцев центробежных вентиляторов
Ц9-57 (к рис. 26)

№ вентилято- ра	Размеры в мм													
	фланца выходного патрубка							фланца входного патрубка						
	A	A ₁	A ₂	C ₀	n	n ₁	d ₁	D	D ₁	b ₀	n ₂	a×b	d ₂	
3	210	240	260	45	1	8	7	320	345	25	8	7×12	17	
4	280	315	332	82,5	1	8	7	420	445	20	10	7×12	17	
5	352	380	398	40	2	12	9	520	545	25	10	9×14	20	
6	423	450	475	75	2	12	9	620	650	25	12	9×14	20	
8	564	600	630	—	4	12	9	820	850	25	16	9×14	20	

Рис. 27. Характеристика центробежного вентилятора
Ц9-57 № 3

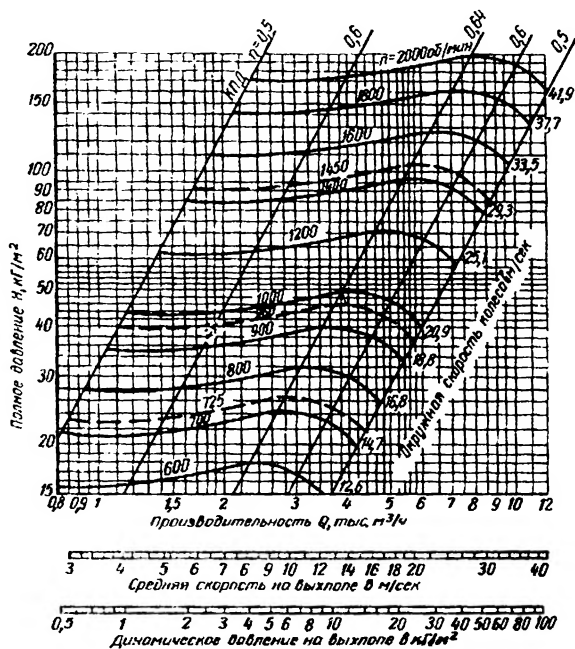


Рис. 28. Характеристика центробежного вентилятора Ц9-57 № 4

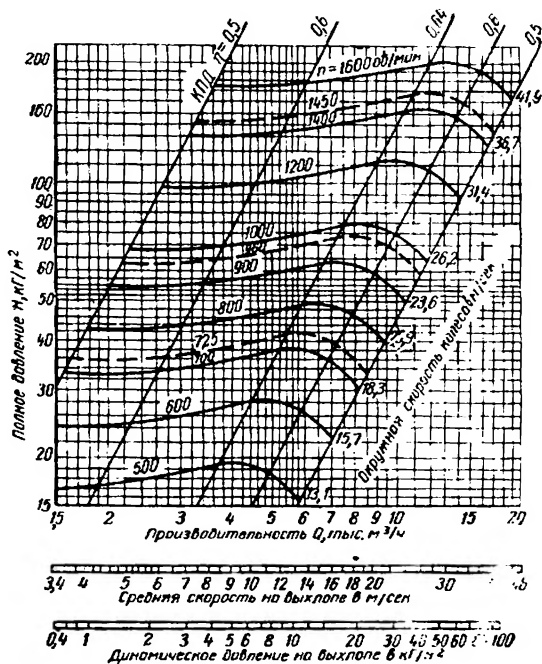


Рис. 29. Характеристика центробежного вентилятора Ц9-57 № 5

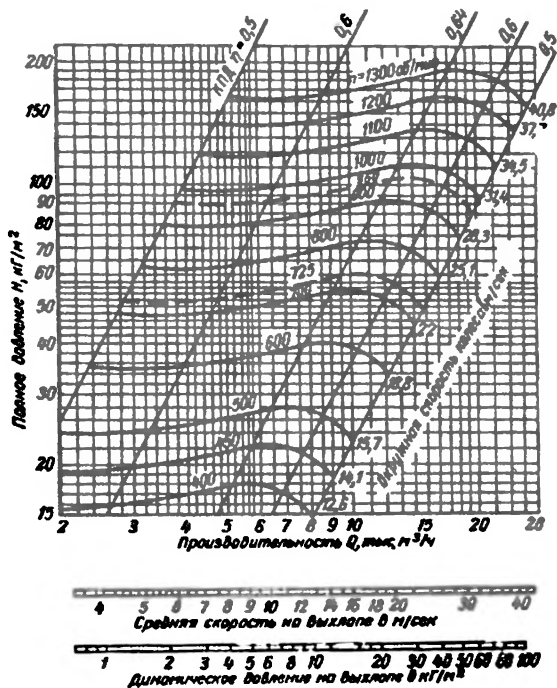


Рис. 30. Характеристика центробежного вентилятора Ц9-57 № 6

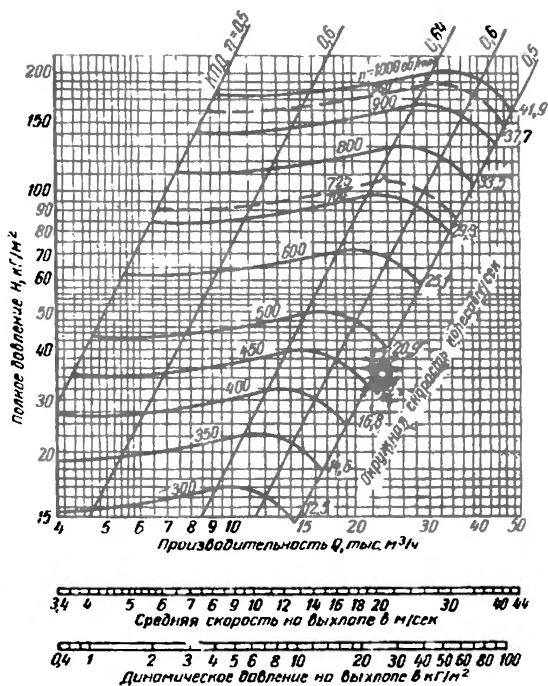


Рис. 31. Характеристика центробежного вентилятора Ц9-57 № 8

Строительные размеры центробежных вентиляторов
Ц13-50 (к рис. 32)

№ вентилятора	Размеры в мм													Вес без электродвигателя в кг
	H	b	b ₁	b ₂	b ₃	b ₄	b ₅	b ₆	C	C ₁	C ₂	C ₃	l	
2	150	191	167	215	166	102,5	320	—	130	137	135	290	188	17/11°
3	245	278	231	314	240	208	360	129	195	195	150	320	230	40/26°
4	325	366	295	414	318	265	450	118	260	230	220	410	290	67/38°
5	400	452	357	512	392	330	510	108	322	260	380	470	450	109/61°
6	520	542	423	614	470	420	630	38	389	300	400	480	480	174/110°

Примечание. Вентиляторы изготовляют правого и левого вращения со всеми положениями кожуха, из обычной стали, а также из алюминия. Вес алюминиевых вентиляторов отмечен звездочкой.

Таблица 41

Размеры фланцев центробежных вентиляторов Ц13-50
(к рис. 32)

№ вентилятора	Размеры в мм									
	фланца выходного патрубка					фланца входного патрубка				
	A	A ₁	C ₄	n	n ₁	D	D ₁	n ₂	d	d ₁
2	145	195	85	2	8	164	180	6	6,5	13
3	213	263	119	2	8	240	270	8	7	14,5
4	283	333	154	2	8	320	350	8	7	14,5
5	356	406	127	3	12	400	440	8	7	19
6	425	475	112,5	4	16	476	506	16	7	19

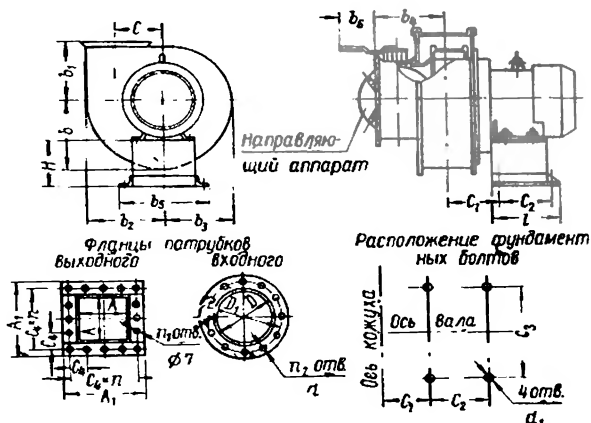


Рис. 32. Центробежные вентиляторы Ц13-50 № 2, 3, 4, 5 и 6. Исполнение 1

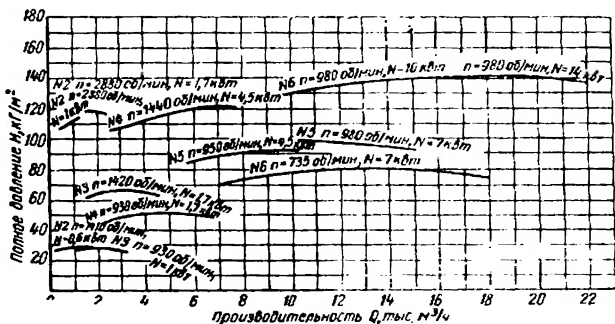
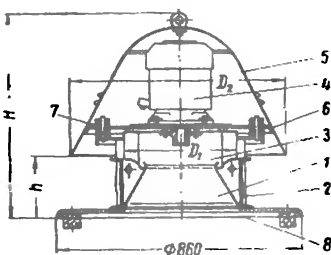


Рис. 33. Характеристики центробежных вентиляторов Ц13-50

Таблица 42
Строительные размеры крышных центробежных вентиляторов
КЦ3-50 (к рис. 34)

№ венти- лятора	Размеры в мм						Общий вес в кг
	D	D_1	D_2	H	h	n	
4	435	400	750	765	235	6	117,3
5	535	500	940	850	285	8	109,4
6	635	600	1128	970	335	8	133,5

а)



б)



Рис. 34. Вентиляторы
крышные, центробежные
КЦ3-50 № 4, 5 и 6

а—общий вид; б—план расположения отверстий под присоединительные болты
1—входной патрубок; 2—защитный цилиндр; 3—рабочее колесо; 4—электродвигатель; 5—колпак; 6—рама; 7—резиновые втулки; 8—основание

Технические характеристики крышных центробежных вентиляторов КЦЗ-50

Основные технические данные	Единица намере- ния	Показатели вентилятора		
		№ 4	№ 5	№ 6
Диаметр колеса . . .	мм	400	500	600
Скорость вращения . .	об/мин	930	930	930
Окружная скорость . .	м/сек	19,5	24,3	29,2
Максимальный стати- ческий к. п. д.	—	0,62	0,62	0,62
Производительность	м³/ч	2000— 3400	3600— 6600	6200— 11 200
Максимальное стати- ческое давление (разре- жение)	кг/м²	18	28	40
Потребляемая мощ- ность	квт	0,17	0,5	1,27
Электродвигатель:				
тип	—	АО 41-6	АО 41-6	АО 42-6
исполнение	—	ф2	ф2	ф2
мощность	квт	1	1	1,7
скорость вращения	об/мин	930	930	930
Габариты:				
диаметр	мм	860	940	1128
высота	»	765	850	970
Вес	кг	117,3	109,43	133,5

Строительные размеры осевых вентиляторов 06-320 (МЦ)

№ венти- лятора	Диаметр рабочего колеса D	Размеры в мм						
		D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	C	C ₁	b
4	400	404	440	460	500	400	180	224
5	500	505	540	560	620	500	225	279
6	600	606	640	660	740	600	270	334
7	700	707	740	760	850	700	315	380
8	800	908	850	874	980	800	360	440
10	1000	1010	1054	1078	1210	1000	450	540

Примечания: 1. Вентиляторы № 4 и 10 изготовляют
2. Вентиляторы № 5, 6, 7 и 8 изготовляют из обычной стали,
колесо из

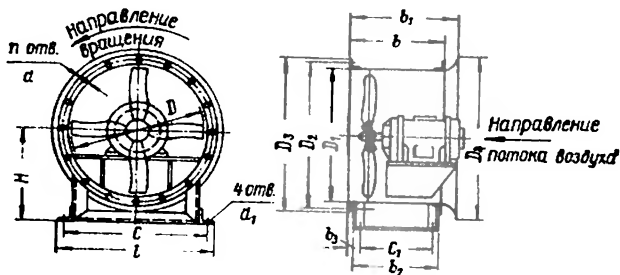


Рис. 35. Осевые вентиляторы О6-320 (МЦ) № 4, 5, 6, 7, 8 и 10

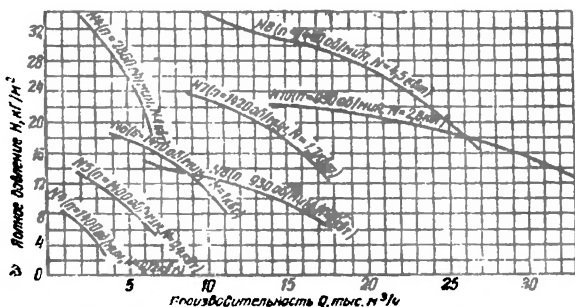


Рис. 36. Характеристики осевых вентиляторов О6-320 (МЦ)

Таблица 44

(к рис. 35)

b_1	b_2	b_3	l	H	n	d	d_1	Вес без электро- двигателя в кг
260	220	20	425	280	12	7	13	8,1
325	275	25	530	340	12	7	14,5	11,5
390	330	30	630	420	12	7	14,5	37,2
445	375	30	730	470	16	9	14,5	41,2
520	430	35	860	550	16	9	24	72,8
630	530	40	1060	670	24	9	24	138,5

только из обычной стали.

а также из разнородных металлов (обечайку из стали и рабочее латуни).

Строительные размеры осевых

№ венти- лятора	Диаметр рабочего колеса D	Разме -					
		D_1	D_2	D_3	D_4	C	C_1
4	400	404	440	460	560	350	430
5	500	505	555	574	660	480	450
6,3	630	636	684	705	830	560	530
8	800	808	864	887	1035	710	680
10	1000	1010	1066	1089	1360	900	760

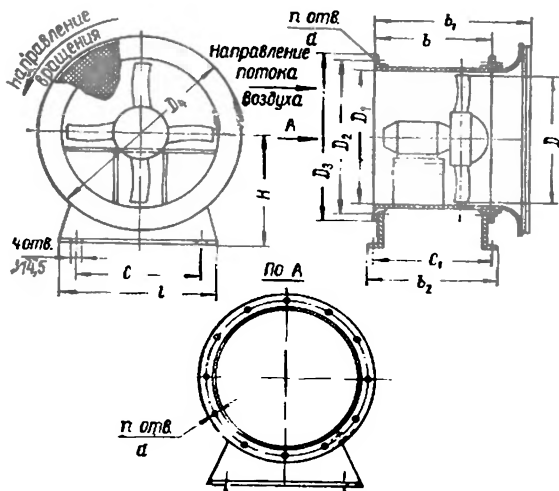


Рис. 37. Осевые вентиляторы ЦЗ-04 № 4, 5, 6, 3—8 и 10

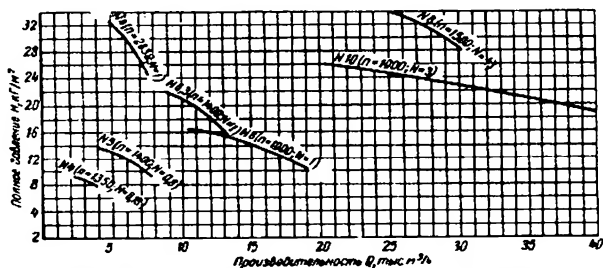


Рис. 38. Характеристика осевого вентилятора ЦЗ-04

Вентиляторы ЦЗ-04 (к рис. 37)

размеры в мм							Вес без электродвигателя в кг
<i>b</i>	<i>b</i> ₁	<i>b</i> ₂	<i>l</i>	<i>H</i>	<i>n</i>	<i>d</i>	
400	492	460	400	30	12	9	24
420	522	480	540	360	12	9	34
500	615	558	620	440	16	9	43,4
650	795	710	770	560	16	11,5	90
730	913	792	960	700	24	11,5	146,3

Таблица 46

Технические характеристики вытяжных осевых вентиляторов ВО-45 и ВО-47 (к рис. 39)

Тип	Электродвигатель		Вентилятор		Общий вес в кг
	мощность в кВт	число оборотов в минуту	производительность в м³/ч	максимальное давление в мм вод. ст.	
ВО-45	0,021	2800	170—230	2,5—1,5	1,52
ВО-47	0,035	1400	300	1,5	2,5

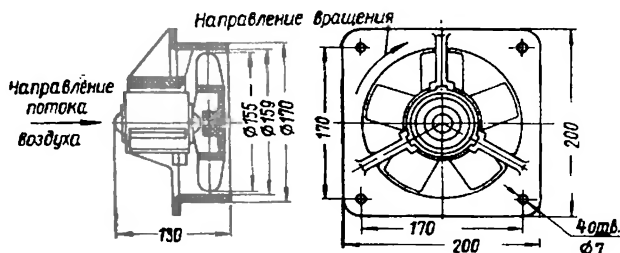


Рис. 39. Вентилятор осевой вытяжной ВО-45

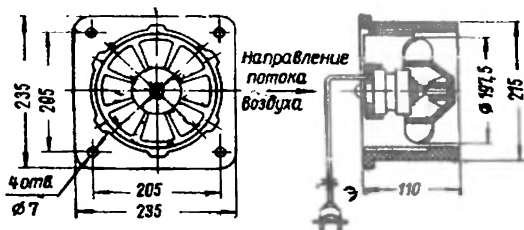


Рис. 40. Вентилятор осевой вытяжной ВО-47

Таблица 47

Строительные размеры крышных осевых вентиляторов с колесом типа ЦЗ-04 (к рис. 41)

№ вентилятора	Размеры в мм						Вес без элементов двигателя в кг	Общий вес вентилятора в кг
	D	D_1	D_2	H	h	a		
4	400	796	800	1255	975	2	46	67
5	500	796	1000	1410	1060	2,5	59,7	80,7
6	600	812	1200	1510	1090	3	73	100

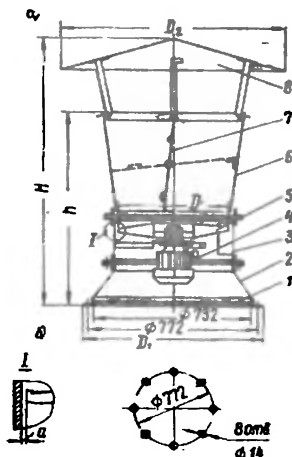


Рис. 41. Вентиляторы крышные осевые с колесом типа ЦЗ-04 № 4, 5 и 6

а — общий вид; б — план расположения отверстий под присоединительные болты; в — предохранительная решетка; 2 — коллектор; 3 — корпус; 4 — электродвигатель; 5 — рабочее колесо; 6 — диффузор; 7 — клапан; 8 — вент (см. табл. 47 и 48)

Технические характеристики крышных осевых вентиляторов с колесом типа ЦЗ-04

Основные технические данные	Единица измерения	Показатели вентилятора		
		№ 4	№ 5	№ 6
Диаметр колеса	мм	400	500	600
Скорость вращения	об/мин	1410	1410	1400
Окружная скорость	м/сек	29,6	37,0	44,5
Производительность вентилятора ¹	м³/ч	2000—3000	4000—6000	7000—11 000
Максимальная потребляемая мощность	квт	0,1	0,3	0,7
Электродвигатель:				
тип	—	АО 31-4	АО 31-4	АО 32-4
исполнение	—	ф2	ф2	ф2
мощность	квт	0,6	0,6	1
число оборотов	об/мин	1410	1410	1410
Максимальное статическое давление	кг/м²	4—1,5	7—1,5	10—1

¹ Показатели максимальной производительности относятся к вентиляторам, работающим без сети воздухопроводов.

§ 17. Установки для подогрева воздуха

В холодное время года в помещение подается подогретый до заданной температуры воздух. Подогрев осуществляется в металлических пластинчатых калориферах, теплоносителями в которых служат пар или горячая вода или в огневых калориферах, теплоносителем в которых служат топочные газы.

Количество тепла Q , которое необходимо затратить на подогрев приточного воздуха, определяют по формуле

$$Q = g c (t_k - t_n) \text{ ккал/ч,} \quad (22)$$

где g — количество приточного воздуха в кг/ч;
 c — весовая теплоемкость воздуха в ккал/кг, принимается равной 0,24 ккал/кг·град;
 t_k — конечная температура подогретого воздуха в °С;
 t_n — температура наружного воздуха в °С.

Технические характеристики пластинчатых калориферов.
Тип КФ, модель С и тип КВБ

№ калорифера	Поверхность нагрева в м ²	Живое сечение в м ²		Вес в кг
		по воздуху	по теплоносителю	
2	9,9	0,115	0,0046	46
3	13,2	0,154	0,0061	59,1
4	16,7	0,195	0,0061	70,5
5	20,9	0,244	0,0076	87,4
6	25,3	0,295	0,0076	101,5
7	30,4	0,354	0,0092	123,1
8	35,7	0,416	0,0092	139,7
9	41,6	0,486	0,0107	160,6
10	47,8	0,558	0,0107	179,7

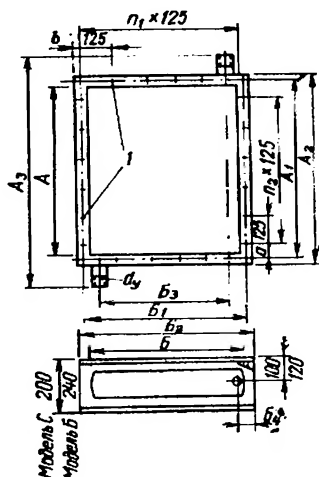


Рис. 42. Пласти́чатые калори́феры (см. табл. 49—56)
1—отверстия 12×20

Пласти́чатые паровые и водяные калори́феры. Конструктивные размеры и технические характеристики пласти́чатых калори́феров, выпускаемых отечественной промышленностью приведены на рис. 42 и в табл. 49—56. Если теплопроизводительность одного калорифера оказывается недостаточной, комплектуется установка из двух и более калориферов (рис. 43).

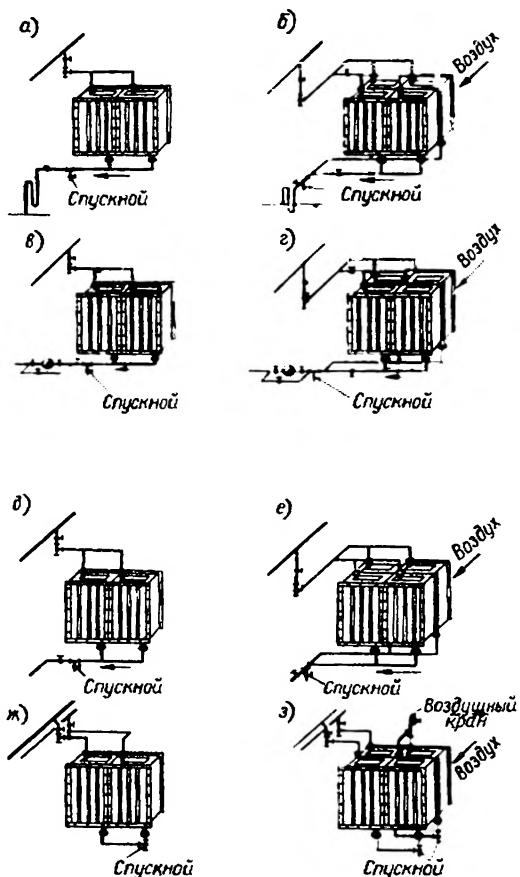


Рис. 43. Компоновка из двух и четырех калориферов

а, б — при теплоносителе паре, $p < 0,3$ атм; *в, г* — то же, $p > 0,3$ атм; *д, е* — при теплоносителе воде параллельное присоединение; *ж, з* — то же, последовательное соединение

Таблица 50

Строительные размеры пластинчатых калориферов Тип КФ,
модель С и тип КВБ (к рис. 42)

№ калорифера	Размеры в мм												Количество	
	A	A ₁	A ₂	A ₃	B	B ₁	B ₂	B ₃	B ₄	a	b	d _y	n ₁	n ₂
2	560	600	620	760	360	390	412	290	61	60	18,5	32	3	4
3	560	600	620	760	480	510	532	390	71	60	16	40	4	4
4	710	750	770	930	480	510	532	390	71	72,5	16	40	4	5
5	710	750	770	930	600	640	662	520	71	72,5	18,5	50	5	5
6	860	900	920	1080	600	640	662	520	71	85	18,5	50	5	6
7	860	900	920	1100	720	760	782	630	76	90	16	70	6	6
8	1010	1050	1080	1250	720	780	782	630	76	102,5	16	70	6	7
9	1010	1050	1080	1250	840	880	902	750	76	102,5	13,5	70	7	7
10	1160	1200	1230	1400	840	880	902	750	76	52,5	13,5	70	7	9

Таблица 51

Техническая характеристика пластинчатых калориферов.
Тип КФ, модель Б

№ калорифера	Живое сечение в м ²			Вес в кг
	поверхность нагрева в м ²	по воздуху	по теплоносителю	
2	12,7	0,115	0,0061	57,2
3	16,9	0,154	0,0082	74
4	21,4	0,195	0,0082	88,5
5	26,8	0,244	0,0102	103,4
6	32,4	0,295	0,0102	127,3
7	38,9	0,354	0,0122	154
8	45,7	0,416	0,0122	175,2
9	53,3	0,486	0,0143	202
10	61,2	0,558	0,0143	226,5

Строительные размеры пластинчатых калориферов.
Тип КФ, модель Б (к рис. 42)

№ калори- фера	Размеры в мм												Количество	
	A	A ₁	A ₂	A ₃	B	B ₁	B ₂	B ₃	B ₄	a	b	d _y	n ₁	n ₂
2	560	600	620	760	360	390	412	290	61	60	18,5	40	3	4
3	560	600	620	780	480	510	532	390	71	60	16	50	4	4
4	710	750	770	930	480	510	532	390	71	72,5	16	50	4	5
5	710	750	770	930	600	640	662	520	71	72,5	18,5	50	5	5
6	860	900	920	1080	600	640	662	520	71	85	18,5	50	5	6
7	860	900	920	1100	720	760	782	630	76	90	16	70	6	6
8	1010	1050	1080	1250	720	760	782	630	76	102,5	16	70	6	7
9	1010	1050	1080	1250	840	880	902	750	76	102,5	13,5	80	7	7
10	1160	1200	1210	1400	840	880	902	750	76	52,5	13,5	80	7	9

Таблица 53

Техническая характеристика оребренных калориферов.
Тип КФО, модели С и Б

Б.Мо- дель	№ калори- фера	Поверхность нагрева в м²	Живое сечение в м²		Вес в кг
			по воздуху	по теплонос- телю	
С	4	16,6	0,152	0,0084	70
	5	21,1	0,19	0,0107	78
	8	34,3	0,324	0,0122	135
	9	40,7	0,378	0,0145	155
	10	46,7	0,435	0,0145	175
	11	54,5	0,496	0,0168	200
Б	4	21,1	0,193	0,0107	82
	5	26,1	0,255	0,0135	100
	8	45,7	0,44	0,0165	174
	9	55,4	0,505	0,0193	180
	10	61,8	0,58	0,0193	215
	11	71	0,648	0,0224	240

**Строительные размеры оребренных калориферов.
Тип КФО, модели С и Б (к рис. 42)**

№ калорифе- ра	Размеры в мм											Коли- чество отвер- стий		d _y	
	A	A ₁	A ₂	A ₃	Б	Б ₁	Б ₂	Б ₃	Б ₄	а	b	n ₁	n ₂	модель	
														С	Б
4	710	750	780	930	480	510	532	390	71	77,5	16	4	5	40	50
5	710	750	780	930	610	640	662	520	71	77,5	18,5	5	5	50	50
8	1010	1050	1080	1250	720	760	782	630	76	102,5	16	6	7	70	70
9	1010	1060	1080	1250	842	880	904	750	77	102,5	14,5	7	7	70	80
10	1160	1200	1230	1400	842	880	904	750	77	52,5	14,5	7	9	70	80
11	1160	1200	1230	1420	960	1010	1032	870	81	52,5	16	8	9	80	80

Таблица 55

Коэффициенты теплопередачи для стальных пластинчатых калориферов

Теплоноситель	Скорость в м/сек	Весовая скорость воздуха w_y , кг/м ² ·сек						
		2	4	6	8	10	12	14

Тип КФС, КФБ и КВЕ

Вода	0,01	2,88	3,84	4,55	5,16	5,65	6,1	6,5	6,9
	0,03	5,8	7,45	8,8	9,9	10,8	11,6	12,6	13,3
	0,06	7,35	9,8	11,6	13,3	14,4	16,5	16,6	17,5
	0,1	9,8	13,2	15,6	17,6	19,3	20,7	22,3	23,5
	0,2	11,8	15,7	18,6	21,1	23,1	25	26,6	28,2
	0,3	12,4	16,6	19,6	22,2	24,4	26,4	28	29,8

Пар	—	13,4	17,9	21,2	24	26,3	28,4	30,3	32
-----	---	------	------	------	----	------	------	------	----

Тип КФСО

Вода	0,03	11,8	14,5	16,4	18	19,2	20,3	21,3	22,2
	0,1	15,8	21,5	25,6	29,1	32,2	34,9	37,2	39,4

Пар	—	20,2	26,8	31,6	35,6	38,4	42,0	44,6	47,1
-----	---	------	------	------	------	------	------	------	------

Тип КФБО

Вода	0,034	13,5	17,1	19,7	21,8	23,6	25,2	26,5	27,7
	0,1	16,7	21,9	25,7	28,7	31,4	33,6	35,7	37,6
	0,2	20,2	26,3	30,6	34,1	38	40	42,1	45,5

Пар	—	16,5	24,6	30,9	36,4	41,5	46	50,2	54,1
-----	---	------	------	------	------	------	----	------	------

Сопротивление одного ряда калориферов

Модель калорифера	Весовая скорость воздуха w , кг/м ² ·сек									
	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
КФС, КВБ, КФБ	0,75 0,91	2,4 2,9	4,8 5,9	7,8 9,5	11,5 14	15,5 19	20,5 25	25,8 31,5	—	—
КФСО КФБО	0,91 2,02	3,36 7,05	7,05 14,3	12,2 24	18,5 35,3	26,1 49	34,3 64,2	44,3 81	55,6 101	67 120

Поверхность нагрева калориферной установки определяют по формуле

$$F = \frac{Q}{K [T_{\text{ср}} - t_{\text{в}}]} \text{ м}^2, \quad (23)$$

где Q — тепловая производительность калориферной установки в ккал/ч;

K — коэффициент теплопередачи калориферов в ккал/м²·ч·град;

$T_{\text{ср}}$ — средняя температура теплоносителя в °С;

$t_{\text{в}}$ — средняя температура подогреваемого воздуха в °С:

$$t_{\text{в}} = \frac{t_{\text{к}} + t_{\text{н}}}{2}.$$

Среднюю температуру теплоносителя, если им является вода, определяют по температуре воды в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети. При теплоносителе паре с давлением до 0,3 кг/см² среднюю температуру теплоносителя принимают равной 100°С, а при давлении пара выше 0,3 кг/см² равной температуре насыщенного пара, соответствующей давлению пара перед калорифером.

При подборе калориферов принимают коэффициент запаса: на теплопередачу 15—20%, на сопротивление по воздуху 10% и на сопротивление по воде 20%.

Правильность выбора калориферной установки проверяют определением действительной конечной температуры нагреваемого воздуха $t_{\text{к}}$, которая получится при установке выбранных калориферов по уравнению.

$$g \cdot 0,24 q (t_k - t_n) = F K \left(T_{cp} - \frac{t_k + t_n}{2} \right), \quad (24)$$

которое решается относительно t_k , где q — принятый при предварительном расчете коэффициент запаса на теплопередачу.

Пример подбора калориферов. Требуется нагреть 4104 кг воздуха до температуры $t_k = 16^\circ\text{C}$ при наружной температуре $t_n = -15^\circ\text{C}$. Теплоноситель пар $p = 2,2$ кг/см², $T_n = 122,5^\circ\text{C}$.

Решение. Определяем тепловую производительность калориферной установки $Q = 4104 \cdot 0,24 \cdot 1,2 (16 + 15) = 30\,600$ ккал/ч. Задаемся весовой скоростью воздуха $v_v = 9$ кг/сек · м², тогда согласно табл. 55 $K = 25,1$ и требуемая поверхность нагрева

$$F = \frac{Q}{K \left(T_n - \frac{t_n + t_k}{2} \right)} = \frac{30\,600}{25,1 \left(122,5 - \frac{16 - 15}{2} \right)} = 10 \text{ м}^2.$$

С учетом запаса по теплопроизводительности 20% $F_y = 10 \times 1,2 = 12 \text{ м}^2$. Принимаем к установке пластинчатый калорифер, близкий по своим техническим характеристикам КФБ-2.

$F = 12,7 \text{ м}^2$, $f = 0,115 \text{ м}^2$, рабочая весовая скорость воздуха $v_v = \frac{4104}{3600 \cdot 0,115} = 10 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{сек}$, $K = 26,3$. Подставив в уравнение (24) известные величины, получим: $4104 \cdot 0,24 \cdot 1,2 (t_k + 15) = 12,7 \cdot 26,3 \cdot \left(122,5 - \frac{t_k - 15}{2} \right)$, откуда $t_k = 18^\circ\text{C}$, т. е. весьма близкая к заданной; пересчету установка не подлежит.

Отопительные агрегаты. Кроме калориферных установок для подогрева воздуха применяют также отопительные агрегаты заводского изготовления. Независимо от типа и модели отопительные агрегаты состоят из калорифера и электровентилятора. Изображение и технические характеристики отопительных агрегатов малой и средней производительности, выпускаемых отечественной промышленностью, приведены на рис. 44 и в табл. 57.

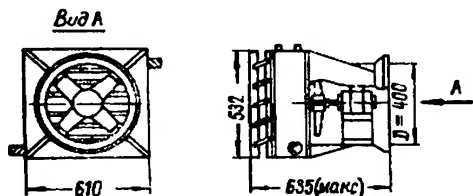


Рис. 44. Отопительный агрегат АПВС-50-30

Характеристики отопительных агрегатов

Модель агрегата	Проводимость по воздуху при начальной температуре 15°C	Теплопроводность Q и конечная температура воздуха t _к										Установочная мощность N, кВт	Размеры в мм			Вес в кг
		теплоноситель пар						теплоноситель перегретая вода					максимальная длина	ширина	высота	
		p=0,1 кг/см²		p=1 кг/см²		p=2 кг/см²		T _г - T ₀ = -130°C - 70°C		Q, ккал/ч	t _к					
		Q, ккал/ч	t _к	Q, ккал/ч	t _к	Q, ккал/ч	t _к									
АПВС-50-30	3 300	40 000	58	45 000	63	50 000	69	30 000	48	1	635	610	532	100		
АПВС-70-40	3 900	50 000	61	58 000	68	68 000	77	39 000	51	1	735	696	682	163		
АПВС-110-80	6 900	—	—	100 000	66	110 000	71	80 000	56	1,7	737	852	852	220		
АПВ-200/140	13 900	140 000	51	170 000	59	200 000	66	140 000	51	2,8	1191	1080	904	600		
АПВ-280/190	18 800	190 000	51	240 000	60	280 000	68	190 000	51	2,8	1430	1230	1100	813		
ГСТМ-70М*	8 300	87 500	52	95 000	56	10 900	61	30 000	36	1	665	773	860	224		

* Для отопительных агрегатов ГСТМ-70М давление принято $p=2, 3$ и 4 кг/см^2 .

Огневые газовые отопительные агрегаты. Отопительные огневые агрегаты применяют двух систем: бесконтактные и контактные.

Схема бесконтактного отопительного агрегата представлена на рис. 45. Теплопроизводительность аг-

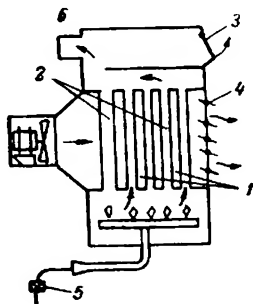


Рис. 45. Схема газового бесконтактного воздухоподогревателя

1 — воздухопроводы; 2 — дымовые каналы; 3 — предохранительный лапан; 4 — направляющие жалюзи на выходе подогретого воздуха; 5 — автоматический клапан на газопроводе; 6 — отвод дыма

регата зависит от производительности вентилятора, величины поверхности нагрева калорифера и температуры топочных газов. Ее принимают по технической характеристике агрегата или определяют по формуле

$$Q = K F \left(t_{\text{газ}} - \frac{t_{\text{к}} + t_{\text{н}}}{2} \right) \text{ ккал/ч}, \quad (25)$$

где F — поверхность нагрева калорифера в м^2 ;
 $t_{\text{газ}}$ — средняя температура продуктов сгорания в калорифере в $^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{н}}, t_{\text{к}}$ — температура воздуха на входе в калорифер и на выходе из него в $^{\circ}\text{C}$;

K — коэффициент теплопередачи от дымовых газов к воздуху через стенки калорифера в $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$ (зависит не только от скорости подогреваемого воздуха, но и от скорости дымовых газов в трубках или внутренних полостях калорифера); коэффициент K можно принять по табл. 58.

В контактных газовых отопительных агрегатах калориферы отсутствуют. Топочные газы в них смешиваются с подогреваемым воздухом и при относительно высокой температуре поступают в обогреваемое помещение. Конструктивными элементами контактных газовых отопительных агрегатов являются газогорелочное устройство, камера сгорания, вентилятор и камера

Значение коэффициента K для огневых калориферов

Скорость воздуха в м/сек	Скорость дымовых газов в м/сек					
	0,5	1	2	5	10	20
0,5	4,5	5,2	5,8	6,6	7,1	7,6
1	5,2	6	6,9	8,1	8,9	9,6
2	5,8	6,9	8,1	9,7	10,9	12
5	6,6	8,1	9,7	12,2	14,1	16,1
10	7,1	8,9	10,9	14,1	16,7	19,6

смешения. Так как при отоплении контактными газовыми агрегатами топочные газы выделяются непосредственно в помещение, возможные концентрации CO , CO_2 и продуктов сгорания ядовитых примесей (если они входят в состав используемых газов) следует проверять расчетом (см. § 5).

Теплопроизводительность контактных газовых отопительных агрегатов зависит от количества сжигаемого на горелочных устройствах газа и его низшей теплотворной способности, а производительность по воздуху — от производительности вентилятора.

Газовые огневые отопительные агрегаты всех систем должны быть снабжены автоматикой безопасности.

Примеры схем газовых отопительных агрегатов см. также в § 30.

§ 18. Мероприятия по борьбе с шумом

Вентиляторы, установленные в помещении, так же как и электродвигатели, при работе производят шум. Вентиляторы, соединенные с электродвигателями клиноременной передачей, производят больше шума, чем электровентиляторы. Кроме того, шум появляется внутри воздуховодов, в фасонных частях, в дроссель-клапанах и в особенности в приточных и вытяжных решетках при перемещении воздуха со скоростью более 4 м/сек.

Окружная скорость вращения рабочих колес центробежных и осевых вентиляторов в бытовых и в производственных помещениях, в которых производимая работа не связана с созданием шума, должна быть

не более 25—30 м/сек. В других производственных помещениях окружная скорость вентиляторов допускается в пределах 35—40 м/сек.

Окружную скорость w определяют по формуле

$$w = \frac{\pi D n}{60} \text{ м/сек,} \quad (26)$$

где D — диаметр рабочего колеса вентилятора в м;
 n — число оборотов рабочего колеса в минуту.

Для того чтобы вибрация вентилятора не передавалась воздуховодам, вентилятор с воздуховодами соединяют короткими рукавами из плотной прорезинен-

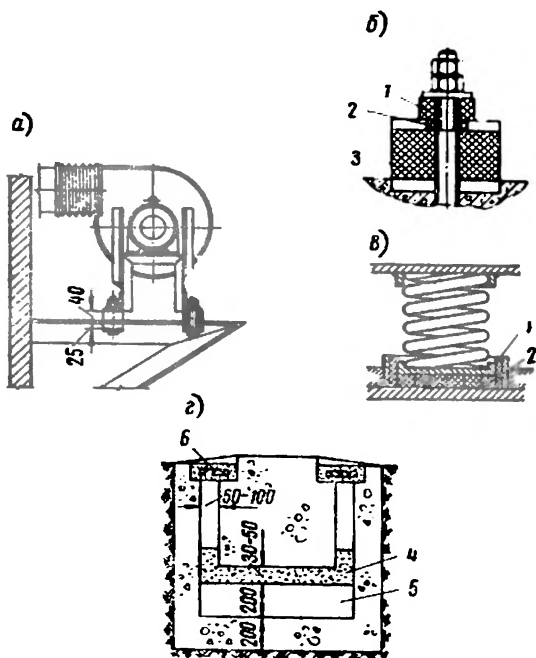


Рис. 46. Крепление вентиляторов

а — общий вид; б, в — виброизоляторы; г — плавающий фундамент; 1, 2, 3 — резиновые прокладки; 4 — битумизированный войлок; 5 — сухой песок; 6 — доска, обернутая войлоком

ной ткани. Для предотвращения передачи вибрации строительным конструкциям электровентиляторы и вентиляторы с клиноременной передачей устанавливают на виброизолирующих основаниях заводского изготовления по типовым деталям серии ОВ-2-128. Кроме того, между станиной вентилятора и основанием используют прокладки из листовой резины толщиной 5 мм. В этих случаях в станине отверстия для болтов крепления просверливают несколько большего диаметра, чем того требует диаметр болтов, с тем чтобы болт не касался металла станины. Между шайбой болта и станиной так же прокладывают резину (рис. 46,б). Боковые поверхности отдельно стоящих фундаментов крупных вентиляционных агрегатов не должны соприкасаться с грунтом и тем более с бетонным полом помещения. Зазор 50 мм, предусматриваемый между грунтом и фундаментом, заполняют упругим неорганическим материалом. Упругую прокладку кладут и под основание фундамента (рис. 46,г).

Для уменьшения силы распространения шума по металлическим воздуховодам прокладки на их фланцевых соединениях выполняют из резины или асбестового картона.

§ 19. Теплоизоляция вентиляционных установок

Теплоизоляцию в вентиляционных установках применяют в следующих случаях:

а) утепление вытяжных шахт, расположенных над кровлей или снаружи здания;

б) утепление воздухопроводов для притока неподогретого наружного воздуха, проложенных в отапливаемых помещениях;

в) теплоизоляция горячих поверхностей металлических дымовых труб, дымососов и пр.

Теплоизоляционный материал выбирают с учетом технической целесообразности, температуры перемещаемой по воздуховодам среды (воздуха, газов), теплоизоляционных свойств материала и требований пожарной безопасности. Основные характеристики обычно применяемых материалов приведены в табл. 59. Подробнее о теплоизоляционных материалах и области их применения см. СНиП I-B.26-62.

Характеристики теплоизоляционных материалов

Материал	Объемный вес в кг/м³	Коэффициент теплопроводности λ при $t=50^\circ\text{C}$ в ккал/м·ч·град	Максимально допустимая температура перепадаемых воздуха и газов в $^\circ\text{C}$
Войлок строительный	150	0,5	100
Опилки древесные	300	0,1	100
Камыш прессованный	400	0,12	100
Соломит	300	0,09	100
Плиты торфоизоляционные . .	250	0,065	100
Маты минераловатные	200	0,055	450
Вата минеральная	200	0,06	450
Асбестовый картон	390	0,11	450
Асбестовое волокно	380	0,1	450
Плиты минераловатно-асбестовые	400	0,075	500
Плиты пенобетонные	300—500	0,08—0,11	400
» асбестоцементные изоляционные	300—500	0,075—0,09	450
Мастичные материалы:			
савелит	380	0,1	400
асбестозуритовое покрытие	900—1000	0,20—0,25	700
асбестоцементное покрытие	1700	0,33	450

Расчет теплоизоляции заключается в определении толщины изоляционного покрытия для обеспечения требуемых температур при использовании теплоизоляционного материала, предусмотренного проектом или имеющегося в наличии. При расчете исходят из балансового уравнения теплопередачи общего вида

$$Q_r = Q_{c.r.},$$

где Q_r — количество тепла, переданного воздухом (газом) через изоляционный слой;

$Q_{c.r.}$ — количество тепла, отданного наружной поверхностью изоляции в окружающую среду.

Количество тепла, переданного удаляемым воздухом (газом) через изоляционный слой, определяют по уравнению Фурье.

Для плоских поверхностей при однослойной изоляции

$$Q = \frac{\lambda (t_1 - t_{c.т})}{\delta} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч.} \quad (27)$$

Для цилиндрических поверхностей при однослойной изоляции

$$Q = \frac{2 \pi \lambda (t_1 - t_{c.т})}{\ln \frac{d_{из}}{d_в}} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч.} \quad (28)$$

Количество тепла, отдаваемого наружной поверхностью изоляции в окружающую среду, определяют по общей формуле теплопотерь для плоских и цилиндрических поверхностей соответственно:

$$Q = K (t_{c.т} - t_{н.в}) \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч.}; \quad (29)$$

$$Q = \pi d_{из} K (t_{c.т} - t_{н.в}) \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч.} \quad (30)$$

Исходя из балансового уравнения теплопередачи общего вида, запишем для однослойной изоляции при плоских поверхностях

$$\frac{\lambda (t_1 - t_{c.т})}{\delta} = K (t_{c.т} - t_{н.в}) \quad (31)$$

и для цилиндрических поверхностей

$$\frac{2 \pi \lambda (t_1 - t_{c.т})}{\ln \frac{d_{из}}{d_в}} = \pi d_{из} K (t_{c.т} - t_{н.в}). \quad (32)$$

Принятые обозначения:

λ — коэффициент теплопроводности изоляционного материала в $\text{ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$;

δ — толщина изоляционного покрытия в м;

$d_{из}$ — наружный диаметр изоляции в м;

$d_в$ — наружный диаметр воздуховода (дымовой трубы) в м;

t_1 — температура перемещаемой среды воздуха, газа в $^{\circ}\text{C}$;

$t_{c.т}$ — температура наружной поверхности изоляции в $^{\circ}\text{C}$;

$t_{н.в}$ — температура окружающего воздуха в $^{\circ}\text{C}$;

K — коэффициент теплопередачи в $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{град}$.

Уравнения решают относительно толщины изоля-

ции δ или температуры поверхности изоляционного слоя $t_{c,т}$.

Защитным слоем в расчетах обычно пренебрегают, и рассматривают теплоизоляцию, выполненную из одного изоляционного материала и имеющую защитное покрытие (тонкий слой штукатурки), как однослойную.

Значение коэффициента λ принимают по табл. 59. Коэффициент K для воздухопроводов (дымовых труб) внутри помещения принимают для плоских поверхностей равным 10 и для цилиндрических — 9. Для воздухопроводов и шахт, расположенных снаружи здания, коэффициент K зависит от скорости ветра v и определяется в пределах обычных условий по выражению

$$k = 10 + 6 \sqrt{v}. \quad (33)$$

Пример 1. Определить толщину изоляции для металлической вытяжной шахты, расположенной снаружи здания, сечением $0,4 \times 0,4$ м и высотой 10 м, по которой удаляется из помещения 860 м^3 воздуха, имеющего температуру 25°C и $\varphi = 70\%$. Температура наружного воздуха -30°C .

Решение. Для того чтобы не было выпадения конденсата водяных паров, температура удаляемого воздуха у оголовка шахты должна быть не ниже 19°C . Количество тепла, которое будет при этом потеряно удаляемым воздухом, составит:

$$Q = 860 \cdot 0,31 (25 - 19) = 1600 \text{ ккал/ч.}$$

Такое же количество тепла будет передано наружной поверхностью шахты в окружающую среду. Принимая $K=16$, при средней температуре удаляемого воздуха 22° $Q = KF(t_{c,т} + 30)$ или $1600 = 16 \cdot 10 \cdot 1,6 (t_{c,т} + 30)$, отсюда $t_{c,т} = -23^\circ\text{C}$. Тогда по формуле (31)

$$\frac{0,06 (22 + 23)}{\delta} = 16 [-23 - (-30)],$$

откуда $\delta = 0,024$ м; принимаем толщину изоляции $\delta = 25 \div 30$ мм.

Пример 2. Определить толщину изоляции корпуса дымососа при температуре воздуха в котельной 20°C . Температура уходящих газов 180°C . Температура на поверхности изоляции должна быть не больше 60°C . В качестве теплоизоляционного материала использован советит $\lambda = 0,1$.

Решение. По формуле (31) при $K=10$ напишем:

$$\frac{0,1 (180 - 60)}{\delta} = 10 (60 - 20), \text{ откуда}$$

$\delta = 0,027$ м, или 30 мм. В качестве защитного слоя предусматривается асбестозуритовая штукатурка толщиной 10 мм.

Пример расчета теплоизоляции металлической дымовой трубы в помещении приведен в § 34.

§ 20. Противопожарные требования

Цель противопожарных мероприятий при оборудовании систем вентиляции — исключить возможность возникновения пожара или взрыва, вызванных работой вентиляционных установок, неправильно смонтированных или с неправильно примененным оборудованием. При пожаре, возникшем по каким-либо причинам в вентилируемом здании, исключить возможность распространения огня по воздуховодам вентиляционных систем.

При подборе вентиляционного оборудования необходимо учитывать, для вентиляции каких помещений и для перемещения каких газоздушных смесей оно предназначается. Наряду с помещениями, считающимися безопасными с пожарной точки зрения, вентиляционными устройствами оборудуют и помещения пожаро- и взрывоопасные. В городском газовом хозяйстве эти помещения связаны в основном с транспортом газа и с обслуживанием городских газовых сетей. По степени пожаро- и взрывоопасности производственные помещения подразделяются на пять категорий [9].

В производственных помещениях категорий А, Б и В из негорючих материалов должны изготавливаться не только воздуховоды, но и ограждающие конструкции вентиляционных камер. Вытяжные вертикальные шахты и каналы необходимо устраивать обособленными для каждого этажа, за исключением зданий, в междуэтажных перекрытиях которых предусмотрены проемы для технологических целей. Приточные воздуховоды допускается объединять в общий магистральный воздуховод при условии, что в вертикальных воздуховодах, пересекающих междуэтажные перекрытия, предусмотрены огнезадерживающие устройства.

В качестве огнезадерживающих устройств используют отключающие и обратные клапаны. Для отключения системы вентиляции от помещения, в котором возник пожар, применяют огнезадерживающие клапаны прямоугольного сечения (рис. 47). Конструкция клапана представляет собой металлический корпус 1, соответствующий размерам воздуховода, с подвижным полотном 2. Полотно клапана в открытом положении поддерживается легкоплавкой вставкой 3

из сплава Вуда, пороховой пати или целуллоидной пленки. При возникновении пожара вставка плавится и полотно клапана падает, перекрывая воздуховод. В конструкции клапана предусмотрено также и ручное управление. В проектах следует лишь схематически изобразить клапан, указав шифр серии типовых деталей и сечение воздуховода (например, клапан 400×500 серии ОВ-22-155).

Для автоматического отключения приточных вентиляционных камер от взрывоопасных помещений (в случае останова вентилятора) применяют автоматические обратные клапаны, которые устанавливают на горизонтальных или вертикальных участках приточных воздухопроводов. Клапаны выполняют во взрывобезопасном исполнении. Обратный клапан круглого сечения показан на рис. 48. Металличес-

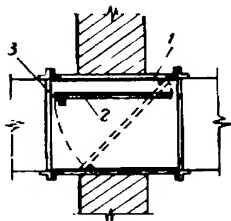


Рис. 47. Огнезадерживающий клапан

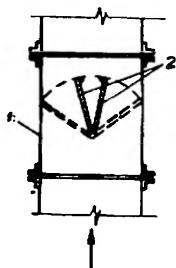


Рис. 48. Автоматический обратный клапан

кий корпус 1 изготовляют по размеру воздуховода и перекрывают двумя полотнами 2, насаженными на вращающийся вал. При включении вентилятора под действием давления воздуха оба полотна клапана открываются. После останова вентилятора полотна клапана перекрывают сечение воздуховода и отключают вентиляционную камеру от взрывоопасного помещения. При установке клапана на горизонтальном участке верхнее полотно закрывается под действием протнвовеса. Минимальный динамический напор, необходимый для работы клапана, составляет 3--4 кг/м², что соответствует скорости воздуха в воздуховоде 7--8 м/сек. В проектах обратный клапан показывают схематически с указанием размера и серии

типовых деталей (например, обратный автоматический клапан, $D=450$ мм, серии ОВ-02-154).

В производственных помещениях категорий А, Б и В конструкция и материал, из которого изготовлены вентиляторы, дроссель-клапаны и другое оборудование, должны исключать возможность искрообразования, а электродвигатели вентиляторов, установленные в одном с ними помещении, должны быть выполнены во взрывобезопасном исполнении. В нормальном исполнении электродвигатели допускается применять, если они вынесены в обособленное от вентилятора помещение, не опасное в отношении взрыва. Не разрешается соединять электродвигатели с вентиляторами ременными передачами, так как при ременной передаче образуется статическое электричество и возникает опасность искрообразования.

Газопроводы и трубопроводы с горючими жидкостями не допускается пропускать через воздухопроводы или монтировать их на стенах воздухопроводов.

Теплопроводы не допускается пропускать через воздухопроводы, по которым перемещаются взрывоопасные, легковоспламеняющиеся или вызывающие коррозию пары и газы.

Г л а в а IV

Расчет систем вентиляции

§ 21. Основы расчета

Расчет систем вентиляции заключается в определении требуемого воздухообмена в вентилируемом помещении и в подборе необходимого для его обеспечения вентиляционного оборудования — приточных и вытяжных отверстий, жалюзийных решеток, воздуховодов, необходимых диаметров или сечений, вытяжных и приточных шахт, дефлекторов и вентиляторов.

Требуемый воздухообмен рассчитывают по методике, приведенной в главе II. Площадь в живом сечении приточных и вытяжных отверстий и шахт определяют по количеству перемещаемого воздуха и по его скорости. Рекомендуемые скорости воздуха в вентиляционных решетках, в приточных и вытяжных шахтах приведены в табл. 60. Диаметры или сечения воздуховодов определяют в результате гидравлического расчета.

При перемещении воздуха по воздуховодам в них создается статическое давление (или напор) и динамическое давление. Под статическим давлением воздуха, перемещаемого по воздуховодам, понимают давление прямолинейно движущегося воздуха, которое он производит на стенки воздуховода. При этом статическое давление может быть направлено изнутри наружу и снаружи внутрь. В том и другом случае оно уравнивается сопротивлением стенок воздуховода. В приточной системе воздух перемещается за счет некоторого избытка давления против атмосферного, создаваемого в воздуховодах вентилятором. Если в воздуховоде оборудовано отверстие, то из него за счет этого давления воздух будет поступать

Рекомендуемые скорости воздуха

Вентиляционное оборудование	Скорость в м/сек
<i>Механическая вентиляция</i>	
Воздуховоды в производственных зданиях:	
магистральные	До 12
ответвления	» 6
Воздуховоды в общественных и вспомога- тельных зданиях:	
магистральные	» 8
ответвления	» 5
Жалюзийные клапаны и решетки приточные и вытяжные:	
в производственных зданиях	» 5
» общественных и вспомогательных зда- ниях	» 3
<i>Естественная вентиляция</i>	
Воздуховоды приточные горизонтальные разводящие	$0,8 v_v^*$, но не бо- лее 1,5
Воздуховоды вытяжные горизонтальные сборные	$0,8 v_v^*$, но не бо- лее 1,5
Жалюзийные клапаны и решетки:	
приточные у пола	0,2—0,5
» » потолка	0,5—1
вытяжные	0,5—1

* v_v — скорость в вертикальном канале. Скорости в вертикальных кирпичных каналах принимают по табл. 64.

в помещение (статическое давление направлено изнутри наружу). В вытяжных системах воздух в воздуховодах перемещается за счет некоторого разрежения (недостатка давления против атмосферного), создаваемого в воздуховодах. Если в воздуховоде, имеющем разрежение, оборудовано отверстие, воздух будет засасываться им из помещения (статическое давление направлено снаружи внутрь).

Под динамическим давлением или напором следует понимать наибольшее повышенное давления, которое

возникает благодаря движению воздуха перед серединой какого-либо препятствия, находящегося в потоке воздуха (отвод). Динамический напор можно также определить как давление, которое необходимо сообщить неподвижному воздуху для приведения его в движение со скоростью v (м/сек). Динамический напор, определяемый по формуле

$$p_d = \frac{v^2 \gamma}{2g} \text{ кг/м}^2,$$

прямо пропорционален квадрату скорости движения воздуха, поэтому его иногда называют скоростным напором.

При перемещении воздуха по воздуховодам происходит потеря давления на преодоление трения воздуха о стенки воздуховодов. Величина потери давления зависит от шероховатости стенок, скорости движения воздуха и его удельного веса, измеряют ее в кг/м^2 (или *мм вод. ст.*) и обозначают буквой R .

Потери давления в круглых стальных воздуховодах вычисляют по формуле

$$R = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{v^2 \gamma}{2g} l \text{ кг/м}^2, \quad (34)$$

где λ — коэффициент трения;

d — диаметр воздуховода в м;

v — средняя скорость воздуха в м/сек;

γ — объемный вес воздуха в кг/м^3 ;

g — ускорение силы тяжести; равно 9,81;

l — длина воздуховода в м.

Кроме того, в воздуховодах имеются потери давления на преодоление так называемых местных сопротивлений, т. е. сопротивлений фасонных частей (отводов, тройников, переходов с одного диаметра на другой, вентиляционных решеток и пр.). Величина местного сопротивления зависит от скорости воздуха, геометрической формы фасонной части и измеряется также в кг/м^2 .

Величину потери давления на местные сопротивления определяют по формуле

$$H = \xi \frac{v^2 \gamma}{2g} \text{ кг/м}^2, \quad (35)$$

где ξ — коэффициент местного сопротивления.

Таблица для расчета круглых стальных воздуховодов

Динамический на- пор $\frac{\text{кг}}{\text{м}^2}$	Скорость движе- ния воздуха м/сек	Количество проходящего воздуха и сопротивление трения на 1 м воздуховода при внутренних диаметрах в мм																	
		100	110	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710
0,0006	0,1	2,8 0,0004	3,4 0,0003	4,42 0,0003	5,64 0,0003	7,2 0,0002	9,2 0,0002	11,3 0,0002	14,3 0,0001	18 0,0001	22 0,0001	28 0,0001	36 0,0001	45 0,0001	57 0,0001	71 0,0001	89 —	112 —	142 —
0,0024	0,2	5,6 0,001	6,8 0,001	8,8 0,001	11,1 0,0008	14,5 0,0007	18,3 0,0006	22,6 0,0005	28,6 0,0005	35 0,0004	44 0,0004	56 0,0003	71 0,0003	90 0,0002	114 0,0002	141 0,0002	177 0,0001	224 0,0001	285 0,0001
0,0098	0,4	11,3 0,004	13,7 0,004	17,7 0,003	22,1 0,003	28,9 0,002	36,6 0,002	45,2 0,002	57,2 0,002	71 0,001	89 0,001	112 0,001	142 0,0009	181 0,0008	229 0,0007	283 0,0006	354 0,0005	449 0,0004	570 0,0004
0,022	0,6	16,9 0,009	20,5 0,008	26,5 0,007	33,2 0,006	43,4 0,005	54,9 0,004	67,8 0,004	85,8 0,003	106 0,003	133 0,002	168 0,002	214 0,002	271 0,002	343 0,001	424 0,001	532 0,001	673 0,0009	855 0,0008
0,0391	0,8	22,6 0,015	27,3 0,013	36,3 0,011	44,3 0,01	57,9 0,008	73,2 0,007	90,4 0,006	114 0,005	141 0,005	177 0,004	224 0,004	285 0,003	362 0,003	458 0,002	565 0,002	708 0,002	897 0,001	1140 0,001
0,0612	1	28,3 0,022	34,2 0,019	44,2 0,017	56,4 0,014	72,3 0,012	91,6 0,011	113 0,009	143 0,008	177 0,007	222 0,006	280 0,005	356 0,004	452 0,004	572 0,003	707 0,003	886 0,003	1122 0,002	1425 0,002
0,0881	1,2	33,9 0,03	41 0,027	53 0,023	66,5 0,02	86,8 0,017	110 0,015	136 0,013	172 0,011	212 0,01	266 0,009	336 0,007	427 0,006	543 0,005	687 0,005	848 0,004	1063 0,004	1346 0,003	1710 0,003
0,12	1,4	39,6 0,04	47,9 0,035	61,8 0,03	77,5 0,026	101 0,022	128 0,019	158 0,017	200 0,014	247 0,013	310 0,011	393 0,009	499 0,008	633 0,007	801 0,006	989 0,006	1241 0,005	1570 0,004	1994 0,003
0,157	1,6	46,2 0,051	54,7 0,045	70,6 0,038	88,6 0,033	116 0,028	147 0,024	181 0,021	229 0,018	283 0,016	354 0,014	449 0,012	570 0,01	723 0,009	916 0,008	1130 0,007	1418 0,006	1795 0,005	2279 0,004

Количество проходящего воздуха в сопроводительных трубах на 1 м воздуховода при внутренних диаметрах в мм

Диаметр напор $\frac{p}{\text{кг/см}^2}$ зв	Скорость движе- ния воздуха в м/сек	100	110	125	140	160	178	200	225	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710
		50,9	61,5	79,5	99,7	130	165	204	263	318	399	505	641	814	1030	1278	1595	2019	2564
0,198	1,8	0,062	0,055	0,047	0,041	0,035	0,03	0,028	0,023	0,02	0,017	0,015	0,013	0,011	0,01	0,008	0,007	0,006	0,005
0,245	2	56,5	68,4	88,3	111	145	183	228	286	353	443	561	712	904	1145	1413	1772	2243	2849
0,352	2,4	0,078	0,067	0,057	0,049	0,042	0,036	0,032	0,027	0,024	0,021	0,018	0,015	0,013	0,011	0,01	0,009	0,008	0,006
0,48	2,8	67,8	82,1	106	134	174	220	271	343	424	532	673	865	1085	1373	1696	2127	2692	3419
0,626	3,2	0,104	0,083	0,079	0,068	0,058	0,05	0,044	0,038	0,033	0,029	0,025	0,021	0,018	0,016	0,014	0,012	0,01	0,009
0,788	3,6	78,1	95,7	124	155	203	256	317	401	485	620	785	997	1266	1602	1978	2481	3141	3989
0,979	4	0,138	0,122	0,104	0,09	0,076	0,066	0,057	0,05	0,044	0,038	0,033	0,028	0,024	0,021	0,018	0,016	0,014	0,012
1,18	4,4	90,4	109	141	177	231	293	362	458	555	709	897	1140	1447	1831	2261	2836	3589	4559
1,41	4,8	0,175	0,156	0,132	0,115	0,097	0,084	0,073	0,064	0,056	0,048	0,042	0,036	0,031	0,027	0,023	0,02	0,018	0,015
1,63	5	102	123	159	199	260	330	407	515	636	798	1009	1282	1628	2080	2543	3190	4038	5129
		0,216	0,193	0,164	0,142	0,12	0,104	0,091	0,079	0,069	0,06	0,052	0,045	0,038	0,033	0,029	0,025	0,022	0,019
		113	137	177	222	289	366	452	572	706	886	1122	1426	1809	2289	2826	3545	4481	5698
		0,363	0,323	0,268	0,222	0,173	0,145	0,11	0,086	0,063	0,042	0,032	0,024	0,016	0,014	0,013	0,01	0,008	0,007
		124	150	194	244	318	403	497	629	777	975	1234	1557	1990	2518	3109	3899	4935	6268
		0,313	0,278	0,237	0,206	0,174	0,15	0,131	0,113	0,099	0,087	0,076	0,064	0,055	0,048	0,042	0,036	0,031	0,027
		136	164	212	266	347	440	543	687	848	1053	1346	1710	2170	2747	3391	4254	5394	6898
		0,366	0,325	0,277	0,24	0,203	0,176	0,154	0,133	0,117	0,101	0,087	0,075	0,065	0,056	0,049	0,043	0,037	0,032
		141	171	221	277	362	458	565	715	889	1108	1402	1781	2261	2861	3532	4431	5608	7123
		0,365	0,35	0,299	0,269	0,219	0,189	0,165	0,143	0,126	0,109	0,094	0,081	0,07	0,06	0,053	0,046	0,04	0,034

1,78	5,4	153	186	238	299	391	494	610	773	954	1196	1514	1923	2442	3090	3915	4786	6057	7693
		0,455	0,404	0,344	0,299	0,253	0,218	0,191	0,165	0,145	0,126	0,108	0,093	0,08	0,069	0,081	0,033	0,046	0,039
2,06	5,8	164	198	256	321	420	531	656	830	1024	1285	1626	2066	2623	3319	4098	5140	6506	8263
		0,519	0,46	0,392	0,341	0,288	0,249	0,217	0,188	0,165	0,143	0,124	0,107	0,092	0,079	0,069	0,06	0,052	0,045
2,2	6	170	205	265	332	434	549	678	858	1060	1329	1682	2137	2713	3434	4239	5317	6730	8548
		0,552	0,49	0,418	0,362	0,306	0,263	0,231	0,2	0,176	0,152	0,132	0,113	0,098	0,084	0,074	0,064	0,055	0,048
2,51	6,4	181	219	283	355	463	586	724	916	1130	1418	1795	2279	2894	3662	4522	5672	7178	9117
		0,622	0,552	0,47	0,408	0,345	0,288	0,261	0,226	0,198	0,172	0,148	0,128	0,11	0,095	0,083	0,072	0,062	0,054
2,83	6,8	193	233	300	377	492	623	769	973	1201	1501	1907	2422	3075	3892	4804	6026	7627	9687
		0,656	0,617	0,526	0,457	0,386	0,334	0,292	0,252	0,221	0,192	0,166	0,143	0,123	0,106	0,093	0,081	0,07	0,06
3	7	198	239	309	388	506	641	791	1001	1236	1551	1963	2493	3165	4006	4945	6204	7851	9972
		0,734	0,661	0,555	0,482	0,407	0,352	0,308	0,268	0,233	0,203	0,175	0,151	0,13	0,112	0,098	0,085	0,074	0,063
3,44	7,5	212	257	331	415	543	687	848	1075	1325	1662	2103	2571	3391	4292	5299	6547	8412	10885
		0,834	0,741	0,631	0,548	0,463	0,4	0,35	0,303	0,265	0,23	0,199	0,171	0,148	0,127	0,112	0,097	0,084	0,072
3,91	8	226	274	353	443	579	733	904	1145	1413	1772	2243	2849	3617	4578	5652	7090	8973	11397
		0,94	0,834	0,711	0,617	0,522	0,451	0,394	0,341	0,299	0,26	0,224	0,193	0,166	0,143	0,126	0,109	0,094	0,081
4,42	8,5	240	291	375	471	615	778	961	1216	1501	1885	2383	3027	3943	4864	6005	7533	9534	12109
		1,05	0,994	0,797	0,691	0,584	0,505	0,441	0,382	0,335	0,291	0,251	0,216	0,186	0,161	0,141	0,122	0,105	0,091
4,95	9	254	308	397	499	651	824	1017	1288	1580	1994	2524	3205	4069	5150	6359	7976	10095	12821
		1,17	1,04	0,886	0,769	0,65	0,562	0,491	0,425	0,373	0,323	0,279	0,241	0,207	0,179	0,157	0,136	0,117	0,101
5,52	9,5	269	325	420	526	687	870	1074	1369	1678	2105	2664	3383	4296	5437	6712	8419	10656	13534
		1,3	1,15	0,98	0,851	0,719	0,622	0,543	0,47	0,412	0,358	0,309	0,266	0,229	0,198	0,173	0,15	0,13	0,112
6,12	10	283	342	442	554	724	916	1130	1431	1766	2216	2804	3551	4522	5723	7065	8862	11216	14246
		1,43	1,27	1,08	0,936	0,792	0,684	0,598	0,517	0,454	0,394	0,34	0,293	0,252	0,218	0,191	0,165	0,143	0,123

Примечание. В числителе дано количество проходящего воздуха в $\text{м}^3/\text{ч}$ в знаменателе — сопротивление трения в $\text{кг}/\text{м}^2$.

Остальные обозначения те же. Значения коэффициентов местных сопротивлений см. в приложении 3.

Под местными сопротивлениями обычно понимают лишь дополнительные потери, возникающие в силу изгиба воздуховода, без учета линейных сопротивлений фасонной части, учтенных в общих потерях давления на преодоление трения системы в целом. Поэтому длины фасонных частей не исключают при определении длины всего воздуховода. (В некоторых руководствах приводят значения коэффициентов местных сопротивлений с учетом линейных сопротивлений фасонных частей. В таком случае коэффициент местного сопротивления обозначают буквой ξ .)

Доля местных сопротивлений в общих сопротивлениях вентиляционной системы весьма значительна и обычно в несколько раз превосходит величину сопротивлений на трение. Поэтому местные сопротивления по каждому участку надо определять с большим вниманием и возможной точностью. Коэффициенты местных сопротивлений, приводимые в руководствах по вентиляции, в большинстве своем найдены опытным путем. Коэффициенты для фасонных частей, не вошедших в таблицы, определяют, если возможно, по аналогии.

Для облегчения подсчета потерь давления на трение по приведенным формулам в круглых стальных воздуховодах составлена табл. 61.

Таблица составлена для перемещения воздуха и газов при стандартных условиях (§ 1). Сравнительно небольшие отклонения от стандартных условий, имеющиеся обычно при работе вентиляционных систем в бытовых и производственных помещениях, при пользовании таблицей во внимание не принимаются, а допускаемые при этом незначительные погрешности в расчетах практического значения не имеют. Если же условия, в которых работает вентиляционная установка, значительно отличаются от стандартных, в расчеты, выполненные по таблице, вносят соответствующие поправки, исходя из того, что согласно формуле (34) потери давления на трение в воздуховодах прямо пропорциональны квадрату скорости движения воздуха и его удельному весу.

Таблицей можно пользоваться для подсчета потерь давления на трение в воздуховодах прямоугольного сечения, приравнивая прямоугольное сечение со сторонами a, b круглому с диаметром, эквивалентным по трению. Диаметр, эквивалентный по трению, $d_{\text{экв}}$ определяют по формуле

$$d_{\text{экв}} = \frac{2ab}{a+b} \text{ мм.} \quad (36)$$

Если расчет ведут не по равенству потерь давления на трение, а по расходам воздуха, принимают эквивалентный диаметр круга, равновеликого по площади прямоугольному сечению.

При воздуховодах произвольной формы (трапеции) эквивалентный диаметр определяют по формуле

$$d_{\text{экв}} = 4 \frac{F}{p} \text{ м,} \quad (37)$$

где F — площадь поперечного сечения воздуховода в м^2 ;

p — периметр поперечного сечения в м .

Таблица 62

Значение поправочного коэффициента K для шероховатых воздуховодов в зависимости от скорости воздуха

Скорость воздуха в воздуховоде в м/сек	Материал, из которого изготовлены воздуховоды, и значение абсолютной шероховатости Δ в мм			
	шлакоалюбастровые плиты $\Delta = 1$	шлакобетонные плиты $\Delta = 1,5$	кирпич $\Delta = 4$	штукатурка по сетке $\Delta = 10$
0,4	1,08	1,11	1,25	1,48
0,8	1,13	1,19	1,4	1,69
1,2	1,18	1,25	1,5	1,84
1,6	1,22	1,31	1,58	1,95
2	1,25	1,35	1,65	2,04
2,4	1,28	1,38	1,7	2,11
3	1,32	1,43	1,77	2,2
3,6	1,35	1,47	1,83	2,28
4,2	1,38	1,5	1,87	2,34
4,8	1,4	1,53	1,92	2,39
5,4	1,43	1,56	1,95	2,44
6	1,44	1,58	1,98	2,48
7	1,47	1,61	2,03	2,54
8	1,49	1,64	2,06	2,58
9	1,51	1,66	2,1	2,62
10	1,53	1,68	2,12	2,66

В случае перемещения воздуха по неметаллическим воздуховодам с шероховатыми стенками, независимо от формы их поперечного сечения величину потерь давления на трение умножают на коэффициент, принимаемый по табл. 62.

§ 22. Расчет воздуховодов при механической вентиляции

1. На плане вентилируемого помещения или здания принимают решения по расположению вентиляционных отверстий вытяжных и приточных и производят трассировку воздуховодов.

2. Определяют количество воздуха, подаваемого в помещение или удаляемого из него через каждое вентиляционное отверстие, в $\text{м}^3/\text{ч}$.

3. Вычерчивают в масштабе 1:100 или 1:50 аксонометрическую схему воздуховодов с расположением вентиляционных отверстий и указанием соответствующих им количеств вентиляционного воздуха. Затем на схему наносят длину каждого участка и количество перемещаемого воздуха с возрастающим итогом от наиболее удаленного участка к вентилятору. За отдельный участок принимают отрезок трассы с неизменным количеством перемещаемого воздуха, с постоянным сечением и при одинаковом материале его стенок. Каждому участку присваивается порядковый номер (рис. 49).

4. По ориентировочным скоростям подбирают по табл. 61 предварительные диаметры воздуховодов. Ориентировочные скорости принимают по табл. 60. Наибольшие скорости назначают у вентилятора с постепенным уменьшением скорости к конечным участкам. При назначении скоростей не следует забывать, что при перемещении воздуха со скоростью более 4 м/сек в воздуховодах появляется шум.

5. Составляют сводную расчетную таблицу (табл. 63), в которой каждому участку соответствует своя горизонтальная строка. Расчет ведут по основному воздуховоду. В таблицу с аксонометрической схемы в вертикальные графы 1, 2, 3 и 8 переносят номера участков основного воздуховода, расход воздуха на данном участке, принятый диаметр воздухо-

вода (или его сечение в графах 4—6) и длину участка.

6. По табл. 61 заполняют вертикальные графы 7, 9 и 11 — скорость воздуха, сопротивление R на 1 пог. м и динамическое давление h_d .

7. По аксонометрической схеме и приложению 3 определяют коэффициенты местных сопротивлений для каждого участка. Местное сопротивление относят к тому из смежных участков, на котором скорость воздуха больше. Сумму коэффициентов местных сопротивлений по каждому участку вписывают в графу 12.

8. Перемножив длину воздуховода l на R (графы 8 и 9), получают потерю давления на трение по каждому участку и полученную величину вписывают в графу 10. Просуммировав эти величины, под графой 10 получают потери давления на трение по всему основному воздуховоду.

9. Перемножив величины, вписанные в графы 12 и 11, получают потери давления на местные сопротивления по каждому участку и вписывают их в графу 13.

10. Просуммировав величины граф 10 и 13, получают в графе 14 суммарные потери напора по участку и, подведя под графой 14 итог, получают суммарные потери давления по системе.

При перемещении воздуха по прямоугольным воздуховодам или воздуховодам произвольной формы динамический напор определяют по действительной скорости движения воздуха, т. е. по диаметру, эквивалентному по скорости $d_{вск}$ (см. рис. 49, участок 9).

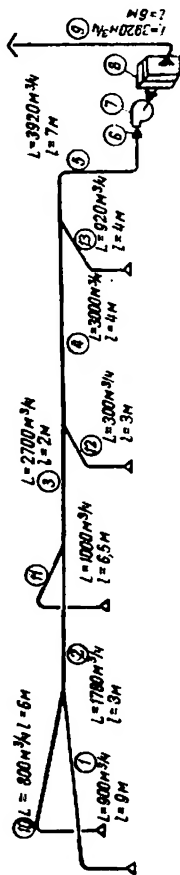


Рис. 49. Схема воздуховодов приточной механической вентиляции

Расчетный бланк системы механической вентиляции

№ участка	L в м ³ /с	Диаметр в мм	Сечение прямоугольного воздуховода			Скорость воздуха в м/сек	Длина участка l в м	Сопротивление трапеции R на 1 мов. м в мм вод. ст.	Rl	Динамическое давление в кг/м ²	Сумма коэффици- ентов местных сопротивлений	z	$Rl + z$
			площадь в м ²	сторон в мм	d мм								
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	900	280	—	—	—	4,1	9	0,076	0,684	1,03	1,17	1,21	1,89
2	1700	355	—	—	—	4,8	3	0,077	0,225	1,41	0,85	1,2	1,43
3	2700	400	—	—	—	6	2	0,098	0,196	2,2	0,3	0,66	0,86
4	3000	400	—	—	—	6,7	4	0,12	0,48	2,75	0,1	0,28	0,76
5	3920	450	—	—	—	6,85	7	0,108	0,756	2,87	0,54	1,55	2,31
6	3920	Диффузор	—	—	—	8,9	—	—	—	4,83	0,15	0,73	0,73
7	3920	», $d=500$	350 × 350	350 × 350	355	—	—	—	—	—	—	—	—
8	3920	Калориферы	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	10
9	3920	—	0,4	630 × 630	630	2,7	6	0,021	0,126	0,446	1,17	0,66	0,79
												Всего	18,77
	1000	280	—	—	—	4,5	6,5	0,091	0,6	1,24	2,07	2,57	3,17

Если в системе имеются ответвления от основного воздуховода, участкам ответвлений также присваивают порядковые номера, и весь расчет ведут аналогично расчету основного воздуховода в той же последовательности и с занесением показателей в сводную таблицу. Диаметры ответвлений необходимо подобрать с таким расчетом, чтобы потери давления от начала разветвления по основному воздуховоду и по ответвлению были равны. Разница потерь давления в разветвляющихся воздуховодах допускается в пределах до 10%. Выравнивание давлений достигается изменением ориентировочно намеченных диаметров с последующим проверочным перерасчетом системы.

Если на воздуховоде системы вентиляции имеются боковые отверстия, снабженные сетками или решетками обыкновенного типа, скорость воздуха в отверстиях следует принимать выше скорости в воздуховоде. Боковые отверстия на воздуховодах прямоугольного сечения рекомендуется располагать для уменьшения местных сопротивлений на узкой стороне приточного воздуховода и на широкой стороне вытяжного.

Расчет воздуховодов из неметаллических материалов с шероховатыми стенками ведут так же, как и металлических, но величину сопротивления на трение по каждому участку умножают на коэффициент, учитывающий увеличение сопротивлений. В сводную расчетную таблицу для занесения этого коэффициента вводят дополнительную графу, между графами 8 и 9. Коэффициент принимают по табл. 62.

По полученной сумме потерь давления (по основному воздуховоду до и после вентилятора) подбирают вентилятор.

Пример расчета приточной системы вентиляции с механическим побуждением. Требуется рассчитать приточную систему вентиляции, схема которой представлена на рис. 49. Производительность системы составляет $L = 3920 \text{ м}^3/\text{ч}$. На концах отводов в цехах имеются приточные насадки. Воздух в цехи в зимнее время подается подогретым, для чего в вентиляционной камере установлены 2 калорифера типа КФС-2, соединенные последовательно. Забор воздуха производится снаружи здания через воздухозаборную шахту с зонтом. Количество перемещаемого по каждому участку воздуха и длина каждого участка нанесены на схему. Расчет системы произведен согласно вышеприведенным указаниям. По отдельным участкам приняты следующие местные сопротивления:

участок 1 — приточный насадок	$\zeta=1$
отвод под углом 90°	$\zeta=0,17$

Всего $\Sigma\zeta=1,17$

участок 2 — тройник на ответвление	$\zeta=0,85$
» 3 — тройник на проход	$\zeta=0,3$
» 4 — тройник на проход	$\zeta=0,1$
» 5 — тройник на проход	$\zeta=0,2$
2 отвода под углом 90° $0,17 \times 2$	$\zeta=0,34$

Всего по участку 5 $\Sigma\zeta=0,54$

участок 6 — диффузор $\varnothing 450/350 \times 350$ мм	$\zeta=0,15$
» 8 — калориферы 5×2 при скорости воздуха 7 м/сек	$\zeta=10$
» 9 — отвод под углом 90°	$\zeta=0,17$
сопротивление на выходе из шахты с зонтом	$\zeta=1,3$

Всего по участку 9 $\Sigma\zeta=1,47$

Суммарные потери давления по системе составляют: $Rl + Z = 18,77$ кг/м² и с учетом запаса на неучтенные потери 10% $H_p = 21$ кг/м².

На участке 11 назначаем диаметр воздуховода $d=280$ мм и по нему проверяем сопротивления по участку. Потери давления на участке 11 должны соответствовать для равновесия системы потерям давления на участках 1 и 2. Местные сопротивления на участке 11 приняты:

тройник на ответвление	$\zeta=0,9$
отвод под углом 90°	$\zeta=0,17$
приточный насадок	$\zeta=1$

Всего $\Sigma\zeta=2,07$

Суммарные потери давления по участку 11 составили $Rl + Z = 3,17$ кг/м², а по участкам 1 и 2 — $1,89 + 1,43 = 3,32$ кг/м². Неувязка потерь давления составит

$$\Delta H = \frac{3,32 - 3,17}{3,17} = 4,8\%, \text{ т. е. } < 10\%.$$

и, следовательно, диаметр на ответвлении 11 принят правильно. Подобным же образом назначают и проверяют потери давления и на остальных ответвлениях.

По требуемой производительности с учетом 10% на непредвиденные потери $L_p = 1,1 \cdot L = 1,1 \cdot 3920 = 4290$ м³/ч суммарному требуемому давлению принимаем по индивидуальным характеристикам вентиляторов электровентилятор Ц4-70 № 5, $n = 930$ об/мин. Потребная мощность на валу вентилятора будет:

$$N_p = \frac{Q H_p}{3600 \cdot 102 \eta_n \eta_\eta} = \frac{4290 \cdot 21}{3600 \cdot 102 \cdot 1 \cdot 0,76} = 0,4 \text{ кат.}$$

а установочная мощность $N_y = 1,5 \cdot N_p = 1,5 \cdot 0,4 = 0,6$ квт. Принимаем к установке электродвигатель А-41-6, $N = 1$ квт, $n = 930$ об/мин.

§ 23. Расчет вентиляции при естественной вытяжной системе

При естественной вытяжной вентиляции побудительной силой, заставляющей воздух двигаться по воздуховодам, является гравитационный напор. Величина гравитационного напора зависит от высоты вытяжного канала h (т. е. от расстояния по вертикали от середины вытяжного отверстия до верха вытяжной шахты) и от разности объемных весов холодного наружного воздуха и теплого воздуха, удаляемого из вентилируемого помещения. Величину гравитационного напора определяют по формуле

$$H_{гр} = h(\gamma_n - \gamma_v) \text{ мм вод. ст.} \quad (38)$$

Удельные веса воздуха при разных температурах даны в табл. 1 § 1. Температуру удаляемого воздуха принимают равной температуре воздуха в вентилируемом помещении на уровне расположения вытяжного отверстия с учетом температурного градиента (см. § 10). Температуру наружного воздуха принимают, как правило, равной 5°C .

Располагаемый гравитационный напор обычно весьма невелик и измеряется иногда долями 1 мм вод. ст., что и определяет весь ход расчета воздухопроводов системы естественной вентиляции. Общая последовательность расчетов та же, что и при механическом побуждении, с использованием такой же сводной расчетной таблицы. Но есть и существенные различия. При естественной вентиляции сечение каналов принимают в зависимости от располагаемого напора, в пределах скоростей, проверенных опытом. Скорость в горизонтальных каналах принимают примерно равной $0,8 v_n$ (скорости в вертикальном канале). Рекомендуемые скорости в вертикальных кирпичных каналах в зависимости от высоты здания и разности температур наружного и внутреннего воздуха приведены в табл. 64. Сечения каналов следует принимать исходя из располагаемого гравитационного напора и допустимой потери давления на

**Скорости воздуха в вертикальных кирпичных каналах
при естественной вентиляции**

Расчетная высота канала (шахты) в м	Скорость воздуха в м/сек при разности температур наружного и внутреннего воздуха								
	10	12	16	20	24	28	32	36	40
4	0,66	0,71	0,85	0,95	1,04	1,12	1,19	1,26	1,32
6	0,85	0,92	1,06	1,18	1,29	1,37	1,45	1,52	1,59
8	0,97	1,06	1,22	1,36	1,48	1,58	1,68	1,76	1,83
10	1,09	1,19	1,37	1,51	1,65	1,77	1,88	1,98	2,05
12	1,2	1,31	1,51	1,66	1,81	1,93	2,05	2,15	2,24
14	1,3	1,41	1,62	1,79	1,95	2,09	2,22	2,32	2,43
16	1,39	1,51	1,73	1,91	2,09	2,23	2,37	2,48	2,59
18	1,47	1,6	1,83	2,03	2,21	2,36	2,50	2,62	2,74
20	1,54	1,68	1,93	2,14	2,34	2,49	2,65	2,77	2,89

1 пог. м канала. Для этого располагаемый напор делят на величину kl , где k — множитель, ориентировочно учитывающий потери давления на преодоление местных сопротивлений, а l — длина рассчитываемого основного воздуховода в метрах. По полученной таким образом величине допустимых потерь давления на трение на 1 пог. м подбирают по табл. 61 диаметры воздуховодов с учетом, если требуется, шероховатости стенок неметаллических вентиляционных каналов. Величину k принимают в пределах 3—6 в зависимости от сложности трассировки каналов системы.

В подсобную таблицу вписывают количество воздуха, перемещаемого по каждому участку системы, его скорость и ориентировочные диаметры. Затем производят гидравлический расчет системы. Если в результате расчета окажется, что суммарная потеря давления соответствует располагаемому гравитационному напору, расчет является окончательным. Если же окажется, что потери давления больше располагаемого напора, ориентировочно принятые диаметры увеличивают на некоторых участках системы и производят ее перерасчет.

Если вытяжная вентиляционная система с естественным побуждением обслуживает помещения на разных этажах, гравитационный напор определяют расположением вытяжных отверстий верхнего этажа.

Диаметры и сечения ответвлений, так же как и при механической вентиляции, необходимо подобрать с таким расчетом, чтобы потери давления от начала разветвления по основному воздуховоду и по ответвлению были равны. Максимальный радиус действия системы естественной вентиляции рекомендуется принимать не более 5—8 м в зависимости от величины располагаемого гравитационного напора.

Пример расчета системы естественной вентиляции. Требуется рассчитать вытяжную систему с естественным побуждением в двухэтажном доме. Схема и расчетный бланк представлены на рис. 50 и в табл. 65. Кухни оборудованы 4-конфорочными газо-

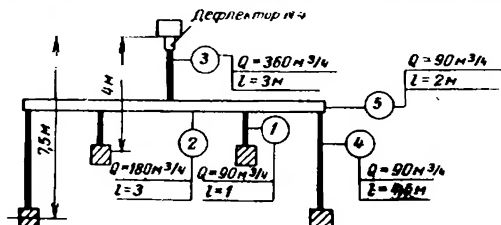


Рис. 50. Схема воздуховодов естественной вентиляции

выми плитами. Согласно нормам (см. § 24) воздухообмен в кухне должен составить $Q = 90 \text{ м}^3/\text{ч}$. Внутрстенные каналы кирпичные. Чердачный канал шлакобетонный с двойными стенками. Шахта деревянная, обшитая внутри кровельным железом по войлоку. На шахте установлен дефлектор. Расчет произведен по вышеизложенной методике. Учитывая возможную небрежность швов в кладке кирпичных каналов, коэффициент на шероховатость принят равным 2. Сечения каналов и длины участков нанесены на схеме. Располагаемый напор для вытяжки со второго этажа при температуре наружного воздуха $t_n = 5^\circ\text{C}$ (удельный вес $\gamma_n = 1,27 \text{ кг/м}^3$) и при температуре воздуха в помещении $t_b = 20^\circ\text{C}$ ($\gamma_b = 1,205 \text{ кг/м}^3$) будет $H_2 = h (\gamma_n - \gamma_b) = 4(1,27 - 1,205) = 0,26 \text{ кг/м}^2$ и для первого этажа соответственно $H_1 = 0,487 \text{ кг/м}^2$. Согласно расчету суммарная потеря давления на участках 1, 2 и 3 составляет $0,183 \text{ кг/м}^2$, т. е. имеется запас на неучтенные потери 40%. При расчете вытяжной вентиляции первого этажа в идеальном случае требовалось бы, чтобы потери давления на участках 4 и 5 равнялись располагаемому напору по первому этажу за вычетом потерь давления на общих участках 2 и 3. Суммарные потери напора по первому этажу получены $H_1 = 0,279 \text{ кг/м}^2$. Запас на неучтенные потери составляет

$$\Delta H = \frac{0,487 - 0,078}{0,279} = 46\%,$$

т. е. каналы первого и второго этажей при принятых сечениях будут работать в одинаковых условиях.

Расчетный бланк естественной системы вентиляции

№ участка	Q в м ³ /с	Вентиляционные каналы			Длина участка l в м	Скорость v в м/сек	R	R_l	Коэффициент шероховатости	R_{ik}	Давление в мм.в.ст.	$\Sigma \zeta$	Σ	Σ	$R_{ik} + \Sigma$
		площадь поперечного сечения F в м ²	сечение $a \times b$ в см	эквивалентный диаметр $d_{экв}$ в мм											
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
1	90	0,034	26×13	180	1	0,74	0,011	0,011	2	0,022	0,035	2,36	0,083	0,105	
2	180	0,084	30×28	280	3	0,6	0,004	0,012	1,11	0,013	0,022	1,36	0,03	0,043	
3	360	0,13	36×36	355	3	0,77	0,004	0,012	—	0,012	0,036	0,64	0,023	0,035 0,183	
4	90	0,034	13×26	180	4,5	0,74	0,011	0,050	2	0,1	0,058	2,1	0,122	0,222	
5	90	0,036	18×20	190	2	0,7	0,008	0,016	1,11	0,018	0,02	1,3	0,039	0,057 0,279	

Г л а в а V

Расчет вентиляционных установок в помещениях, связанных с использованием горючих газов

§ 24. Вентиляция кухонь в жилых зданиях

В кухнях жилых квартир и общежитий, в которых установлены бытовые газовые плиты с сжиганием газа без отвода продуктов сгорания, воздухообмен и внутренний объем кухонь должны быть не менее величин, указанных в табл. 66.

Кроме того, в реконструируемых и существующих жилых зданиях газовые плиты разрешается устанавливать, если в помещении имеется окно с форточкой или фрамугой в его верхней части (при отсутствии вытяжных вентиляционных каналов), если при отсутствии окна в помещении кухни имеется вытяжной вентиляционный канал и окно с форточкой или фрамугой в смежном нежилом помещении, в которое из кухни

Таблица 66

**Воздухообмен и внутренний
объем кухонь при высоте
не менее 2,2 м**

Показатели	При установке одной газовой плиты		
	4-конфорочной	3-конфорочной	2-конфорочной
Воздухообмен в $\text{м}^3/\text{ч}$	90	75	60
Внутренний объем в м^3	15	12	8

имеется выход или если при отсутствии вытяжного вентиляционного канала в стене имеется обособленный дымоход от нерабочей отопительной печи, от разобранной печи или кухонного очага. В последнем случае канал снабжают вентиляционной решеткой и ис-

пользуют в качестве вентиляционного. При отсутствии внутристенного канала следует оборудовать приставной канал и утепленную вытяжную шахту, выведенную выше кровли здания на высоту согласно указаниям, содержащимся в § 11. Сечение шахты при установке 4-конфорочной плиты рекомендуется принимать 250×250 , а при 2-конфорочной 200×200 мм.

При переводе на газ кухонного очага, работающего с отводом продуктов сгорания, в помещении кухни должны иметься вытяжной вентиляционный канал или окно с форточкой. Такие же требования предъявляются и к помещению, в которое выведена топка отопительной печи, переведенной на газ.

Вентиляционные решетки в кухнях и санузлах газифицированных квартир устанавливают с неподвижными жалюзи или нерегулируемые, металлические фигурного оформления.

При устройстве вентиляции кухонь в жилых зданиях допускается объединять вентиляционные каналы санузла без унитаза с вентиляционным каналом кухни или вытяжные каналы ванной (душевой) и уборной той же квартиры.

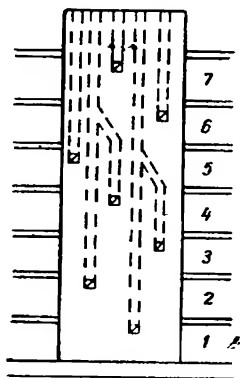


Рис. 51. Схема объединенных вентиляционных каналов

В зданиях высотой более 5 этажей допускается объединять вентиляционные каналы из кухонь или санузлов, расположенных в разных этажах, в сборный канал через этаж (рис. 51). При этом не разрешается объединять каналы верхних трех этажей.

Помещения кухонь и санузлов, в которых установлены газовые водонагреватели, должны быть обеспечены притоком воздуха из смежных помещений через

решетки в дверях у пола площадью не менее $0,02 \text{ м}^2$ или через зазоры под дверями высотой не менее 3 см.

В квартирах в 4 и более комнат, не имеющих сквозного проветривания, должна быть предусмотрена вы-

тяжная вентиляция непосредственно из жилых комнат.

Для обеспечения устойчивой вытяжки из кухонь квартир, расположенных в верхних этажах, строительными нормами рекомендуется устанавливать в кухнях индивидуальные вытяжные вентиляторы. В жилых зданиях высотой 4 и 5 этажей — на одном верхнем этаже, в 6-этажных и более — в верхней трети здания, но не более чем в четырех верхних этажах. Устанавливать вентиляторы допускается только в обособленные каналы при отсутствии в кухнях газовых приборов, работающих с отводом продуктов сгорания.

Таковы требования, предъявляемые нормативными материалами к вентиляционным устройствам газифицированных квартир.

В повседневной практике при установке в кухнях жилых зданий бытовых газовых приборов в большинстве случаев соблюдают нормативные требования лишь в отношении наличия в кухнях форточек и вытяжных каналов, а поверочного расчета воздухообмена не производят. Предполагается, что недостаточный воздухообмен компенсируется проветриванием через форточку. Однако при низких температурах наружного воздуха, как правило, форточек не открывают. Сечение виутристенных каналов зданий в 4 и более этажей по конструктивным соображениям обычно составляет 13×13 см, а их производительность в холодное время года в зависимости от этажа и метеорологических условий — $30\text{--}40$ м³/ч, что значительно меньше воздухообмена, требуемого нормами, поэтому изыскиваются возможности увеличить сечения каналов.

При сжигании газа без отвода продуктов сгорания в помещение выделяются водяные пары и углекислый газ (см. § 5) и, вследствие неполного сгорания, окись углерода. На бытовых газовых плитах по техническим причинам, а иногда и по условиям пользования ими полного сгорания газа достигнуть не удастся, несмотря на постоянное совершенствование газогорелочных устройств. Согласно ГОСТ 10798—64 при сжигании газа на горелочных устройствах бытовых газовых плит допускается присутствие в сухих продуктах сгорания 0,03% по объему окиси углерода СО. Такое содержание СО в продуктах сгорания тре-

бует воздухообмена в кухнях 170—200 м³/ч при пользовании 4-конфорочными плитами. За последние годы проводились обследования воздушной среды в газифицированных квартирах во многих городах Советского Союза. Было установлено, что при пользовании плитами в воздухе кухонь и даже ближних к кухне жилых комнат концентрации СО и СО₂ достигают величин, значительно больше допустимых [56, 57].

Большинство исследователей склонны считать, что воздухообмен в кухнях в часы горения плиты и в течение некоторого времени после окончания пользования для проветривания помещения должен быть равен 200 м³/ч.

На основании проведенных обследований и пожеланий по улучшению вентиляции газифицированных квартир помимо нормативных требований можно предложить следующие рекомендации:

а) сечения круглых вытяжных каналов следует принимать по возможности не менее 500 см² ($D=250$ мм), а прямоугольных не менее 600 см², размер вентиляционных решеток 200×250 мм;

б) бытовые плиты необходимо устанавливать по возможности непосредственно под вентиляционной решеткой вытяжного канала;

в) если по конструктивным соображениям не представляется возможным оборудовать вентиляционные каналы указанных сечений, рекомендуется использовать осевые квартирные вентиляторы малой производительности (170—300 м³/ч) серий ВО-45 и ВО-47 (см. § 16). Эти вентиляторы можно установить во входном отверстии вытяжного канала вместо жалюзийной решетки, а при отсутствии канала или его недостаточном сечении — в отверстии в наружной стене или в оконной форточке. Давление, развиваемое этими вентиляторами (1,5—2 мм вод. ст.), достаточно для удаления из кухни 200 м³/ч воздуха при протяженности канала до 15 м и при его сечении 20×13 см. При каналах сечением 13×13 см, как показывает гидравлический расчет, вентиляторы серий ВО-45 и ВО-47 могут удалить лишь 160 м³/ч воздуха при протяженности канала не более 3—4 м. При большей протяженности каналов сечением 13×13 см эти вентиляторы необходимо устанавливать в оконных форточках;

г) если в кухнях небольшой кубатуры имеются вытяжные каналы требуемых сечений, рекомендуется оборудовать вытяжные зонты или завесы. При недостаточном сечении каналов и естественной вытяжке зонты оборудовать нельзя, так как при недостаточной производительности каналов часть газов из-под зонта поступает обратно в помещение и концентрация CO_2 и CO у плиты оказывается еще большей, чем до его установки;

д) в квартирах, в которых отсутствуют вытяжные каналы в жилых комнатах, суммарная производительность вентиляционных каналов санузла и кухни должна быть достаточной для удаления требуемого количества воздуха не только из кухонь и санузлов, но и из жилых комнат. Нормы воздухообмена в жилых зданиях приведены в приложении 1;

е) если на чердаке имеются сборные короба и шахты, площади сечений их должны быть не меньше суммарной площади поперечных сечений каналов, объединенных сборным коробом и шахтой. Протяженность сборного чердачного короба от места присоединения самого удаленного вертикального канала до выбросной шахты не должна превышать 5 м. Число поворотов на сборном чердачном коробе должно быть не более 5. Ближайшими к вытяжной шахте должны быть расположены каналы верхних этажей (см. рис. 50).

В трехэтажных жилых домах (и даже в четырехэтажных при условии применения приставных коробов) обеспечение газифицированных квартир вытяжными каналами требуемых сечений не должно представлять трудностей. В многоэтажных домах наиболее перспективным является широкое применение квартирных электровентиляторов в газифицированных квартирах не только верхних, но и нижних этажей. Потребляемая ими электроэнергия по сравнению с электроэнергией, потребляемой другими бытовыми электроприборами, незначительна, тогда как при использовании ими можно значительно улучшить санитарно-гигиеническое состояние воздуха в кухнях и смежных с ними жилых комнатах.

§ 25. Вентиляция предприятий общественного питания

Помещения кухонь предприятий общественного питания и пищеблоков больниц, учебных заведений и

прочих учреждений характеризуются, как правило, большими тепловыделениями от установленного в них оборудования (плит, пищеварочных котлов и пр.). Характерны также большие кратности воздухообмена при сравнительно небольших размерах помещений. Это относится к первой очереди к предприятиям общественного питания, встроенным в жилые и общественные здания. Поэтому при проектировании вентиляционных устройств предприятий общественного питания необходимо проверять направления и скорости воздушных потоков, которые должны возникнуть в вентилируемом помещении, с тем чтобы на рабочих местах не создавалось сквозняков или воздушных потоков, имеющих скорости выше допустимых по нормам.

Расчет вентиляции в кухнях ведут на поглощение избытков явного тепла.

Температурные условия и кратности воздухообмена, которые должны быть обеспечены в помещениях предприятий общественного питания, приведены в табл. 67. Тепловыделения от кухонного оборудования принимают по табл. 68, а тепловыделения от людей — по табл. 2. Для уменьшения тепловыделений в кухнях все проходящие через помещение металлические дымоходы необходимо покрывать тепловой изоляцией (см. § 19).

Если кухня и торговый зал предприятий общественного питания расположены на одном этаже и непосредственно сообщаются между собой проемами раздаточных окон или коридорами, вентиляцию кухонных помещений следует решать совместно с вентиляцией обеденного зала.

В обеденном зале воздухообмен определяют по ассимиляции тепловыделений от людей и горячей пищи в зависимости от пропускной способности торгового зала в часы наибольшего наплыва посетителей. Тепловыделения от горячей пищи в торговом зале определяют по формуле

$$Q = \frac{g_{\text{ср}} (t_n - t_k)}{\tau} \cdot \frac{1}{3} \text{ н ккал/ч}, \quad (39)$$

где g — средний вес блюд на 1 обед (можно принять до 0,85 кг);

Температуры, кратности воздухообмена и относительная влажность воздуха в предприятиях общественного питания

Помещения	Температура воздуха в °С	Кратность воздухообмена		Относительная влажность воздуха в %
		по притоку	по вытяжке	
Торговый зал, раздаточная, буфет	16	По расчету		40—60
Моечная посуды и тары	18	4	—6	60—70
Раздаточная	16	1	—	55—70
Кухня, кондитерский цех, пирожковая	5	По расчету, но не менее двукратного		60—70
Мясо-рыбная, овощная	16	3	—4	55—70
Хлебобрезка	16	1	—1	55—70
Выдача обедов на дом	16	1	—1,5	55—70
Склад тары	5	—	—1	60—75
Кладовая овощей	5	—	—0,5	60—75
Кладовая сухих продуктов	12	—	—1	60—75
Уборные	16	50 м³ на 1 унитаз 25 м³ на 1 писсуар		—
Душевые	25	—	—5	—
Раздевальные при душевых	23	5	—	—
Кабинет врача	20	—	—1	—
Контора	18	—	—1	—

$c_{ср}$ — средняя теплоемкость блюд (принимают равной 0,8 ккал/кг·град;

t_n — температура блюд, поступающих в зал (в среднем принимают равной 70°C);

t_k — температура блюд в момент потребления (принимают равной 40°C);

τ — продолжительность принятия пищи посетителем (в ресторане 1 ч, в столовой без самообслуживания 30 мин, в столовой с самообслуживанием 20 мин);

n — число мест в обеденном зале;

$\frac{1}{3}$ — коэффициент явного тепла, выделяющегося при остывании пищи.

При оборудовании вентиляции торгового зала, непосредственно сообщающегося с кухней, следует предусматривать удаление не менее 50% воздуха из него через кухню, чтобы кухонные запахи не проникали в

Выделение явного тепла от технологического оборудования
кухонь предприятий общественного питания

Оборудование	Тепловыделе- ния в ккал/ч
Плита кухонная № 1	35 000
То же, № 19	6 400
» № 21	15 000
Плиты кухонные газовые на:	
8 конфорок	13 500
12 конфорок	20 000
16 конфорок	27 000
Варочный котел емкостью в л:	
400	3 200
250	2 300
125	1 700
60	1 400
40	1 100
Кипятильник на 200 л/ч	2 000

Примечание. При отсутствии данных тепловыделения от плиты можно принять равными 3500 ккал/ч на 1 м² жарочной поверхности.

обеденный зал. Скорость движения воздуха в проемах раздаточных окон не должна при этом превышать 0,1 м/сек.

Удаление остального расчетного количества воздуха обычно предусматривают через воздухоприемные короба, расположенные над раздаточными окнами или в зоне возможного проникания кухонных запахов в обеденный зал. В торговых залах, имеющих менее 100 посадочных мест, удаление воздуха можно предусматривать и через внутрительные вентиляционные каналы необходимого сечения.

Приток воздуха в кухнях и в обеденных залах предусматривается под потолком при помощи воздухо-распределительных коробов. В зимнее время температура приточного воздуха должна быть 12°C. Для подогрева воздуха в вентиляционных камерах устанавливают калориферы.

Над кухонными очагами обязательно оборудуют завесы или кольцевые воздухопроводы для улавливания потоков горячего воздуха непосредственно над плитами, для предотвращения растекания его по всему поме-

щению и для удаления воздуха при возможно более высокой температуре.

Кольцевые воздуховоды выполняют из листовой стали с антикоррозионным покрытием внутренних и наружных стенок или оцинкованного железа. Они имеют прямоугольное сечение. При большой высоте помещения снабжаются боковыми металлическими щитками.

Завесы монтируют из армированного стекла или из оцинкованного железа. Высота завесы от пола должна быть не менее 2,2 м. Габариты завес и кольцевых воздуховодов в плане принимают на 0,5 м больше габаритов плиты с каждой стороны. Завесы лучше улавливают горячий воздух над плитой, чем кольцевые воздуховоды, но по сравнению с ними у завес есть и существенный недостаток — нагреваясь горячим воздухом и излучением от плиты, завесы сами становятся источником тепловых потоков в помещении. Кольцевые воздуховоды и завесы оборудуют из расчета удаления через них 60—75% явного тепла, выделяемого пищеварочными плитами.

Удаление остального расчетного количества воздуха обычно предусматривают через воздухоприемный короб, располагаемый под потолком по возможности над пищеварочными котлами или другим горячим оборудованием, а также на стене, противоположной той, на которой расположен приточный короб. В кухнях предприятий малой производительности для удаления воздуха кроме кольцевого воздуховода над плитой можно использовать внутристенные вентиляционные каналы при условии, если они имеют достаточное сечение.

Удаление загрязненного воздуха из кухонных помещений во всех случаях следует организовать так, чтобы исключалась возможность попадания кухонных запахов в окна помещений вышележащих этажей. Осевые вентиляторы для удаления воздуха из кухни можно устанавливать в наружных стенах и окнах лишь в отдельно стоящих зданиях при условии, что кухонные запахи не будут попадать на уличные проходы или дворовые участки общего пользования.

Режим работы вентиляционных устройств предприятий общественного питания меняется в течение года в зависимости от наружных температурных условий, по-

этому расчет вентиляционных устройств должен быть произведен для зимнего, переходного и летнего времени. На зимний период расчет следует произвести исходя из расчетной зимней температуры и из средней температуры отопительного периода. В переходное время — при температуре 10°C . В теплое время года — при расчетной летней температуре. Расчетные температуры наружного воздуха и средние температуры отопительного периода принимают по таблицам «Строительной климатологии и геофизики» [5]. Для каждой из указанных исходных расчетных температур подводят тепловой баланс помещения и на его основании уточняют вентиляционный воздухообмен. Для большей наглядности и удобства пользования результаты расчетов заносят в сводный расчетный бланк. Расчеты системы вентиляции необходимо проводить в той же последовательности, в какой расположены расчетные показатели на бланке от п. 1 до п. 18 (табл. 69).

Расход газа на предприятиях общественного питания в течение года изменяется. Летом из-за уменьшения количества горячих блюд и увеличения количества холодных блюд расход газа сокращается, поэтому тепловыделения от кухонного оборудования летом можно принимать с понижающим коэффициентом 0,8.

Солнечную радиацию учитывают при температуре наружного воздуха 10°C и выше. Расчет количества тепла, поступающего в помещение от солнечной радиации, см. § 9.

Теплопотери помещений подсчитывают по правилам подсчета теплопотерь производственных помещений. Температуру воздуха в рабочей зоне в самые теплые летние дни принимают на 5° выше температуры наружного воздуха, но не выше 28°C в средней полосе Союза (см. § 2).

Для определения температуры воздуха в верхней зоне помещений температурный градиент принимают для кухни $\beta=1,5^{\circ}$ и в торговом зале $\beta=1,3^{\circ}$ на каждый метр высоты помещения сверх уровня рабочей зоны, т. е. сверх 1,5 м от пола.

Температуру воздуха, удаляемого кольцевым воздухопроводом или завесой в зимнее и переходное время, принимают 45°C . В летнее время ее можно принять на $25\text{—}30^{\circ}$ выше температуры в рабочей зоне.

Сводный расчетный бланк

Вентиляция предприятия общественного питания,
переведенного на газ

Адрес _____

№ п. п.	Наименование позиций	Единица измерения	Расчетные температуры наружного воздуха в °С			
			-15	-5	10	22
1	2	3	4	5	6	7
1	Объем помещений:					
	кухня	м ³		400		
	столовая	»		1820		
2	Температура воздуха в рабочей зоне:					
	торговый зал	°С	16	16	20	27
	кухня	°С	21	21	22	27
3	Теплопотери:					
	торговый зал	ккал/ч	19 000	16 100	7 100	—
	кухня	»	6 900	4 500	2 100	—
4	Изоляция в торговом зале	»	—	—	8 900	8 900
	<i>Торговый зал</i>					
5	Тепловыделения от:					
	людей	»	22 000	22 000	22 000	22 000
	горячей пищи	»	5 100	5 100	5 100	4 080
6	Избытки явного тепла	»	8 100	11 000	25 900	27 480
7	Температура воздуха в верхней зоне помещения	°С	19,6	19,6	23,6	30,6
8	Требуемый воздухообмен	м ³ /ч	3 600	4 900	6 400	11 100
	<i>Кухня</i>					
9	Тепловыделения от:					
	людей	ккал/ч	2 420	2 420	2 320	1 820
	оборудования	»	35 440	35 440	35 440	28 350
10	Избытки явного тепла	»	30 960	33 360	35 660	30 170
11	Температура воздуха в верхней зоне помещения	°С	25	25	26	31

№ п. п.	Наименование позиций	Единица измерения	Расчетные температуры наружного воздуха в °С			
			-15	-5	10	22
1	2	3	4	5	6	7
12	Температура воздуха, удаляемого кольцевым воздухопроводом	°С	45	45	47	52
13	Количество воздуха, удаляемого кольцевым воздухопроводом	м³/ч	1 500	1 500	1 500	1 500
14	Количество тепла, удаляемого кольцевым воздухопроводом	ккал/ч	14 400	14 400	16 600	13 000
15	Количество тепла, которое должно быть удалено общеобменной вентиляцией	»	16 560	18 960	19 060	17 170
16	Требуемый воздухообмен общеобменной вентиляции	м³/ч	4 300	4 930	4 000	6 650
17	Требуемый приток воздуха помимо притока из торгового зала . . .	м³/ч	3300	3930	3000	4150
18	Воздухообмен, который должен быть обеспечен аэрацией в летнее время:					
	торговый зал	(11 100—6400)			—	4700
	кухня	(1500+6650)— (4930+1500)			—	1720

Производительность приточных систем вентиляции определяют, как правило, исходя из условий зимнего периода, а вытяжных систем — исходя из условий теплого времени года.

В переходное и теплое время года кроме основного вентиляционного оборудования обычно дополнительно используют проветривание через верхние фрамуги окон. Летом обычно предусматривают приток наружного воздуха и через нижние створки окон. Открываемые проемы фрамуг и окон должны быть оборудованы мелкими металлическими сетками.

Площадь открываемых фрамуг и окон F м² определяют исходя из количества вентиляционного воздуха L м³ и скорости его движения v м/сек

$$F = \frac{L}{360 v} \text{ м}^2.$$

Скорость воздуха, удаляемого через фрамуги, можно принять 1—1,5 м/сек, воздуха, поступающего через верхние фрамуги, — 0,5—0,7 м/сек, а воздуха, поступающего через нижние створки окон, — 0,2—0,3 м/сек.

В горячих цехах фабрик-кухонь при больших расходах газообразного топлива при определении производительности вентиляционных устройств следует также учитывать количество воздуха, удаляемого через топочные устройства.

Общая методика и порядок расчета вентиляционного оборудования кухни и торгового зала предприятий общественного питания поясняется на примере (см. ниже).

В подсобных цехах вентиляцию рассчитывают по кратности воздухообмена согласно табл. 67. Объединять приточно-вытяжную вентиляцию подсобных цехов с вентиляцией кухни не следует, за исключением помещений раздаточной и продажи обедов на дом, которые обычно непосредственно соединены с кухней. Но и в этих помещениях при обеспечении вытяжки через кухню приток должен оборудоваться самостоятельно. Приток воздуха в помещениях подсобных цехов предусматривается естественный, по возможности объединенный для всех подсобных цехов, при помощи приставного приточного короба из шлакогипсовых плит. Вытяжка из помещений подсобных цехов при расположении пищеблока на первом этаже здания, имеющего несколько этажей, осуществляется через внутристенные вентиляционные каналы с установкой на перекрытии дефлекторов. При необходимости на чердаке оборудуют общую для всех подсобных цехов вытяжную вентиляционную камеру.

Пример. Определить необходимый воздухообмен в разное время года в столовой на 250 посадочных мест с первичной обработкой продуктов, расположенной в отдельно стоящем одноэтажном здании с чердачным перекрытием (рис 52). В кухне установлены две плиты ресторанный типа № 21 1. два варочных котла по 125 л 2, три варочных котла по 250 л 3 и два кипяtilьника. Торговый зал непосредственно сообщается с кухней через раздаточные окна в остекленной перегородке 16. Теплопотери помещений кухни и торгового зала и количество тепла, внесенного в торговый зал солнечной радиацией, известны (см. вели-

чины, вписанные в подсобный расчетный бланк, табл. 69). Столовая работает по системе самообслуживания. Посетители получают блюда у витрин 4. Высота помещений торгового зала и кухни $H=4,2$ м. Число постоянно работающих в торговом зале 4 чел..

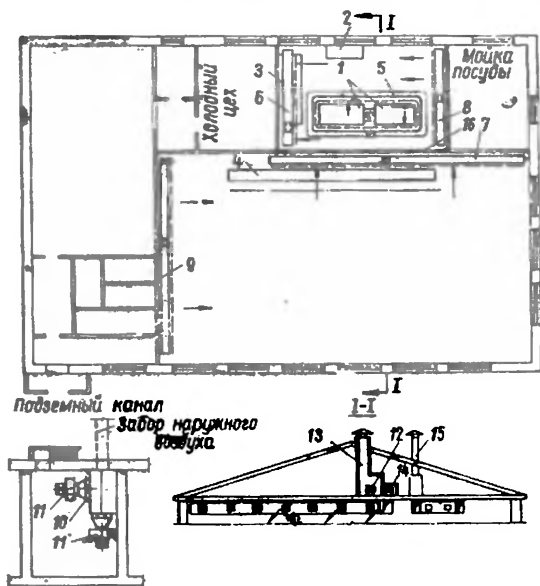


Рис. 52. Вентиляция кухни предприятия общественного питания

а на кухне 24 чел. Зимняя расчетная температура $t_0 = -15^\circ\text{C}$, средняя температура отопительного периода $t_{\text{ср}} = -5^\circ\text{C}$ и летняя расчетная температура $t_{\text{л.р}} = 22^\circ\text{C}$.

Решение. Назначаем внутренние температуры воздуха в рабочей зоне помещений в разное время года и вписываем в соответствующие графы расчетного бланка. Расчет начинаем с определения необходимого воздухообмена в торговом зале. Тепловыделения в торговом зале от людей (обедающих и обслуживающего персонала $250+4=254$ чел.) по табл. 2 и рис. 1 при температуре в рабочей зоне $t_{\text{р.з}} = 16^\circ\text{C}$ составят $Q_{\text{л}} = 254 \cdot 75 \cdot 1,16 = 2200$ ккал/ч. Тепловыделения от горячей пищи по формуле (39)

$$Q_{\text{г.п}} = \frac{0,85 \cdot 0,8 (70 - 40) 250}{0,33} \cdot \frac{1}{3} = 5100 \text{ ккал/ч.}$$

Аналогично определяем тепловыделения от людей при других температурах в рабочей зоне (см. величины, вписанные в

расчетный бланк). Тепловыделения от горячей пищи летом из-за сокращения потребляемых горячих блюд принимаем с понижающим коэффициентом $K=0,8$, т. е. $Q_{г.л}=5100 \cdot 0,8=4080$ ккал/ч.

Вычитая из суммы тепловыделений и солнечной радиации теплотери помещения, получаем величины избыточного тепла, которые также вписываем в соответствующие графы. Для расчета необходимого воздухообмена в торговом зале определяем температуру воздуха, удаляемого из верхней зоны помещения. При температурном градиенте $\beta=1,3$ град/м и высоте зала $H=4,2$ м температура воздуха в верхней зоне в зимнее время по формуле (19) будет:

$$t_y = 16 + 1,3(4,2 - 1,5) = 19,6^\circ \text{C}.$$

Аналогично получаем температуру в верхней зоне и при других расчетных температурах. Необходимый воздухообмен для поглощения теплоизбытков в зимнее время при температуре приточного воздуха 12°C ($\gamma=1,239$ кг/м³) по формуле (18) составит

$$L_{-15} = \frac{8100}{0,24 \cdot 1,239 (19,6 - 12)} = 3600 \text{ м}^3/\text{ч},$$

а при температуре наружного воздуха -5°C $L_{-5}=4900$ м³/ч. В переходный период при температуре наружного воздуха 10°C и выше предусматривается подача наружного воздуха без подогрева. Требуемый воздухообмен составит $L_{10}=6400$ м³/ч. Летом при разности температур наружного воздуха и воздуха, удаляемого из верхней зоны помещения, равной $8,6^\circ \text{C}$, требуемый воздухообмен составит $L_{22}=11100$ м³/ч. В помещении кухни тепловыделения от людей согласно табл. 2 составят $Q_{л}=2420$ ккал/ч, в переходное время $Q_{л}=2320$ ккал/ч и летом $Q_{л}=1820$ ккал/ч. Выделение явного тепла от кухонного оборудования принимаем по табл. 68: от двух плит № 21 по 15 000 ккал/ч, 30 000 ккал/ч, от двух пищеварочных котлов емкостью 125 л 3400 ккал/ч, от трех пищеварочных котлов емкостью 250 л 6900 ккал/ч и от двух кипятильников 4000 ккал/ч. Всего 44 300 ккал/ч. Тепловыделения от оборудования принимаем с коэффициентом одновременности $K=-0,8$, тогда для зимнего и переходного времени расчетные тепловыделения составят: $Q_{тв}=44\,300 \cdot 0,8=35\,440$ ккал/ч. Тепловыделения летом принимаем с понижающим коэффициентом 0,8, тогда получим $Q_{тв}=35\,440 \cdot 0,8=28\,350$ ккал/ч. Полученные величины вписываем в соответствующие графы бланка. Вычитая из суммарных тепловыделений теплотери помещения кухни, получаем величину избыточного тепла. Температуру воздуха в верхней зоне помещения кухни определяем исходя из величины температурного градиента $\beta=1,5$ град/м (см. величины, вписанные в бланк). Температуру воздуха, удаляемого кольцевым воздуховодом 5, принимаем зимой 45°C и в остальное время года на 25° выше температуры в рабочей зоне. Кольцевым воздуховодом в зимнее время должно быть удалено 60% тепла, выделяемого пищеварочными плитами (с учетом коэффициента одновременности их работы 0,8) или $Q_{к}=30\,000 \cdot 0,8 \cdot 0,6=14\,400$ ккал/ч. При температуре приточного воздуха 12°C расчетное количество воздуха, удаляемого кольцевым воздуховодом, составит:

$$L_{к.в} = \frac{14\,400}{0,24 \cdot 1,239 (45 - 12)} = 1500 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

При постоянной производительности вытяжки через кольцевой воздуховод в течение всего года количество тепла, удаляемого в переходное время, составит:

$$Q_{к.в} = 1500 \cdot 0,24 \cdot 1,248 (47 - 10) = 16\,600 \text{ ккал/ч} \text{ и в летнее время}$$

$$Q_{к.в} = 1500 \cdot 0,24 \cdot 1,2 (52 - 22) = 13\,000 \text{ ккал/ч.}$$

В строку 15 расчетного бланка вписываем количество тепла, которое должно быть удалено из кухни общеобменной вентиляцией в разное время года (разность величин, вписанных в строки 10 и 14), и определяем воздухообмен, который должен быть обеспечен общей вентиляцией. В зимние месяцы при температуре приточного воздуха 12°C воздухообмен составит:

$$L = \frac{16\,560}{0,24 \cdot 1,248 (25 - 12)} = 4300 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

При температуре наружного воздуха —5°C $L = 4930 \text{ м}^3/\text{ч}$, при температуре наружного воздуха 10°C, подаваемого в помещение без подогрева, $L_{10} = 4000 \text{ м}^3/\text{ч}$ и летом при разности температур приточного наружного и удаляемого воздуха $\Delta t = 31 - 22 = 9$, $L_{22} = 6650 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Сопоставив величины требуемых воздухообменов в торговом зале и в кухне, определяем производительность вентиляционных устройств. На зимнее и переходное время года предусматриваем механическую приточно-вытяжную вентиляцию, раздельную для торгового зала и для кухни. На зимний период вытяжку из обеденного зала через кухню принимаем в объеме 2500 м³/ч, т. е. примерно 50% воздухообмена, требуемого при средней температуре отопительного сезона. Удаление остального количества воздуха в зимнее и переходное время предусматриваем через воздухоприемный короб 7.

Расчетную производительность вытяжки через короб принимаем по условиям, соответствующим наружной температуре 10°C, т. е. $L = 6400 - 2500 = 3900 \text{ м}^3/\text{ч}$. Вытяжка обеспечивается осевым вентилятором 12, установленным в вентиляционной шахте 13 на чердаке. Удаление воздуха из кухни помимо кольцевого воздуховода 5 предусматривается через воздухоприемный короб 6 и обеспечивается осевым вентилятором, установленным в вентиляционной шахте на чердаке (на рис. 52 шахта условно не показана). Производительность вытяжки через короб 6 принимаем по условиям, соответствующим температуре наружного воздуха —5°C, т. е. $L = 4930 \text{ м}^3/\text{ч}$. Приток воздуха в помещение кухни помимо притока из торгового зала в количестве 2500 м³/ч обеспечивается воздухораспределительным коробом 8 и одним из центробежных вентиляторов, установленных в вентиляционной камере в подвальном помещении под холодным цехом. Производительность приточной вентиляционной установки принимаем также при условиях, соответствующих температуре наружного воздуха —5°C, т. е. $L = 4930 + 1500 - 2500 = 3930 \text{ м}^3/\text{ч}$. Подогрев приточного воздуха до требуемой температуры (13—14°C) обеспечивается калориферами 10. Забор наружного воздуха предусматривается через отдельно стоящую шахту, расположенную в зеленой зоне. Вторым центробежным вентилятором 11 обеспечивается приток воздуха в торговый зал через воздухораспределительный короб 9. Производительность приточной установки для торгового зала принимаем по условиям, соответствующим температуре наружно-

го воздуха 10°C , т. е. $L=6400 \text{ м}^3/\text{ч}$. Вытяжка через кольцевой короб на кухне предусмотрена посредством осевого вентилятора, установленного в вентиляционной шахте 15. Для подбора вентиляторов и определения сечения воздуховодов необходимо выполнить гидравлический расчет согласно указаниям § 22. Вентиляторы подбирают по индивидуальным характеристикам (§ 16). Расчет calorиферной установки см. § 17. При температуре наружного воздуха 10°C и выше в дополнение к механической вентиляции используется аэрация торгового зала и кухни. Площадь открываемых фрамуг для проветривания помещений определяют по воздухообмену, который обеспечивается аэрацией (см. строку 18 расчетного бланка). В зимнее и переходное время года производительность вентиляционных установок регулируется их периодическим включением или шиберами

§ 26. Вентиляция отопительных котельных, работающих на газообразном топливе

Помещения котельной характеризуются обычно большими тепловыделениями, поэтому воздухообмен в них рассчитывают на поглощение избытков явного тепла. Организованный приток воздуха должен обеспечить подачу его в количестве, необходимом для нормального сжигания газа, и общий воздухообмен в котельной должен быть при этом не менее трехкратного [24].

Схема системы вентиляции котельной весьма проста. Во время работы котлов воздух из помещения удаляется через топочные устройства, а подача приточного воздуха осуществляется в холодный период года через отверстия с неподвижными жалюзи или оконные фрамуги верхнего яруса. На перекрытии котельной устанавливают дефлекторы, производительность которых рассчитывают не менее чем на трехкратный воздухообмен в котельном зале. В переходное и теплое время года, когда количества воздуха, удаляемого через топочные устройства, недостаточно для обеспечения надлежащей вытяжной вентиляции, используют аэрацию: вытяжка воздуха через фрамуги верхнего яруса и приток через фрамуги нижнего яруса. При температуре наружного воздуха 10°C и выше допускается сквозное проветривание с использованием для притока воздуха окон нижнего яруса. Аэрация и проветривание должны быть организованы таким образом, чтобы была исключена возможность образования сквозняков на рабочих местах.

Приточные отверстия располагают, как правило,

за котлами на высоте 4 м от пола до низа проема. Скорость воздуха в приточных отверстиях должна быть не больше 2 м/сек. При небольших размерах котельного зала скорость рекомендуется принимать не больше 1 м/сек. Температурные условия в котельном зале следует принимать согласно табл. 70.

Таблица 70

Параметры воздушной среды в рабочей зоне производственных помещений котельной

Помещения	Температура воздуха в °С		Скорость движения воздуха в м/сек	
	зимой	летом	зимой	летом
Котельный зал . .	Не ниже 12	Не более чем на 5° выше наружной	0,2—0,5	0,3—0,7
Помещение насосной	15	То же	0,2—0,3	0,3—0,7
Помещение химической очистки воды .	15	Не более чем на 3° выше наружной	0,2—0,3	0,3—0,5
ГРП	5	То же	Не нормируется	

Примечание. Относительная влажность воздуха в производственных помещениях котельных не нормируется.

В зависимости от размеров котельной и мощности установленного в ней оборудования возможны несколько частных случаев решения вентиляции.

1. Если количество воздуха, необходимого для горения, превышает трехкратный воздухообмен в 1 ч, приточные устройства рассчитывают на максимальный расход воздуха на горение. Объем помещения для определения кратности воздухообмена принимают за вычетом объема, занимаемого оборудованием.

2. Если количество воздуха, необходимого для горения, равно или меньше трехкратного воздухообмена в 1 ч, приточные устройства рассчитывают на трехкратный воздухообмен.

3. Если котлы оборудованы газогорелочными устройствами, работающими с принудительной подачей воздуха дутьевым вентилятором, воздух забирается дутьевым вентилятором из верхней зоны помещения

через воздухозаборную металлическую шахту (рис. 53). Шахта соединяется патрубком 1 с наружным воздухом. Перекидной клапан 2 позволяет в холодное время года забирать частично воздух для горения из помещения и частично непосредственно снаружи с тем, чтобы не было переохлаждения воздуха в помещении. Количество воздуха, забираемого снаружи, определяют теплотехническим расчетом. Оно должно быть не менее 25% общего объема приточного воздуха.

В случае недостаточного количества избыточного тепла предусматривают дополнительный подогрев воздуха в помещении котельного зала отопительными агрегатами (см. § 17).

Режимы работы вентиляционного оборудования котельных меняются в зависимости от изменения температуры наружного воздуха и тепловой нагрузки котлов, которая в отопительных и отопительно-производственных котельных постоянной в течение года не бывает. Поэтому при проектировании и оборудовании систем вентиляции необходимо уточнить режим их работы зимой, в переходное время года и летом. Для систем вентиляции чисто отопительных котельных, котлы которых летом затушены, достаточно уточнить 3 режима работы: при расчетной зимней температуре (параметр Б) согласно климатологической таблице [5], при средней температуре отопительного периода (там же) и при температуре наружного воздуха 5°C. Для систем вентиляции котельных, связанных с производством или горячим водоснабжением и работающих круглый год, следует, кроме того, уточнить режим работы при летней расчетной температуре (параметр А). Режим работы вентиляционных устройств зависит в большой степени от количе-

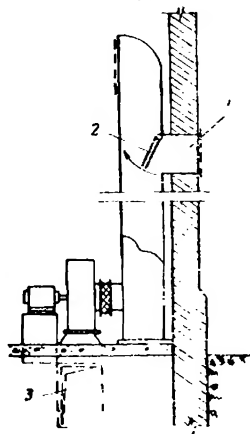


Рис. 53. Шахта для забора воздуха дутьевым вентилятором в котельной

1 — патрубок; 2 — перекидной клапан; 3 — подпольный воздуховод

ства сжигаемого топлива (газа), количества воздуха, удаляемого через топочные устройства котлов, и тепловыделений от котельных агрегатов. Теплотехнические показатели работы чугунных и паровых котлов при расчетах вентиляции котельных можно принять по табл. 71 и 72.

Результаты расчетов по подведению теплового баланса и требуемой производительности вентиляционного оборудования заносят на подсобный расчетный бланк (табл. 73). Числовые показатели на образце бланка приведены из примера. Методика и последовательность расчетов наглядно представлены порядком расположения горизонтальных граф бланка и показателей, заносимых в них.

1. Исходные расчетные температуры принимают, как было указано, по климатологической таблице [2], параметры Б.

2. Внутренние температуры воздуха в помещении принимают по табл. 70.

3, 4. Объем здания и кубатуру помещения котельного зала за вычетом объема, занимаемого оборудованием, определяют по строительным чертежам и, если необходимо, обмерами на месте.

5. Потери в окружающую среду от котлов принимают по графику (рис. 54). Для учета тепловыделений от горячих трубопроводов и другого котельного оборудования величину, полученную по графику, принимают с $K=1,5 \div 2$.

6. Количество тепла, вносимого солнечной радиацией, определяют согласно указаниям § 9.

8. Теплотери котельной определяют расчетом, который производят по правилам расчета теплотерь производственных помещений. Теплотери котельных, расположенных в отдельно стоящих зданиях, можно с достаточной точностью определить по укрупненным показателям, по формуле (15).

10. Температуры воздуха, удаляемого из верхней зоны помещения, определяют с учетом температурного градиента $\beta=1,5 \text{ град/м}$ по формуле (19).

13. Количество воздуха, удаляемого из котельной через топочные устройства, определяют по формуле

$$V_{\text{ул}} = B V_0 \alpha \frac{273 + t}{273} \cdot \frac{760}{P} \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (40)$$

Технологические показатели работы чугунных секционных котлов водогрейных и паровых при использовании газового топлива

Модель котла	Разрежение в топке в мм вод. ст.	Сопротивление котла в мм вод. ст.	Коэффициент избытка воздуха за котлом α	Температура газов за котлом в °C	Водогрейные котлы		Паровые котлы	
					тепловое напряжение поверхности нагрева в ккал/м ² ·ч	к. п. д.	тепловое напряжение поверхности нагрева в ккал/м ² ·ч	к. п. д.
ВНИИСТО	0,6—2	3	1,7—2,2	250—300	10 000	0,8	—	—
Стреля	0,6—2	3	1,7—2,2	250—300	7 000	0,75	—	—
Универсал	0,6—1,5	3	1,4—1,65	250—300	9 000	0,78	8 000	0,75
Универсал-3	0,6—1,5	3	1,4—1,65	250—300	10 000	0,78	9 000	0,75
МГ-2 двусторонний	0,6—1,5	3	1,4—1,65	250—300	10 000	0,8	9 000	0,78
МГ-2 односторонний	0,6—1,5	3	1,4—1,65	250—300	10 000	0,8	—	—
Надточин, НР _(ч)	0,6—1,5	3	1,4—1,65	250—300	12 000	0,8	11 000	0,78
Пламя, Луч	0,6—1,5	3	1,4—1,65	250—300	11 000	0,8	10 000	0,78

Теплотехнические показатели работы паровых котлов, при использовании газообразного топлива

Модель котла	Разрежение в топе в мм вод. ст.	Сопровождающее котла в мм вод. ст.	Коэффициенты избытка воздуха		Температура уходящих газов в °С		Нормальное давление в кг/см²	Паропроизводительность в т/ч	К. п. д. котла-агрегата
			за котлом	за экономайзером	за котлом	за экономайзером			
Однотрубный . . .	2—3	2	1,25—1,45	—	300—350	—	10	0,8—1,3	0,81
Двухтрубный . . .	2—3	2	1,25—1,45	—	300—350	—	10	2,9	0,81
ВГД	—	—	—	—	—	—	8	0,8—1,2	0,75
ММЗ	—	—	—	—	—	—	8	0,4—0,8	0,75
ДКВ-2-8	1—1,5	6—8	1,25—1,35	1,65	250—310	155—200	8	2,6	0,87
ДКВР-2½-13 . . .	1—1,5	6—8	1,25—1,35	1,65	250—310	155—200	13	3,25	0,87
ДКВ и ДКВР-4-13 . . .	1—1,5	6—8	1,25—1,35	1,65	250—310	155—200	13	5,2	0,87
ДКВ и ДКВР-6,5-13 . . .	1,5—2,5	6—8	1,25—1,35	1,65	250—310	155—200	13	8,5	0,87
ДКВ и ДКВР-10-13 . . .	1,5—2,5	6—8	1,25—1,35	1,65	250—310	155—200	13	13	0,87
Шузов—Берлин . . .	1,5—2,5	4—6	1,3—1,4	1,65	260—340	155—200	13	2,1—5,2	0,83
ВВД	1,5—2,5	4—6	1,3—1,4	1,65	300—390	155—200	13	2,5—9	0,83
КРШ	1,5—2,5	4—6	1,27—1,41	1,70	300—370	165—190	8	2 и 4	0,83

Сводный расчетный бланк

Вентиляция котельной, переведенной на газ

Адрес _____

№ п/п	Наименование позиций	Единица измерения	Исходные температуры наружного воздуха в °С			
1	Исходные температуры	°С	—28	—6	10	22
2	Температуры в рабочей зоне	°С	15	18	20	27
3	Объем здания	м³	2580			
4	Кубатура котельного зала за вычетом объема оборудования	»	2120			
5	Тепловыделения от котельного оборудования	ккал/ч	240 000	240 000	168 000	144 000
6	Солнечная радиация	»	—	—	—	7 750
7	Средние температуры воздуха в помещении	°С	19	22	24	31
8	Теплопотери здания	ккал/ч	82 000	48 000	16 200	—
9	Избытки явного тепла	»	158 000	192 000	151 800	151 750
10	Температура удаляемого воздуха	°С	23	26	28	35
11	Требуемый воздухообмен	м³/ч	10 100	19 600	28 000	39 200
12	Кратность воздухообмена	»	4,8	9,3	13,2	18,5
13	Количество воздуха, удаляемого через топочные устройства	»	14 000	14 000	9 800	8 400
<i>Вытяжные устройства</i>						
14	Производительность дефлекторов (суммарная)	м³/ч	6 360	6 360	6 360	6 360
15	Воздух, удаляемый через верхние фрамуги окон	»	—	—	10 840	25 940
16	Площадь открываемых верхних фрамуг	м²	—	—	3	7,2
<i>Приточные устройства</i>						
17	Количество приточного воздуха	м³/ч	10 100	19 600	28 000	39 200
18	Площадь решеток с неподвижными жалюзи (в свету)	м²	2,7	2,7	2,7	2,7
19	Площадь открываемых верхних фрамуг	»	—	1,2	4	—
20	Площадь открываемых нижних створок окон	»	—	—	—	8

где B — количество газа, сжигаемого в топках, в $\text{нм}^3/\text{ч}$;

V_0 — теоретическое количество воздуха, необходимого для сжигания 1 нм^3 газа. Принимают в зависимости от состава сжигаемого газа. При отсутствии данных о составе газа для природного газа можно принять $9,52 \text{ нм}^3/\text{нм}^3$;

α — коэффициент избытка воздуха. Принимают по табл. 71 и 72;

t — температура воздуха, подаваемого в топку. Принимают равной 20°C .

P — барометрическое давление в мм рт. ст. в местности, где расположена котельная.

Примечание. Коэффициент избытка воздуха, подаваемого к горелочным устройствам для нормального сгорания газа, колеблется в небольших пределах $\alpha = 1,05 \div 1,1$. Однако при работе котлов происходит подсос воздуха из помещения котельной за счет неплотностей кирпичной кладки боровов, обмуровки котлов и экономайзеров, через взрывные клапаны и другие неплотности. В значениях α , приведенных в табл. 71 и 72, учтена ориентировочная величина этого подсоса.

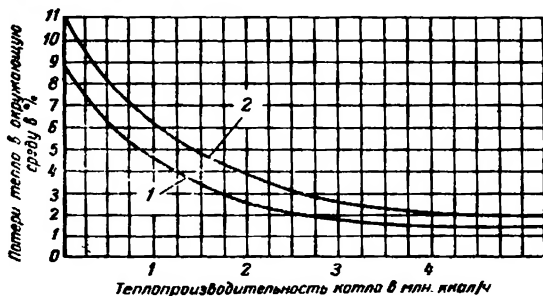


Рис. 54. График для определения величины потерь тепла котлами в окружающую среду

1 — котел без экономайзера; 2 — котел с экономайзером

В качестве дутьевых вентиляторов при использовании газогорелочных устройств с принудительной подачей воздуха можно применять любые центробежные вентиляторы, обладающие требуемыми характеристиками.

Количество сжигаемого газа B принимают по проекту газооборудования котельной. При переводе су-

ществующей котельной с твердого топлива на газ требуемое количество газового топлива определяют по формуле

$$B = B_{\tau} \frac{Q_{\text{н.т}}^p}{Q_{\text{н.г}}^p} K \text{ нм}^3/\text{ч}, \quad (41)$$

где K — коэффициент, учитывающий увеличение производительности котлов при применении газового топлива. Для водотрубных паровых котлов $K=1,3$;

$Q_{\text{н.т}}^p$ и $Q_{\text{н.г}}^p$ — низшие теплотворные способности твердого топлива, применявшегося в котельной, и газа.

Точнее количество газового топлива определяют по формулам:

для водогрейных котлов и паровых котлов низкого давления (до $0,7 \text{ кг/см}^2$)

$$B = \frac{F q}{Q_{\text{н}}^p \eta} \text{ нм}^3/\text{ч}; \quad (42)$$

для паровых котлов высокого давления (свыше $0,7$ до 13 кг/см^2)

$$B = \frac{D (i_{\text{п}} - i_{\text{п.в}})}{Q_{\text{н}}^p \eta} \text{ нм}^3/\text{ч}, \quad (43)$$

где F — поверхность нагрева котла в м^2 ;

q — теплосъем с 1 м^2 поверхности нагрева;

D — паропроизводительность котла в кг/ч ;

$i_{\text{п}}$ — теплосодержание пара при проектном давлении в ккал/кг ;

$i_{\text{п.в}}$ — теплосодержание питательной воды, численно приравненное к ее температуре;

η — к. п. д. котельной установки.

Теплотехнические показатели q D η принимают по табл. 71 и 72.

14. Производительность дефлекторов принимают не меньше трехкратного воздухообмена.

15. Количество воздуха, удаляемого вытяжными отверстиями, получаем вычитанием суммы чисел, вписанных в графы 13 и 14, из числа, вписанного в графу 11.

17. Производительность приточных отверстий принимают равной требуемому воздухообмену.

Отверстия для притока воздуха, располагаемые обычно за котлами, должны быть снабжены вентиляционными решетками с неподвижными жалюзи. Их производительность должна быть достаточной для компенсации воздуха, удаляемого из помещения котельной дымовым трактом. При использовании газогорелочных устройств с принудительной подачей воздуха сечение решеток должно быть достаточным для компенсации воздуха, забираемого дутьевым вентилятором из помещения.

Правильная организация притока воздуха в котельной имеет первостепенное значение. При неправильном расположении приточных отверстий на рабочих местах создаются сквозняки и сильное снижение температуры, и нередко обслуживающему персоналу в холодное время года приходится частично закрывать приточные отверстия. Отсутствие же притока воздуха в достаточном количестве создает в помещении котельной разрежение, нарушается нормальная тяга и значительно ухудшается качество горения.

При размещении на перекрытии вытяжных шахт с дефлекторами надо обращать внимание на вентилирование мест, где возможно скопление газа и образование застойных загазованных зон, главным образом под потолком между балками перекрытия. В случае необходимости такие места должны быть снабжены дополнительными местными вытяжками из верхних точек. На вытяжных шахтах, которыми обеспечивается трехкратная вытяжка, никаких дроссель-клапанов предусматривать нельзя. Если же суммарная производительность вытяжных шахт, предусмотренных проектом, больше трехкратного воздухообмена, то на части из них устанавливают дроссель-клапан, что дает возможность регулировать вытяжку в разное время года.

Во встроенных в подвальные помещения котельных должна быть предусмотрена механическая приточная вентиляция при помощи центробежного вентилятора, установленного снаружи здания, если котельная расположена в жилом доме. Место расположения воздухозаборной шахты и расположения на ней воздухоприемных отверстий должны исключать возможность подачи в котельную воздуха, загрязненного дворовыми или кухонными запахами.

При переводе на газ котельной, расположенной под жилыми или административными помещениями, необходимо проверить плотность перекрытия на газопроницание и уплотнение пересечений трубопроводами перекрытия.

В котельных, работающих на сжиженном газе, $\frac{2}{3}$ вытяжки должно осуществляться из нижней зоны помещения. Практически это соблюдается во всех котельных, где используют подошелевые и инжекционные горелки. Этим горелкам и должно быть дано предпочтение с точки зрения вентиляции при работе котлов на сжиженном газе. При использовании в этих котельных дутьевых вентиляторов забор ими воздуха на $\frac{2}{3}$ должен производиться из нижней зоны помещения.

В котельных, подключенных к газопроводу среднего или высокого давления, кроме обычной приточно-вытяжной вентиляции предусматривается аварийная механическая вентиляция, в 6-кратном объеме. Для аварийной вентиляции используют крышные вентиляторы (см. § 16) и осевые вентиляторы в стене здания над местом возможного внезапного поступления газа в помещение (например, над ГРУ). Аварийная вытяжка специальным притоком воздуха не компенсируется, и при пользовании ею допускается временное охлаждение помещения.

В крупных отопительных и отопительно-производственных котельных рекомендуется устанавливать газовые анализаторы.

Пример. Рассчитать вентиляцию котельного зала. В котельной установлены 2 котла ДКВР-4-13 производительностью 5,2 т пара в час каждый с индивидуальными экономайзерами. Рабочее давление 8 кг/см². Температура питаемой воды 80°C. Котельная работает круглый год. Производительность котельной в переходное время года составляет 70 и летом 60% от расчетной. Топливом является природный газ $Q_H^p = 8500$ ккал/м³. Объем здания по наружному обмеру $V_z = 2580$ м³. Кубатура котельного зала за вычетом объемов, занимаемых оборудованием, $V_k = 2120$ м³. Средняя высота помещения $H = 7$ м. Один из остекленных фасадов обращен на юг. Остекленная поверхность $F_o = 48$ м². Поверхность кровли $F_k = 300$ м². За исходные температуры принять: зимняя расчетная — 28°C, средняя отопительного периода — 6°C, переходное время года 10°C и летняя расчетная 22°C.

Решение. Назначаем внутренние температуры в котельном зале в рабочей зоне. Зимой 15 и 18°C, в переходное время 20°C и летом 22 + 5 = 27°C. Принятые температуры, объемы здания и

котельного зала и дальнейшие показатели, получаемые расчетом, вписываем в сводный расчетный бланк (табл. 73). Все характеристики работы котлов, необходимые для расчетов, принимаем по табл. 72. Определяем расход топлива по формуле (43)

$$B = \frac{10,4 (662,3 - 80)}{8500 \cdot 0,87} = 830 \text{ кг/ч.}$$

Тепловыделения в помещении при коэффициенте потерь котельного оборудования в окружающую среду в зимнее время $q = 3,4\%$ составят

$$Q_{\text{тв}} = \frac{8500 \cdot 830 \cdot 3,4}{100} = 240\,000 \text{ ккал/ч}$$

и соответственно $240\,000 \cdot 0,7 = 168\,000 \text{ ккал/ч}$ в переходное время и $240\,000 \cdot 0,6 = 144\,000 \text{ ккал/ч}$ летом. Поступление тепла от солнечной радиации по формуле (14) составит при металлических двойных переплетах и при забелке стекол в летнее время $Q_{\text{ср}} = 48 \times 160 \cdot 0,6 + 300 \cdot 15 \cdot 0,7 = 7750 \text{ ккал/ч}$. Средняя температура в помещении котельной с учетом температурного градиента $\beta = 1,5 \text{ град/м}$ по формуле

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{в}} + [t_{\text{н}} + \beta (H - 2)]}{2}$$

составит при зимней расчетной температуре

$$t_{\text{ср}} = \frac{15 + [15 + 1,5 (7 - 2)]}{2} = 19^\circ \text{C.}$$

По аналогии для других исходных температур получим значения, вписанные в бланк в соответствующие графы. При полученных средних температурах теплопотери котельной по формуле (15) составят: при зимней расчетной температуре $Q_{\text{н}} = 2580 \times 0,68 \cdot 1 [19 - (-28)] = 82\,000 \text{ ккал/ч}$. По аналогии для других исходных температур получим значения, вписанные в бланк. В графу 9 вписываем избытки явного тепла и в графу 10 — температуры удаляемого воздуха (величины, выделенные в квадратные скобки в числителе, при расчете средних температур в помещении). Требуемый воздухообмен на поглощение избытков явного тепла по формуле (18) при зимней расчетной температуре составит

$$L = \frac{158\,000}{0,24 \cdot 1,2 [22,5 - (-28)]} = 10\,100 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

По аналогии получаем величины требуемого воздухообмена для других исходных температур, вписанные в расчетный бланк, и заполняем графу кратностей воздухообмена. Во всех случаях кратность получается больше 3. Количество воздуха, удаляемого через топочные устройства, по формуле (40) в зимнее время при коэффициенте избытка воздуха за экономайзером $\alpha = 1,65$ составит

$$L = 830 \cdot 1,65 \cdot 9,52 \frac{273 + 20}{273} = 14\,000 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

По аналогии для других исходных температур получаем значения, вписанные в бланк. Производительность дефлекторов принимаем равной трехкратному воздухообмену. Дополнительные вытяжные отверстия, как видно из записей в бланке, требуются лишь в переходное и летнее время года. Количество необходимого приточного воздуха, очевидно, соответствует объему требуемого воздухообмена (графа 11). Для наглядности повторяем те же величины в графе 17. Площади вытяжных и приточных отверстий F подсчитаны по формуле

$$F = \frac{v}{3600 v} \text{ м}^2.$$

Скорости воздуха v в приточных и вытяжных отверстиях примем $v=1$ м/сек. В летнее время приток воздуха предусматривается через створки окон нижнего яруса. Ввиду того, что при зимней расчетной температуре требуемый воздухообмен значительно меньше количества воздуха, удаляемого через топочные устройства, предпочтительно использовать горелки с принудительной подачей воздуха, с тем чтобы воздух для горения частично забирался дутьевым вентилятором снаружи. Сечение в свету приточных решеток с неподвижными жалюзи принимаем по требуемому воздухообмену при зимней расчетной температуре. Предусматриваем 3 металлические решетки типа ЖМ-5 (см. § 14), которые установим в оконных проемах за котлами на высоте 4 м от пола до низа решеток.

Количество дефлекторов принимают в зависимости от конструкции перекрытия, чтобы не было застойных зон между несущими балками. Можно установить 5 дефлекторов ЦАГИ № 6 или № 7 в зависимости от средней скорости ветра в месте расположения котельной.

§ 27. Расчет тяго-дутьевого устройства котельной

При переводе отопительных котельных с твердого топлива на газообразное необходимо произвести проверочный расчет дымового тракта, так как производительность котельных при переводе на газ значительно увеличивается, и объем дымовых газов при сжигании горючих газов больше, чем при сжигании угля.

При отсутствии искусственной тяги (дымососа) проверочный расчет сводится к определению гравитационного напора, создаваемого дымовой трубой, и гидравлического сопротивления котла, боровов и самой дымовой трубы. Дымососы обычно используют при наличии в котельных экономайзеров, гидравлическое сопротивление которых настолько велико, что для его преодоления естественного гравитационного напора обычно бывает недостаточно. Гравитацион-

ный напор, создаваемый дымовой трубой, определяют по формуле

$$H_{\text{гр}} = h \frac{B}{215} \left(\frac{1}{273 + t_{\text{в}}} - \frac{1}{273 + t_{\text{г}}} \right) \text{ кг/м}^3. \quad (44)$$

В справочных пособиях это выражение дается обычно в ином написании для определения требуемой высоты дымовой трубы при известном газовом сопротивлении котельной установки $H_{\text{уст}}$

$$h = 2,15 \frac{H_{\text{уст}}}{\left(\frac{1}{273 + t_{\text{в}}} - \frac{1}{273 + t_{\text{г}}} \right) B} \text{ м}. \quad (45)$$

Высоту дымовой трубы при работе котельной на газообразном топливе нередко принимают из конструктивных соображений. Однако она должна быть не менее 20 м и не менее чем на 5 м выше конька кровель зданий, расположенных в радиусе 25 м от котельной. Дымовые трубы встроенных котельных следует предусматривать, как правило, пристроенными снаружи к стене здания. При сооружении кирпичных пристроенных труб в них следует предусматривать два канала — дымовой и вытяжной вентиляционный. Вентиляционный располагают ближе к стене здания.

Газовое сопротивление котельной установки (без экономайзера) в кг/м^2 складывается из:

- $S_{\text{т}}$ — необходимого разрежения в топке;
- $S_{\text{к}}$ — газового сопротивления котла;
- $S_{\text{б}}$ — газового сопротивления борова;
- $S_{\text{ш}}$ — газового сопротивления шиберов;
- $S_{\text{д.т}}$ — газового сопротивления дымовой трубы.

Необходимое разрежение в топке и сопротивление котла принимают по табл. 71 и 72. Сопротивление борова принимают равным 2 кг/м^2 на каждые 25 пог. м борова. Газовое сопротивление шиберов составляет $0,5\text{—}1,5 \text{ кг/м}^2$ в зависимости от скорости дымовых газов. Сопротивление дымовой трубы складывается из сопротивления трению $S_{\text{тр}}$ и сопротивления на выходе $S_{\text{ск}}$ (потеря давления на создание скорости):

$$S_{\text{тр}} = \frac{0,0006 \gamma_{\text{ср}} v^2 h}{D_{\text{ср}}} \text{ кг/м}^2, \quad (46)$$

где $\gamma_{\text{ср}}$ — средний удельный вес дымовых газов при рабочей температуре в кг/м^3 ;

v — скорость дымовых газов в трубе в м/сек;

h — высота дымовой трубы в м;

$D_{\text{ср}}$ — средний диаметр дымовой трубы в м.

При прямоугольном или квадратном сечении дымовой трубы в формуле проставляют диаметр, эквивалентный по трению (см. § 21). Сопротивление на выходе определяют из выражения

$$S_{\text{сх}} = \frac{\gamma_{\text{ср}} v^2}{2g} \text{ кг/см}^2. \quad (47)$$

Средний удельный вес дымовых газов определяют из выражения

$$\gamma_{\text{ср}} = \gamma_0 \frac{273}{273 + t_{\text{ср}}} = 1,293 \frac{273}{273 + t_{\text{ср}}} = \frac{355}{273 + t_{\text{ср}}} \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (48)$$

Средняя температура дымовых газов

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{нач}} + t_{\text{кон}}}{2} \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (49)$$

Конечная температура дымовых газов

$$t_{\text{кон}} = t_{\text{нач}} - h \Delta t \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (50)$$

где Δt — падение температуры дымовых газов в дымовой трубе на 1 пог. м трубы в $^\circ\text{C}$.

Падение температуры дымовых газов на 1 пог. м принимают для:

металлических нефутерованных труб

$$\Delta t = \frac{2}{\sqrt{D}} \text{ } ^\circ\text{C};$$

металлических футерованных труб

$$\Delta t = \frac{0,8}{\sqrt{D}} \text{ } ^\circ\text{C};$$

кирпичных с толщиной стенок до 0,5 м

$$\Delta t = \frac{0,4}{\sqrt{D}} \text{ } ^\circ\text{C};$$

кирпичных с толщиной стенок более 0,5 м

$$\Delta t = \frac{0,2}{\sqrt{D}} \text{ } ^\circ\text{C},$$

где D — производительность парового котла в т пара в 1 ч.

Для водогрейных котлов и промышленных печей при сжигании B нм^3 газа в 1 ч с теплотворной способностью Q_H^p ккал/м^3 эквивалентную величину D , определяют из выражения

$$\sqrt{D_s} = \frac{\sqrt{B Q_H^p}}{822} \text{ т пара/ч. экв.}$$

При проектировании боровов и дымовой трубы предварительно задаются скоростями дымовых газов в боровых и в дымовой трубе и высотой дымовой трубы. В боровых принимают следующие скорости в м/сек :

в борове, идущем от котла к сборному бору	2—4
в сборных боровых при естественной тяге	3—4
то же, при механической тяге (с дымососом)	4—6

В дымовой трубе принимают следующие скорости в м/сек :

при естественной тяге	4—10
» дымососной »	6—20

В летние месяцы при работе котельной с неполной нагрузкой скорость дымовых газов на выходе из дымовой трубы должна быть не менее 3 м/сек .

Пример 1. Переводится на газ котельная, в которой установлено 3 чугунных секционных котла МГ-2 с поверхностью нагрева $F=60,8$ м^2 каждый. Дымовая труба металлическая высотой $h=20$ м , диаметром $D_{\text{ср}}=0,8$ м . Сечение борова от котла $F_k=0,18$ м^2 , сборного борова от одного котла $F_{\text{ис}}=0,3$ м^2 и сборного от трех котлов $F_{\text{св}}=0,8$ м^2 . Пользуясь табл. 71, произвести проверочный расчет дымового тракта и дымовой трубы. Барометрическое давление $B=745$ мм рт. ст.

Решение. По приведенным в настоящем параграфе формулам определяем:

1) количество сжигаемого топлива B $\text{нм}^3/\text{ч}$

$$B = \frac{60,8 \cdot 10.000 \cdot 3}{8500 \cdot 0,78} = 274 \text{ нм}^3/\text{ч};$$

2) объем дымовых газов в боровых при температуре $t_d = 280^\circ\text{C}$

$$V_d^r = 274 [10,6 + (1,55 - 1) 9,52] \frac{273 + 280}{273} = 8760 \text{ м}^3/\text{ч};$$

3) скорость дымовых газов в сборном борове сечением $F_{\text{св}} = 0,8$ м^2

$$v_1 = \frac{8760}{3600 \cdot 0,8} = 3,1 \text{ м/сек.}$$

Аналогично получаем для борова, идущего от котла ($1/3$ нагруз-

ки) $v_2=2,25$ м/сек и для сборного борова от одного котла ($1/3$ нагрузки) $v_3=2,32$ м/сек. Скорости дымовых газов в боровах соответствуют допустимым;

4) сопротивление дымовой трубы трению. Для этого предварительно определяем конечную и среднюю температуру дымовых газов в трубе, их средний удельный вес и скорость. Конечная температура дымовых газов по формуле (50) будет:

$$t_{\text{кон}} = 280 - 20 \frac{2 \cdot 822}{\sqrt{274 \cdot 8500}} = 280 - 21 = 259^\circ \text{C}.$$

Средняя температура дымовых газов будет:

$$t_{\text{ср}} = \frac{280 + 259}{2} = 270^\circ \text{C}.$$

Средний удельный вес:

$$\gamma_{\text{ср}} = \frac{355}{273 + 270} = 0,655 \text{ кг/м}^3.$$

По средней температуре газов определяем их средний объем, удаляемый через дымовую трубу в течение 1 ч. Если при $t_{\text{д}} = 280^\circ \text{C}$ объем дымовых газов составил $8760 \text{ м}^3/\text{ч}$, то при $t_{\text{ср}} = 270^\circ \text{C}$ он будет:

$$V_{\text{ср}} = \frac{8760 (273 + 270)}{273 + 280} = 8610 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Средняя скорость газов в трубе будет

$$v_{\text{ср}} = \frac{8610}{3600 \cdot 0,5} = 4,75 \text{ м/сек}$$

(0,5 — площадь поперечного сечения дымовой трубы в м^2). Сопротивление дымовой трубы трению составит

$$S_{\text{тр}} = \frac{0,0006 \cdot 0,655 \cdot 4,75^3 \cdot 20}{0,8} = 0,22 \text{ кг/м}^2$$

и сопротивление на выходе из трубы

$$S_{\text{ск}} = \frac{0,655 \cdot 4,75^3}{19,62} = 0,76 \text{ кг/м}^2;$$

$$S_{\text{тр}} + S_{\text{ск}} \approx 1 \text{ кг/м}^2.$$

Принимая разрежение в котле $S_{\text{т}} = 1,5 \text{ кг/м}^2$, сопротивление котла $S_{\text{к}} = 3 \text{ кг/м}^2$, сопротивление боронов $S_{\text{б}} = 1 \text{ кг/м}^2$ и шибера $S_{\text{ш}} = 1,5 \text{ кг/м}^2$ получим суммарное газовое сопротивление дымового тракта: $H_{\text{к.у}} = 1,5 + 3 + 1 + 1,5 + 1 = 8 \text{ кг/м}^2$. Гравитационный напор, создаваемый дымовой трубой, согласно формуле (44) составит:

$$H_{\text{тр}} = 20 \frac{745}{2,15} \left(\frac{1}{273 + 5} - \frac{1}{273 + 270} \right) = 11,75 \text{ кг/м}^2.$$

Гравитационный напор достаточен и переоборудование дымового тракта не требуется.

Пример 2. В котельной из предыдущего примера применены горелки с принудительной подачей воздуха. Требуется подобрать вентилятор для дутьевой установки, если давление у горелки требуется 40 мм вод. ст., и определить сечение воздухозаборной шахты и подпольного воздушного канала. Производительность вентилятора при сжигании природного газа определяют по формуле.

$$L = 1,1 B \alpha \cdot 9,52 \frac{293}{273} \cdot \frac{760}{745} \text{ кг/м}^3.$$

$B = 274 \text{ м}^3/\text{ч}$ (см. предыдущий пример), $\alpha = 1,1$.

$$L = 1,1 \cdot 274 \cdot 1,1 \cdot 9,52 \frac{293}{273} \cdot \frac{760}{745} = 3450 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Назначаем скорость воздуха в воздухозаборной шахте и в подпольном канале $v = 3 \text{ м/сек}$. Тогда сечения шахты и канала составят:

$$F = \frac{3450}{3600 \cdot 3} = 0,32 \text{ м}^2, \text{ или } 500 \times 600 \text{ мм}.$$

Потери давления в воздухозаборной шахте и подпольном канале определяют гидравлическим расчетом. Предположим, что в результате расчета суммарные потери давления в них составили 3 мм вод. ст., тогда суммарное давление, развиваемое вентилятором, должно быть $H = 43 \text{ мм вод. ст.}$ По индивидуальным характеристикам вентилятора (§ 16) принимаем к установке центробежный вентилятор Ц4-70 № 4 $Q = 3450 \text{ м}^3/\text{ч}$, к. п. д. = 0,76, $H = 47 \text{ мм вод. ст.}$, $n = 1450 \text{ об/мин}$. Требуемая мощность на валу

$$N = \frac{3450 \cdot 43}{3600 \cdot 102 \cdot 0,76} = 0,55 \text{ кВт}.$$

Установочная мощность будет равна:

$$N_{\text{уст}} = 1,3 \cdot 0,55 = 0,72 \text{ кВт}.$$

Принимаем к установке электродвигатель АО-32-4 $N = 1 \text{ кВт}$, $n = 1410 \text{ об/мин}$.

В котельных, в которых установлены экономайзеры, гидравлическое сопротивление дымового тракта значительно возрастает за счет сопротивления, создаваемого экономайзером. Сопротивление экономайзера определяют по формуле

$$H_{\text{эк}} = \xi n \frac{v^3 \gamma}{2g} \text{ кг/м}^3, \quad (51)$$

где ξ — коэффициент сопротивления экономайзера, отнесенный к средней скорости дымовых газов в нем;

n — количество пучков труб;

γ — средний удельный вес дымовых газов, про-

ходящих через экономайзер, в кг/м^3 . Температуру дымовых газов до и после прохождения экономайзера для определения их среднего удельного веса можно принять по табл. 71 и 72.

В отопительных и производственно-отопительных котельных экономайзеры служат для подогрева питательной воды котлов, их габариты сравнительно небольшие, и гидравлическое сопротивление при обычных скоростях дымовых газов составляет 15—35 кг/м^2 . В теплофикационных котельных экономайзеры служат для подогрева обратной воды, поступающей из тепловой сети, их габариты значительно больше, возрастает и их сопротивление.

Полное давление, которое должно быть обеспечено дымососом, при суммарном сопротивлении дымового тракта S_c и самотяги дымовой трубы $S_{тр}$ определяют из выражения

$$H_{\text{дым}} = 1,2 (S_c - S_{тр}) \text{ кг/м}^2, \quad (52)$$

где 1,2—коэффициент запаса на неучтенные сопротивления.

Согласно заводскому каталогу Барнаульского государственного котельного завода для тяго-дутьевых установок изготовляют машины двух типов: тип Д — дымососы (применяют при температуре дымовых газов до 250°C) и тип ВД — вентиляторы дутьевые (применяют при температуре воздуха 20°C). Машины изготовляют правого и левого вращения.

Дымососы отличаются от вентиляторов только усиленными деталями колеса, наличием броневых листов по образующей спирального кожуха и водяного охлаждения масляной ванны. И дымососы и дутьевые вентиляторы снабжаются восьмиллопастными осевыми направляющими аппаратами для регулирования производительности. С электродвигателями дымососы и вентиляторы соединяются через эластичную муфту. Индивидуальные характеристики дают заводы-изготовители с двумя шкалами, одна шкала для дымососов при температуре газов (или воздуха) $t_g = 200^\circ\text{C}$ и другая — для дутьевых вентиляторов при температуре воздуха $t_a = 20^\circ\text{C}$, обе при барометрическом давлении $P = 760 \text{ мм рт. ст.}$ На основании индивидуальных характеристик составлена табл. 74, в ко-

торой даны эксплуатационные области работы машин. По этой таблице можно проверить производительность и давление дымососов, установленных в котельной при ее переводе на газообразное топливо.

Производительность дымососов и вентиляторов дана в табл. 74 с учетом возможного регулирования направляющим аппаратом. Максимальные показатели соответствуют работе машины с полностью открытым направляющим аппаратом. Низшие показатели соответствуют работе машины с прикрытым аппаратом. Крайние границы величин производительности агрегатов соответствуют значениям к. п. д. в пределах 0,83—0,9 максимального.

Если в рабочих условиях температура дымовых газов не соответствует температуре $t = 200^\circ\text{C}$, принятой при составлении характеристик, то необходимо произвести расчет давления, приведенного к условиям характеристик. Приведенное давление $H_{\text{пр}}$ рассчитывают по формуле

$$H_{\text{пр}} = H_p \cdot \frac{273 + t_p}{273 + t_0} \cdot \frac{760}{B} \cdot \frac{\gamma_{\text{в}}}{\gamma_{\text{д}}}, \quad (53)$$

где H_p — давление при рабочих условиях, полученное расчетом, в кг/м^2 ;

t_p — рабочая температура дымовых газов в $^\circ\text{C}$;

t_0 — температура дымовых газов, принятая в характеристике, т. е. 200°C ;

B — барометрическое давление в месте установки дымососа в мм. рт. ст. ;

$\gamma_{\text{в}}$, $\gamma_{\text{д}}$ — удельные веса воздуха и дымовых газов, отношение которых можно принять равным единице.

Для защиты работающих в котельных от возможных ожогов и для уменьшения тепловыделений от горячих кожухов дымососов применяют теплоизоляцию. Расчет теплоизоляции дымососов см. § 19.

Пример 3. Требуется подобрать дымосос производительностью $L = 23\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$ при температуре дымовых газов $t_p = 160^\circ\text{C}$. Барометрическое давление в месте установки дымососа $B = 730 \text{ мм рт. ст.}$ Сопротивление дымового тракта $S_c = 55 \text{ кг/м}^2$, самотяга дымовой трубы $S_{\text{тр}} = 14 \text{ кг/м}^2$.

Решение. Предварительно определяем давление, которое должен обеспечить дымосос в рабочих условиях:

$$H_p = 1,2 (S_c - S_{\text{тр}}) = 1,2(55 - 14) = 49 \text{ кг/м}^2.$$

Тогда по формуле (53):

Таблица 74

**Характеристика дымососов и дутьевых вентиляторов малой
и средней производительности**

М дымососа Д и дутьевого венти- лятора ВД	Число оборотов в об./мин	Показатели при полностью открытом направляющем аппарате				Показатели работы с прикры- тым направляющим аппаратом			
		произво- дитель- ность в м³/ч	H в кг/м² при температуре воздуха и га- зов в °С		к. п. д. в %	произво- дитель- ность в м³/ч	H в кг/м² при температуре воздуха и га- зов в °С		к. п. д. в %
			20	200			20	200	
ВД-6	970	2 500	85	—	61	2 050	66	—	56—61
		4 500	98	—	67	2 900	62	—	
		6 600	86	—	61	5 900	68	—	
	1450	3 700	190	—	61	3 260	146	—	56—61
		7 000	220	—	67	4 500	140	—	
		10 000	205	—	61	9 000	160	—	
ВД-8, Д-8	730	4 300	83	56	61	3 700	66	41	56—61
		8 500	100	62	67	7 000	62	38	
		12 000	85	58	61	10 500	68	42	
	970	5 800	150	94	61	5 200	135	74	56—61
		11 000	160	120	67	8 000	120	68	
		17 000	154	110	61	14 000	140	78	
ВД-10, Д-10	485	5 600	60	38	61	5 000	46	28	56—61
		10 000	68	42	67	8 000	44	26	
		16 000	64	40	61	14 000	48	32	
	730	8 600	135	84	61	7 600	110	64	56—61
		16 000	150	96	67	12 000	98	60	
		24 500	145	88	61	20 500	120	68	
	970	11 000	240	150	61	10 000	180	115	56—61
		21 000	270	165	67	20 000	175	110	
		31 000	255	160	61	28 000	200	125	
ВД-12, Д-12	485	9 800	85	57	61	8 800	68	42	56—61
		21 000	100	61	67	12 000	64	38	
		27 000	90	56	61	24 000	72	45	
	730	15 000	195	125	61	13 000	150	94	56—61
		29 000	220	140	67	18 000	140	90	
		40 000	210	130	61	34 000	165	100	
	970	20 000	340	225	61	18 000	260	165	56—61
		41 000	380	245	67	23 000	250	160	
		54 000	360	230	61	47 000	280	180	

$$H_{\text{пр}} = 49 \frac{273 + 160}{273 + 200} \cdot \frac{760}{730} = 51,5 \text{ кг/м}^3$$

Принимаем аналогичный по характеристике дымосос Д-12, который обеспечит требуемые параметры при числе оборотов $n = 485 \text{ об/мин}$.

§ 28. Вентиляция топочного отделения хлебопекарни

При переводе на газообразное топливо предприятий хлебопекарной промышленности в настоящее время наиболее распространена простая замена одного топлива другим с установкой в топочной камере газовых горелок и с сохранением конструкции печи без изменений. Одновременно переводятся на газ и паровые котлы в котельной предприятия.

Хлебопекарное предприятие обычно состоит из следующих помещений: пекарного зала, куда выходят загрузочные отверстия печи для выпечки хлеба, топочного отделения и объединенной с ним котельной предприятия, подсобных цехов и помещений (просивательного, дрожжевого, хлебохранилища, конторы и т. д.).

В котельных хлебопекарных предприятий применяют паровые котлы низкого давления, обеспечивающие отопление помещений, подачу пара, используемого для увлажнения среды пекарной камеры и приготовления горячей воды на производственные нужды.

Вентиляцию топочного отделения, совмещенного с котельной, оборудуют аналогично вентиляции котельных, переведенных на газ. Расчет вентиляции производят на поглощение теплоизбытков (см. § 10). Хлебопекарни работают в течение всего года с равномерной нагрузкой, обычно в три смены. Объемы необходимого воздухообмена, так же как и для котельных, определяют для зимнего, переходного и летнего периодов. При подведении теплового баланса учитывают тепловыделения от котельного оборудования и от печи для выпечки хлеба. Тепловыделения от котельного оборудования принимают по графику (рис. 54). Согласно нормам технологического проектирования предприятий хлебопекарной промышленности [28] тепловыделения (в ккал/ч) в топочном отделении от пекарных печей составляют для печи типа:

ФТЛ-2	24 000
ХПН	29 350
УДПГ	20 000

Для других типов печей тепловыделения следует принять по их техническим характеристикам или ориентировочно по аналогии в зависимости от количества расходуемого топлива.

В теплое время года при температуре наружного воздуха 10°C и выше следует учитывать приток тепла от солнечной радиации.

Подсчет теплопотерь топочного помещения, совмещенного с котельной, производят по общим правилам подсчета теплопотерь производственных помещений. Коэффициент теплопередачи наружных ограждений K ккал/м²·ч·град можно принять по табл. 75.

Таблица 75

Коэффициент теплопередачи
наружных ограждений K для
хлебопекарных предприятий
для разных климатических поясов

Климатический пояс	Наружные стены	Бесчердачное перекрытие
I	0,9	1
II	1	1,1
III	1,3	1,5
IV	1,5	2

При переводе хлебопекарных печей на газообразное топливо необходимо проверить расчетом достаточность сечения боровов, сечения и высоты дымовой трубы. Проверку производят так же, как и при переводе на газ отопительных котельных (см. § 27). Расход газа на хлебопекарные печи можно принять по данным института Мосгазпроект

Расход газа в м³/ч для печей различного типа составляет:

ФТЛ-2	15
ФТЛ-3	22,6
ФТЛ-4	15
ХПК	15
ХВЛ ХВ	22,6
ХПГ	30

При применении печей иных конструкций расход газа можно также принять по формуле (41).

При подсчете объемов дымовых газов коэффициент избытка воздуха за топкой составляет $\alpha = 1,5 \div 3$ в зависимости от состояния кладки печи, герметичности лючков для прочистки дымоходов, предохранительных взрывных клапанов и др.

Температуру уходящих газов и сопротивление печей принимают по табл. 76.

Таблица 76
Температура уходящих газов и газовое сопротивление хлебопекарных печей

Тип печи	Температура уходящих газов в °С	Газовое сопротивление печи в кг/м²
ФТЛ-2	350	8
ХПН	375	7
ПШК	330	5
УДПГ	350	5

Пример. В совмещенное помещение топочного отделения и котельной хлебопекарного предприятия выходят топки и лючки для прочистки каналов хлебопекарной печи ФТЛ-2 1 (рис. 55).

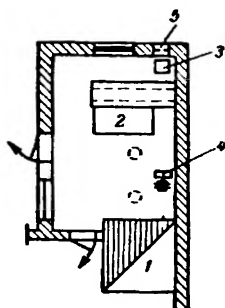


Рис. 55. Топочное отделение хлебопекарни

Для приготовления горячей воды, пропаривания печи и отопления производственных помещений в котельной установлены секционные паровые котлы 2 производительностью $Q = 182\,000$ ккал/ч. В том же помещении находится бак для сбора конденсата 3 размером $0,8 \times 0,71 \times 0,71$ (Н). Теплотепери топочного отделения при температуре наружного воздуха $t_n = -27^\circ\text{C}$ составляют $Q_n =$

$= 9000$ ккал/ч. Тепловыделения в топочном помещении составят: от псковской печи $Q_{\text{хп}} = 24\,000$ ккал/ч, от секционных котлов согласно графику рис. 54 — 8% их производительности $Q_{\text{к}} = 182\,000 \cdot 0,08 = 14\,560$ ккал/ч. Тепловыделения от бака для сбора конденсата определяют по формуле $Q_{\text{ск}} = FK(t_{\text{к}} - t_{\text{в}})$ ккал/ч. Поверхность бака без учета днища составляет $F = 2,68$ м², коэффициент теплопередачи $K = 10$ ккал/ч·м²·град, температура конденсата $t_{\text{к}} = 72^{\circ}\text{C}$, температура воздуха в помещении $t_{\text{в}} = 20^{\circ}\text{C}$. Тогда $Q_{\text{ск}} = 2,68 \cdot 10(72 - 20) = 1340$ ккал/ч и суммарные тепловыделения в зимнее время $Q_{\text{сум}} = 24\,000 + 14\,560 + 1340 = 39\,900$ ккал/ч. Теплоизбытки в зимнее время составят: $Q_{\text{изб}} = 39\,900 - 9200 = 30\,700$ ккал/ч. Чтобы рассчитать необходимый воздухообмен, предварительно определяем температуру удаляемого из помещения воздуха. Удаляемый воздух надлежит забирать из верхней зоны помещения. При высоте помещения $H = 5$ м и температурном градиенте $\beta = 2$ град·м (с учетом больших тепловыделений в сравнительно небольшом помещении), температура удаляемого воздуха $t_{\text{ув}}$ по формуле (19) составит $t_{\text{ув}} = 20 + 2(5 - 2) = 26^{\circ}\text{C}$. Требуемый воздухообмен по формуле (18) при температуре наружного воздуха $t_{\text{н}} = -27^{\circ}\text{C}$ и $\gamma = 1,435$ кг/м³ будет:

$$L = \frac{30\,700}{0,24 \cdot 1,435 (26 + 27)} = 1890 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Количество воздуха, удаляемого через топочные устройства котлов и печи, определяют по формуле (40). Расход газа на котлы при максимальной нагрузке, при теплотворной способности газа $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 8500$ ккал/ч и при к. п. д. котлов $\eta = 0,75$ составит $B_{\text{хп}} = 29$ м³/ч. Расход газа на печь ФТЛ-2 составляет $B_{\text{хп}} = 15$ м³/ч. При коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 2$ количество воздуха, удаляемого через топочные устройства, в зимнее время составит $L = 900$ м³/ч. Подача воздуха в топочные устройства котлов и хлебопечкарной печи обеспечивается дутьевым вентилятором 4, установленным на высоте 4 м от пола. Для получения требуемого воздухообмена по вытяжке на перекрытии топочного отделения устанавливаем два дефлектора ЦАГИ № 5 производительностью $L_{\text{д}} = 1890 - 900 = 990$ м³/ч. Приток воздуха, необходимый для нормального сжигания топлива, предусматриваем через жалюзийную решетку с неподвижными жалюзи 5, установленную над баком для сбора конденсата на высоте 4 м от пола. Требуемое живое сечение решетки при скорости приточного воздуха $v = 1$ м/сек составит

$$F = \frac{900}{3600 \cdot 1} = 0,25 \text{ м}^2.$$

Приток остального количества воздуха для обеспечения требуемого воздухообмена предусматриваем через верхнюю фрамугу окна, расположенного с наветренной стороны.

В летнее время тепловыделения увеличатся за счет притока тепла, вносимого солнечной радиацией, но одновременно снизится нагрузка на паровые котлы, так как отпадет необходимость в отоплении помещений. Принимая летнюю нагрузку на паровые котлы в размере 25% максимальной, получим тепловыделения от котлов в летнее время $Q_{\text{к}} = 14\,560 \cdot 0,25 = 3640$ ккал/ч. Определяем приток тепла от солнечной радиации. Площадь окна составляет

$F_0 = 6 \text{ м}^2$, ориентация на юго-восток, в самые теплые дни стекла забелены, площадь перекрытия $F_n = 54 \text{ м}^2$ и $K_n = 1,1 \text{ ккал/ч} \cdot \text{м}^2$. Тогда по формуле (14)

$$Q_n = 6 \cdot 125 \cdot 0,6 + 54 \cdot 15 \cdot 1,1 = 1340 \text{ ккал/ч.}$$

Температура возвращающегося конденсата из-за неполной нагрузки котлов значительно снизится. Принимая ее равной 40°C , получим по аналогии с вышележащим тепловыделением от бака для сбора конденсата $Q_{ск} = 540 \text{ ккал/ч}$. Суммарные тепловыделения в летнее время с учетом солнечной радиации составят: $Q_{сум} = 3650 + 24\,000 + 540 + 1340 = 29\,530 \text{ ккал/ч}$. При температуре наружного воздуха $t_n = 22^\circ\text{C}$ температуру внутри помещения на рабочем месте принимаем $t_a = 22 + 5 = 27^\circ\text{C}$ и температуру удаляемого воздуха по аналогии с вышележащим $t_y = -27 + 6 = 33^\circ\text{C}$. Тогда требуемый воздухообмен в летнее время будет:

$$L = \frac{29\,530}{0,24 \cdot 1,2 (33 - 22)} = 9300 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Количество воздуха, удаляемого через топочные устройства, с учетом полной нагрузки паровых котлов составит $L = 455 \text{ м}^3/\text{ч}$. При удалении воздуха дефлекторами $L_d = 980 \text{ м}^3/\text{ч}$ воздухообмен, который должен быть обеспечен проветриванием, составит $L = 9300 - (455 + 980) = 7865 \text{ м}^3/\text{ч}$. Удаление воздуха предусматриваем через верхнюю фрамугу окна, расположенного с наветренной стороны. При скорости воздуха $v = 1 \text{ м/сек}$ площадь открытой фрамуги должна быть

$$F_\phi = \frac{7865}{3600 \cdot 1} = 2,2 \text{ м}^2.$$

Приток воздуха предусматривается через нижние створки окна с наветренной стороны, требуемая площадь проема при скорости воздуха $v = 0,7 \text{ м/сек}$ будет:

$$F_0 = \frac{9300}{3600 \cdot 0,7} = 3,7 \text{ м}^2.$$

Дымовая труба для хлебопекарных печей и паровых котлов может быть общей.

При проектировании вентиляции топочных отделений хлебопекарен получаемые при расчетах показатели рекомендуется заносить на подсобный расчетный бланк, аналогичный бланку, используемому при расчетах вентиляции котельных.

§ 29. Вентиляция помещений, отапливаемых газовыми горелками инфракрасного излучения

За последние годы горелки инфракрасного излучения находят все более широкое применение в

промышленности, в коммунально-бытовых предприятиях, в сельском хозяйстве.

Отопление при помощи этих горелок там, где оно применимо, имеет значительные не только технические, но и экономические преимущества перед другими видами отопления, и в частности перед центральным отоплением (паровым или водяным). Технические преимущества заключаются в том, что интенсивность теплопередачи от горелок инфракрасного излучения значительно больше, чем от других отопительных приборов, вследствие высокой температуры излучателей. Тепловой поток может быть направленным и сосредоточенным, а отопительный эффект получается немедленно после зажигания горелок, так как поверхность керамической насадки разогревается до рабочей температуры уже через 40—50 сек.

При обогреве помещений горелками инфракрасного излучения сгорание газа происходит открытым способом, т. е. с выделением продуктов сгорания непосредственно в обогреваемое помещение. Поэтому при применении горелок инфракрасного излучения при определении воздухообмена необходимо учитывать выделение углекислого газа CO_2 , окиси углерода CO и водяных паров. В производственных помещениях, в которых ни CO_2 , ни CO в процессе производства не выделяются или выделяются в незначительных количествах, расчет вентиляционного воздухообмена следует производить исходя из количества вредных, выделяющихся при работе самих газогорелочных устройств. Расчет требуемого воздухообмена на разбавление CO_2 , CO и водяных паров см. § 5 и 6.

При периодической непродолжительной работе горелок концентрацию CO в воздухе помещения можно определить в зависимости от принятой кратности воздухообмена в помещении и продолжительности непрерывной работы горелок по формуле

$$X = X_0 + \frac{BV_0^T X_n}{V_{\text{пом}}} \cdot \frac{1}{n} (1 - e^{-n\tau}), \quad (54)$$

где X — концентрация окиси углерода в помещении через τ часов после зажигания горелки в мг/м^3 ;

X_0 — начальная концентрация CO в помещении

перед зажиганием горелок в мг/м^3 . Следует принимать допустимую среднесуточную концентрацию СО в атмосферном воздухе, т. е. 1 мг/м^3 ;

X_n — содержание СО в продуктах сгорания газа в горелке в мг/м^3 (при допустимом количестве $0,03\%$ по объему для природного газа равняется 3210 мг/м^3 , см. § 5);

B — количество сжигаемого газа в $\text{нм}^3/\text{ч}$;

V_o^r — теоретический объем продуктов горения в $\text{нм}^3/\text{нм}^3$;

$V_{\text{пом}}$ — объем помещения в м^3 ;

n — принятая кратность воздухообмена в помещении.

Пример. В гимнастическом зале, рассчитанном на одновременное занятие 60 человек, установлены газовые горелки инфракрасного излучения, работающие на природном газе. Расход газа составляет $30 \text{ нм}^3/\text{ч}$. Объем помещения 4700 м^3 . Воздухообмен принят (см. приложение 1) из расчета 80 м^3 на 1 человека, или $60 \cdot 80 = 4800 \text{ м}^3/\text{ч}$; принимаем его в расчетах как однократный воздухообмен. Количество сухих продуктов сгорания, образующееся при сжигании 1 нм^3 потребляемого газа, составляет $v_o^r = 8,54 \cdot \text{нм}^3/\text{нм}^3$. Продолжительность занятий в гимнастическом зале $1,5 \text{ ч}$, после чего производят проветривание.

Решение. По формуле (54) при $X_o = 1 \text{ мг/м}^3$ получим

$$X = 1 + \frac{30 \cdot 8,54 \cdot 3210}{4700} 1 (1 - e^{-1 \cdot 1,5}) = 14,5 \text{ мг/м}^3,$$

т. е. в пределах допустимой нормы.

В производственных, сельскохозяйственных помещениях, в которых установлены горелки инфракрасного излучения, рекомендуется применять программное автоматическое управление системами отопления и вентиляции, с помощью приборов и аппаратов регулирования, быстро реагирующих на все изменения основных параметров воздушной среды в помещении.

Для контроля за температурой воздуха и его относительной влажностью в помещениях рекомендуется устанавливать психрометры.

Применение горелок инфракрасного излучения в теплицах [14]

В теплицах, обогреваемых горелками инфракрасного излучения и другими газогорелочными устрой-

ствами, работающими без отвода продуктов сгорания, источниками вредностей являются сами горелочные устройства.

При выращивании овощей в теплицах требуется создать определенный метеорологический режим: соответствующие каждой культуре температуру и относительную влажность воздуха, содержание углекислого газа CO_2 и окиси углерода CO не выше допустимой нормы. Метеорологический режим в теплицах определяют для каждой культуры. Он зависит от времени года и стадии произрастания — всходы, выращивание, плодоношение.

Допустимая концентрация окиси углерода CO должна быть принята по нормам [2]. Повышенные против допустимых концентрации CO пагубно действуют на овощных культурах, в особенности на помидорах.

Вентиляцию теплиц рекомендуется предусматривать естественную. Приток воздуха при естественной вентиляции рекомендуется осуществлять через боковые приточные отверстия в виде открывающихся фрамуг по длине наружных стен теплицы, а удаление воздуха — через открывающиеся фрамуги у конька кровли. Площадь вытяжных отверстий следует принимать равной 10% площади кровли и приточных отверстий равной 10% бокового остекления (рис. 56).

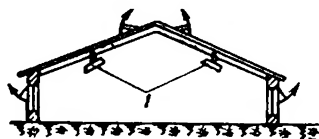


Рис. 56. Разрез теплицы, обогреваемой горелками инфракрасного излучения

1 — горелки

При обогреве теплиц количество тепла, выделяемое при сжигании газа $B_{\text{нм}^3}$ при $Q_{\text{н}}^p$, должно компенсировать теплопотери помещения $Q_{\text{п}}$ и количество тепла, которое необходимо затратить на нагрев приточного воздуха $Q_{\text{в}}$, т. е.

$$Q_{\text{н}}^p = Q_{\text{г}} + Q_{\text{в}}$$

Из этого уравнения можем вывести зависимость между этими величинами и необходимым воздухообменом на поглощение CO_2 и водяных паров. При ис-

пользовании в горелках инфракрасного излучения природного газа в помещении, как известно, будет выделяться CO_2 в количестве 1 м^3 на 1 м^3 сгоревшего газа. Следовательно, при сжигании $B \text{ м}^3$ газа выделится $B \text{ м}^3$ углекислого газа. Для разбавления этого количества CO_2 до допустимой концентрации k_d при концентрации CO_2 в атмосферном воздухе, равной k_0 , потребуется воздухообмен

$$L = \frac{B \cdot 100}{k_d - k_0} \text{ м}^3/\text{ч}$$

(k_d и k_0 выражены в %). Для подогрева этого количества воздуха до требуемой температуры t_b при температуре наружного воздуха t_n необходимо затратить тепла

$$Q_u = \frac{B \cdot 100}{k_d - k_0} 0,24 \gamma (t_b - t_n) \text{ ккал/ч.}$$

Подставив это выражение в балансовое уравнение, получим

$$Q_n + \frac{B \cdot 100}{k_d - k_0} 0,24 \gamma (t_b - t_n) = B Q_p.$$

Решая это уравнение относительно B , находим основную зависимость

$$B = \frac{Q_n}{Q_p - \frac{100}{k_d - k_0} 0,24 \gamma (t_b - t_n)} \text{ м}^3/\text{ч.} \quad (55)$$

Общий вид формулы (55) при сжигании любого газа и при расчете воздухообмена на поглощение CO_2 , CO или водяных паров будет следующий:

$$B = \frac{Q_n}{Q_p - \frac{b}{d_d - d_0} 0,24 \gamma (t_b - t_n)} \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (56)$$

где b — количество газа или водяных паров в весовых единицах, выделяющихся при сжигании 1 м^3 газа;

d_d — допустимая концентрация газа или водяных паров в воздухе помещения в тех же единицах;

d_0 — содержание газа или водяных паров в атмосферном воздухе в тех же единицах.

Остальные обозначения те же.

Пример. Теплотери здания теплицы для выращивания огурцов $Q_{\text{п}} = 465\,000$ ккал/ч. Используется природный газ, имеющий $Q_{\text{г}}^{\text{р}} = 8500$ ккал/ч. Температура наружного воздуха $t_{\text{н}} = -28^{\circ}\text{C}$, $\gamma = 1,445$ кг/м³. Температура воздуха внутри помещения $t_{\text{в}} = 18^{\circ}\text{C}$. Определить количество сжигаемого газа и требуемый воздухообмен на поглощение CO₂.

Решение. Принимаем концентрацию CO₂ для выращивания огурцов $k_{\text{д}} = 0,7\%$, содержание CO₂ в атмосферном воздухе — $k_0 = 0,05\%$, что соответствует его содержанию в атмосферном воздухе в больших городах. По формуле (55) количество сжигаемого газа составит

$$B = \frac{465\,000}{8500 - \frac{100}{0,7 - 0,05} \cdot 0,24 \cdot 1,445 (18 + 28)} = 78 \text{ м}^3/\text{ч}$$

и требуемый воздухообмен

$$L = \frac{78 \cdot 100}{0,7 - 0,05} = 12\,000 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Требуемый воздухообмен для разбавления CO при содержании CO в сухих продуктах сгорания, равном 0,03% (см. § 6)

$$L_{\text{CO}} = \frac{78 \cdot 3210}{30 - 1} = 8634 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Воздухообмен на поглощение водяных паров определяют аналогично воздухообмену, необходимому для разбавления CO₂, или исходя из полученной величины B (на 1 м³ сгоревшего природного газа выделяется, как известно, 2 м³ водяных паров). В разобранном примере воздухообмен на поглощение водяных паров при относительной влажности воздуха внутри теплицы 85% и при его температуре 18°C составит $L_{\text{H}_2\text{O}} = 10\,200$ м³/ч. Если бы для разбавления водяных паров или CO потребовался больший воздухообмен, чем для разбавления CO₂, следовало бы произвести перерасчет и принять большую из полученных величин.

Вентиляция животноводческих помещений, отапливаемых газовыми горелками инфракрасного излучения

Горелки инфракрасного излучения можно применять в животноводческих и птицеводческих зданиях, сооруженных из негорючих материалов, а также в других сельскохозяйственных производственных помещениях, относящихся к категориям Г и Д.

В животноводческих помещениях производительность вентиляционных устройств определяют исходя

из количества выделяющихся основных вредностей — явного тепла, водяных паров, углекислого газа и аммиака, выделяемых животными, с учетом водяных паров, углекислого газа и окиси углерода, выделяемых при работе горелок.

Нормами НТП-СХ 2—65 (свиноводческие фермы) лучистый обогрев в качестве локального отопления рекомендуется применять в помещениях или местах содержания поросят — сосунков и отъемышей. Установочную мощность на 1 м^2 пола при обогреве поросят сосунков инфракрасными излучателями можно ориентировочно принять 150 Вт/м^2 и для отъемышей 60 Вт/м^2 , или соответственно 130 и $52 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$. Площадь обогрева рекомендуется принимать в станке для подсосной матки $1—1,5 \text{ м}^2$ и для поросят отъемышей $0,1—0,15 \text{ м}^2$ на 1 голову. Температуру поверхности обогреваемого пола рекомендуется принимать для поросят сосунков $28^\circ\text{C} (\pm 2^\circ)$ и для поросят отъемышей в начале $20^\circ\text{C} (\pm 2^\circ)$ с постепенным затем снижением к четырехмесячному возрасту до температуры воздуха в зоне содержания поросят.

Согласно СНиП II-Н.3-62 отопление в животноводческих и птицеводческих помещениях предусматривается только в тех случаях, когда количества выделяющегося явного тепла недостаточно для возмещения теплопотерь помещения и подогрева приточного воздуха. Как правило, не нуждаются в отоплении овчарни, конюшни, помещения для содержания волов и свиначники-откормочные.

При всех условиях в помещениях для содержания скота должен быть обеспечен следующий воздухообмен на 1 ц живого веса: для взрослого рогатого скота не менее $17 \text{ м}^3/\text{ц} \cdot \text{ч}$ и для телят не менее $20 \text{ м}^3/\text{ц} \cdot \text{ч}$, для свиноводческих ферм не менее $20 \text{ м}^3/\text{ц} \cdot \text{ч}$ при температуре наружного воздуха ниже 0°C и не менее $45 \text{ м}^3/\text{ц} \cdot \text{ч}$ при температуре наружного воздуха 0°C и выше. Минимальный воздухообмен в птичниках в холодный период года при температуре наружного воздуха, равной расчетной и ниже, должен быть не менее 1,5 и в теплый летний период года не менее $5 \text{ м}^3/\text{ц}$ на 1 кг живого веса птицы. Для районов с расчетной зимней температурой наружного воздуха для проектирования отопления -10°C и выше допускается уменьшение количества приточного возду-

Параметры внутреннего воздуха в животноводческих помещениях

Показатели	Климатический район	Температура воздуха внутри помещения в °С			Относительная влажность воздуха в %	Скорость движения воздуха в м/сек		
		оптимальная	максимальная	минимальная		зимой		летом
						оптимальная	допустимая	
Взрослый рогатый скот и молодняк беспривязного содержания	{ А, Б, В Д, Е	0	5	-5	85	—	—	—
		3	5	0	85	—	—	—
Взрослый рогатый скот привязного содержания	{ А, Б, В Д, Е	5	15	3	80	—	—	—
		10	15	8	85	—	—	—
Телятники	Д, Е	12	15	10	80	—	—	—
		5	16	3	75	0,3	0,5	—
Родильное отделение	Все районы	10	15	8	70	0,3	0,5	—
Доильный зал	То же	15	18	12	70	0,3	0,5	—
Свиноводческие фермы:	„							
свиноварник-откормочник, помещения для холостых и легкосупоросных маток и ремонтного молодняка	—	10	16	8	75	0,2	0,6	1,5
Помещение для поросят отъемышей и для тяжелоупоросных и подсосных маток	—	16	18	10	70	0,2	0,6	1
Станковое помещение для хряков и осемененных маток, пункт искусственного осеменения	—	10	16	6	75	0,2	0,5	1,5

Климатические районы: А, Б, В — РСФСР средняя полоса, Сибирь, включая Дальний Восток; Г — РСФСР (южные области), УССР, Белоруссия, Прибалтика; Д, Е — южные союзные республики.

ха в холодный период года до $1,2 \text{ м}^3/\text{ч}$ на 1 кг живого веса птицы.

Параметры внутреннего воздуха в зоне содержания скота и птицы зависят от способа их содержания, возраста, а для рогатого скота — и от климатических районов. Параметры внутреннего воздуха в животноводческих и птицеводческих помещениях, в которых можно применять горелки инфракрасного излучения, приведены в табл. 77, 78. Зоной размещения принимают пространство для рогатого скота $1,5$, для свиней $0,9$, для птицы (при напольном ее содержании) $0,8 \text{ м}$ над уровнем пола. При клеточном содержании птицы зону размещения принимают на всю высоту клеток.

Таблица 78

Параметры внутреннего воздуха в птицеводческих фермах

Показатели	Оптимальные температуры в помещении в °С при		Относительная влажность воздуха в %	Скорость движения воздуха в м/сек	
	напольном содержании	клеточном содержании		оптимальная	максимальная
Взрослая птица:					
куры	12	16	60—70	0,3	0,6
индейки	12	—	60—70	0,3	0,6
гуси, утки	7	—	70—80	0,5	0,8
Молодняк (в зависимости от возраста):					
куры:					
до 30 дней	22	24	60—70	0,2— 0,3	0,5
» 60 »	18	20	60—70		
» 150 »	14	16	60—70		
» 210 »	12	16	60—70		
индейки:					
до 30 дней	22	24	60—70	0,2— 0,3	0,5
» 60 »	20	—	60—70		
» 120 »	18	—	60—70		
утки, гуси:					
до 30 дней	22	22	65—75		
» 60 »	14	—	65—75		
» 180 »	7	—	65—75		

В зимний период при сильных похолоданиях в зоне размещения птицы допускается временное понижение температуры на период не более 8—10 дней; для кур и индеек — до 4, для уток и гусей — до 2°.

В теплое время года температура в зоне содержания крупного рогатого скота и птицы должна быть не более чем на 5° и для свиноводов не более чем на 7° выше расчетной температуры наружного воздуха согласно климатологической таблице [2, 5].

При содержании рогатого скота без подстилки оптимальные температуры должны быть повышены для взрослого скота и молодняка при беспривязном содержании на 5°, при привязном содержании на 3° и для телят на 7°.

Норма максимально допустимой концентрации аммиака [2] составляет 20 мг/м³. Нормы максимально допустимого содержания углекислого газа в воздухе животноводческих помещений в НТП-СХ не оговорены. Согласно проекту норм параметров воздушной среды в животноводческих помещениях (1957 г.) максимально допустимая концентрация CO₂ предусматривалась 0,25—0,3% по объему [66].

Выделения животными водяных паров, углекислого газа и явного тепла зависят от веса и возраста на 1 голову животных и птицы и приведены в подробных таблицах соответствующих разделов НТП-СХ. С точностью, достаточной для расчетов вентиляции, их можно принять по табл. 79.

Показатели, приведенные в таблице, соответствуют параметрам воздуха внутри помещения $t_a = 10^\circ\text{C}$ и $\varphi = 70\%$. При иных параметрах вводят поправочный коэффициент K согласно табл. 80.

Количество тепла, выделяемого взрослым животным для крупного рогатого скота, соответствует весу коровы, вола, быка 500 кг. При ином весе для определения количества выделяемого тепла также вводят поправочный коэффициент K . При весе 400 кг $K = 1,17$, при весе 600 кг $K = 0,98$ и при весе 800 кг $K = 0,86$.

В табл. 79 приведены значения количества явного тепла, выделяемого животными, т. е. тепла, которое влияет на изменение температуры воздуха в помещении. Количество явного тепла составляет 72% количества общего тепла.

Выделение явного тепла, водяных паров и углекислого газа животными и птицами (усредненные ориентировочные показатели на 1 кг живого веса)

Показатели	Вес на 1 голову в кг	Выделения		
		явного тепла в ккал/ч	водяных паров в г/ч	CO ₂ в л/ч
Рогатый скот:				
взрослые коровы, во- лы откормочные	500	1,28	0,85	0,3
телята	До 80	2,4	1,6	0,5
»	» 200	1,84	1,25	0,39
»	» 350	1,4	0,92	0,28
Свиньи:				
взрослые	До 100	1,75—2,3	1—1,3	0,4—0,47
»	» 300	1,3—1,4	0,7—0,94	0,28—0,34
молодняк	» 15	5,3	3	1,1
»	» 60	2,6	1,52	0,55
»	» 100	2	1,3	0,48
Птица:				
взрослая:				
куры	1,5—3	6,7—7	5,2	1,7
индейки	6—8	6,7	5	1,7
утки	3,5	4,8	3,6	1,2
гуси	6	4	3	1
молодняк:				
куры до 30 дней	0,3	8,5	6,6	2,1
» » 180 »	1,6—2,5	6,7	5	1,65
утки » 30 »	0,3—1	12	9	3
» » 180 »	1—3	4,4	3,3	1,1
гуси » 30 »	1,5	6	4,5	1,5
» » 180 »	4—5,5	3	2,5	0,8
индейки » 30 »	0,6	8,4	6,6	2,1
» » 180 »	1,5—6	6,5	5	1,6

У птиц наблюдаются некоторые особенности тепловыделений — резкие колебания в течение суток. Ночью тепловыделения составляют лишь 60% тепловыделений в дневное время. Это одна из причин наблюдаемого понижения температуры воздуха в птичниках в ночное время. Поэтому в технической литературе рекомендуется принимать в птичниках среднесуточную величину тепловыделений по формуле

$$q_p = \frac{t_d q_d + t_n q_n}{24} \text{ ккал/ч} \cdot \text{кг}, \quad (57)$$

где t_d — время бодрствования птицы;

t_n — продолжительность сна;

q_d, q_n — тепло, выделяемое птицами днем и ночью.

Таблица 80

Поправочный коэффициент K к табл. 79

Показатели	Температура воздуха внутри помещения в °C					
	-5	0	5	15	20	25

Рогатый скот

Тепловыделения K_q . . .	1,19	1,08	1,05	0,96	0,93	0,89
Влаговыведения K_{H_2O} . . .	0,67	0,76	0,86	1,24	2,04	2,49

Свиньи

Тепловыделения K_q . . .	1,59	1,27	1,08	0,98	0,95	0,91
Влаговыведения K_{H_2O} . . .	0,72	0,83	0,98	1,15	1,53	1,96

Поскольку горелки инфракрасного излучения применяют в качестве отопительных приборов, вопросы вентиляции с теплотехнической точки зрения можно решить исходя исключительно из балансового уравнения расхода тепла на теплопотери помещения Q_n и подогрев приточного воздуха Q_v , с одной стороны, и притока тепла в виде выделения явного тепла животными $Q_{ж}$ и от газогорелочных устройств Q_r — с другой:

$$Q_n + Q_v = Q_{ж} + Q_r$$

В настоящее время установки горелок инфракрасного излучения в животноводческих помещениях являются еще опытными. Вопросы оптимальной интенсивности облучения пола, ограждений, самих животных и т. д., а также создания необходимых при этом метеорологических условий внутри помещений должны решать специалисты по сельскому хозяйству на основании опытов и исследований. Вывод уравнения основной зависимости между необходимым воздухообменом и теплопроизводительностью газогорелочных устройств, т. е. количеством сжигаемого топлива (га-

за), аналогичен выводу уравнения основной зависимости, приведенному при расчете воздухообмена, который должен быть обеспечен в теплицах. Однако кроме выделений вредностей, связанных с работой самих горелок, в животноводческих помещениях учитывают и выделения CO_2 и водяных паров животными.

Принимая количество вредностей, выделяемых животными, равным D кг/ч, воздухообмен для их растворения составит

$$L_k = \frac{D}{d_k - d_0} \text{ м}^3/\text{ч}$$

и количество тепла, которое потребуется на нагрев приточного воздуха:

$$Q_n = \frac{D}{d_k - d_0} 0,24 \gamma (t_n - t_n) \text{ ккал/ч.}$$

Тогда уравнение основной зависимости получит вид:

$$B = \frac{Q_n - Q_k + \frac{D}{d_k - d_0} 0,24 \gamma (t_n - t_n)}{Q_n^p - \frac{b}{d_k - d_0} 0,24 \gamma (t_n - t_n)} \text{ кг/ч.} \quad (58)$$

Требуемый воздухообмен

$$L = \frac{B b + D}{d_k - d_0} \text{ м}^3/\text{ч.} \quad (59)$$

Обозначения те же, что и в формуле (56).

Каждая система вентиляции должна быть снабжена инструкцией.

Обеспечение в животноводческих помещениях необходимых метеорологических условий является весьма ответственной задачей. Если недостаток тепла в помещениях в зимнее время животные переносят сравнительно легко, то при отсутствии вентиляции у них пропадает аппетит, могут появиться различные заболевания. Вентиляция в животноводческих помещениях должна действовать постоянно независимо от времени года. Система вентиляции должна обеспечить свежим воздухом зону дыхания животных снизу из-под кормушки или непосредственно на уровне дыхания.

Необходимый метеорологический режим создается проверкой параметров воздуха в помещении и тща-

тельным регулированием отопительно-вентиляционной системы.

§ 30. Применение газа для сушки строительных конструкций

На строительстве нагревательные газовые аппараты применяют для просушки оштукатуренных стен и потолков ремонтируемых и вновь строящихся зданий.

Для просушки строительных конструкций используют сушильные газовые аппараты конвективного типа, при применении которых нагретый в аппарате воздух (или смесь воздуха с продуктами сгорания) циркулирует в просушиваемом помещении и, насыщенный влагой, удаляется в атмосферу через вентиляционные отверстия либо сушильные газовые аппараты радиационного действия. В качестве аппаратов радиационного действия применяют газовые горелки инфракрасного излучения.

Приборами конвективного типа являются газовые воздухонагреватели, так называемые калориферные установки. Они, в свою очередь, подразделяются на калориферные установки, работающие с отводом продуктов сгорания в атмосферу, и на установки, работающие с выбросом продуктов сгорания непосредственно в помещение. В калориферах первого типа воздух нагревается дымовыми газами через стенки дымовых каналов и затем, нагретый до требуемой температуры, поступает в помещение, а продукты горения отводятся через приставной дымовой канал наружу. По такому принципу работает газовый воздухонагреватель типа ОП-7 системы М. Т. Постнова. Теплопроизводительность аппарата составляет 40 тыс. ккал/ч, количество подаваемого в помещение нагретого воздуха 1200 м³/ч. На аппарате установлена горелка, работающая с принудительной подачей воздуха. Расход газа при использовании природного газа составляет 5 м³/ч и сжиженного газа 3,8 кг/ч (рис. 57). Центробежный вентилятор 1 через патрубки 2 и 3 обеспечивает подачу воздуха в камеру горения 4 и в каналы бесконтактного калорифера 5. Стенки калорифера омываются горячими газами, проходящими по дымовым каналам 6. Дымовые газы через патрубок 7 отводятся в дымоход. Нагретый воздух через отвер-

ствие 8 поступает в помещение. Подачу газа, при отсутствии сетевого газа, можно обеспечить баллоном сжиженного газа 9, снабженным регулятором давления 10. Автоматика безопасности и отключения газа

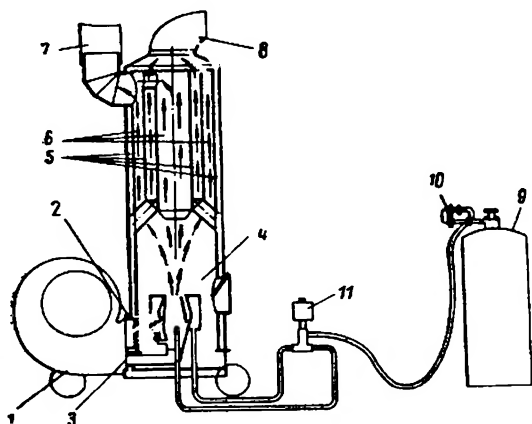


Рис. 57. Воздухонагреватель
ОП-7

в случае остановки вентилятора обеспечивается автоматическим клапаном 11. Мощность электродвигателя вентилятора $N = 1,7$ кВт, число оборотов в минуту 2850, вес агрегата 97 кг. Агрегат шириной 570, длиной 800 и высотой 1460 мм смонтирован на легко передвигаемой тележке.

Газовая сушильная установка типа КС-АКХ конструкции Академии коммунального хозяйства РСФСР им. К. Д. Памфилова работает без отвода продуктов сгорания. В качестве сушильного агента в установке используется смесь воздуха с продуктами сгорания, которые поступают в помещение при температуре 75—125°C. Теплопроизводительность аппарата 40—70 тыс. ккал/ч. Расход газа: природного 5—9 $\text{нм}^3/\text{ч}$, сжиженного 2,7—3,5 $\text{кг}/\text{ч}$. Мощность электродвигателя 1 кВт (980 об/мин). Вес агрегата 75 кг. Агрегат устанавливается на лестничной площадке с использованием одновременно для двух квартир общей пло-

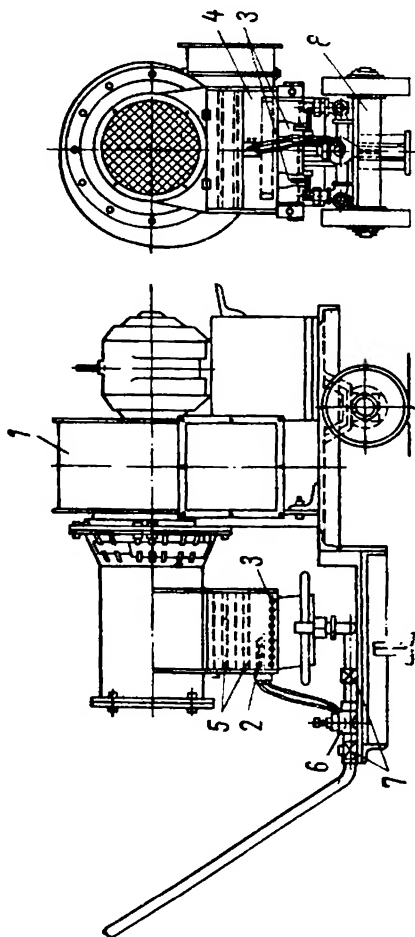


Рис. 58 Газовая сушильная установка КС-АКХ

щадью до 100 м² (рис. 58). Аппарат состоит из вентилятора 1, запальника 2, горелки 3, топочной камеры 4, керамического стабилизатора горения 5, электромагнитного автоматического клапана 6 и пробочных кранов 7. Аппарат смонтирован на тележке 8.

В качестве радиационных газовых сушильных установок применяют газовые горелки инфракрасного излучения (горелки типа «фонарь»), разработанные Саратовским институтом Гипроннигаз (рис. 59).

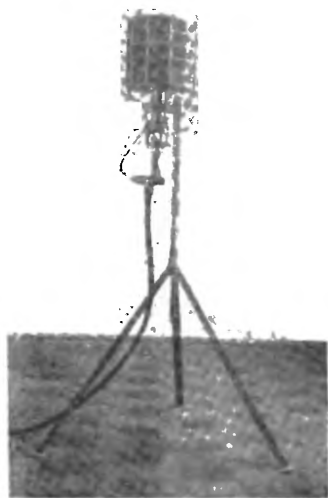


Рис. 59. Газовая горелка инфракрасного излучения типа «фонарь» (ГК-1-38)

Горелка имеет форму 10-гранного фонаря, состоящего из керамических плиток, нагреваемых до температуры 750—800°C. Тепловая производительность 20 000 ккал/ч. Вес аппарата 22 кг. При работе горелок инфракрасного излучения продукты сгорания выделяются непосредственно в помещение.

Просушиваемое помещение является по существу сушильной камерой, поэтому для лучшего использования влагопоглощающей способности воздуха рекомендуется как подачу свежего нагретого воздуха, так и удаление воздуха, насыщенного влагой, организовывать в нижней зоне помещения.

Искусственную сушку, как правило, следует про-

изводить круглосуточно, непрерывно до полного высыхания.

Влага, содержащаяся в штукатурке и кладке стен, во время сушки испаряется за счет тепла, передаваемого ей нагретым воздухом (конвективный нагрев) или излучением горелкой инфракрасного излучения (радиационный нагрев). Испарившаяся влага поглощается теплым воздухом. Таким образом, при искусственной сушке необходимо затратить тепло на испарение влаги и на нагрев воздуха. Кроме того, тепло расходуется на нагрев строительных конструкций и на теплопотери в окружающую среду. Для определения часовой тепловой производительности сушильной установки можем написать равенство:

$$Q_c = 1,2 (Q_{вл} + Q_{н.в} + Q_n) \text{ ккал/ч,}$$

где Q_c — теплопроизводительность сушильной установки в ккал/ч;

$Q_{вл}$ — тепло, затрачиваемое на испарение влаги, в ккал/ч;

$Q_{н.в}$ — тепло, затрачиваемое на нагрев воздуха, в ккал/ч;

Q_n — нагрев строительных конструкций и потери в окружающую среду в ккал/ч.

Основным показателем для расчета сушильной установки является количество влаги, подлежащее удалению. Штукатурка считается высушенной, если влажность ее намета на высоте 0,5 м от пола не превышает 4—6%. В зимнее время рекомендуется принимать следующие расчетные параметры сушильного агента, воздуха: температура 30—50°C и относительная влажность удаляемого воздуха 75—80%, так как при этих параметрах конвективная сушка является наиболее эффективной. При просушивании штукатурки количество влаги, подлежащей испарению с 1 м² поверхности, можно принять от 4 до 8 кг в зависимости от того, нанесена ли штукатурка на старую, давно просушенную стену, или на новую кирпичную кладку.

Количество влаги, подлежащее удалению при сушке кирпичной кладки, зависит от толщины стены. При толщине стены 51 см количество влаги, подлежащее испарению, можно принять 40 кг на 1 м² просушиваемой поверхности и при толщине стены 64 см 85 кг на 1 м². На испарение 1 кг влаги затрачивается

в среднем 600 ккал/кг тепла. При количестве влаги, подлежащей испарению, равном $D_{и}$ кг и при продолжительности сушки τ часов часовой расход тепла на испарение влаги составит:

$$Q_{вл} = \frac{600 D_{и}}{\tau} \text{ ккал/ч.}$$

Количество воздуха, необходимого для поглощения испаряемой влаги, определяют из выражения

$$L = \frac{D_{и}}{d_{в} - d_{и}} \text{ м}^3/\text{ч.}$$

где $d_{в}$ — влагосодержание внутреннего воздуха в кг/м³;

$d_{и}$ — влагосодержание наружного воздуха в кг/м³.

Это выражение справедливо при использовании калориферов, работающих с отводом продуктов горения в атмосферу. При использовании аппаратов, работающих без отвода продуктов горения в атмосферу, в том числе и горелок инфракрасного излучения, в расчеты необходимо ввести поправку, учитывающую выделение в воздух водяных паров при сжигании газа: 1,61 кг на 1 м³ сгоревшего природного газа и 1,6 кг на 1 кг сгоревшего сжиженного газа. Выделяясь в помещение в качестве продуктов сгорания, водяные пары снижают полезную влагоемкость, водопоглощающую способность сушильного агента. При оптимальных параметрах сушки полезная влагоемкость воздуха составляет 70—90% расчетной. Снижение температуры воздуха влечет за собой и снижение полезной влагоемкости. Так, при температуре воздуха внутри помещения 20°C и относительной влажности удаляемого воздуха 80% полезная влагоемкость составит лишь 45%. Количество воздуха, необходимого для поглощения испаряемой влаги, при использовании аппаратов, работающих без отвода продуктов сгорания, примет вид:

$$L = \frac{D_{и}}{(d_{в} - d_{и}) \eta} \text{ м}^3/\text{ч.} \quad (60)$$

где η — коэффициент полезной влагоемкости воздуха.

Количество тепла, необходимого для нагрева вентиляционного воздуха, определяют по формуле (см. § 10)

$$Q_{\text{пр}} = L \cdot 0,24 \gamma (t_{\text{н}} - t_{\text{н}}) \text{ ккал/ч.}$$

Количество тепла, затрачиваемого на прогрев конструкций и на теплопотери в окружающую среду, значительно меньше, чем затрачиваемое на испарение влаги. Ориентировочно можно принять $Q_{\text{п}} = Q_{\text{вл}} K$ ккал/ч. Коэффициент K можно принять 0,12—0,35 в зависимости от режима сушки, толщины конструкций и температуры наружного воздуха. При повышении рабочей температуры воздуха и увеличении толщины строительных конструкций коэффициент K увеличивается.

Процесс радиационной сушки протекает несколько иначе, чем процесс конвективной сушки. При радиационной сушке 60% тепла расходуется на испарение влаги и на нагрев поверхностей, подлежащих сушке, и только 40% тепла расходуется на конвективный нагрев воздуха. Поэтому сушка протекает при более низких температурах воздуха внутри помещения — от 5 до 20°C. Расход тепла на прогрев конструкций и теплопотери несколько ниже, так как за короткий срок (3—4 ч) конструкции не успевают прогреться, и теплопотери можно не учитывать. Коэффициент влагоемкости из-за низкой температуры воздуха внутри помещения при радиационной сушке ниже, чем при конвективной, и, следовательно, воздухообмен должен быть более интенсивным.

Сечение приточных и вытяжных отверстий для обеспечения требуемого воздухообмена при скорости воздуха v м/сек определяют по формуле

$$F = \frac{L}{3600 v} \text{ м.}$$

Пример. В строящемся доме требуется высушить конвективным аппаратом, работающим с отводом продуктов сгорания, оштукатуренные стены и потолок общей площадью 124 м². Объем помещения 84 м³. Температура и относительная влажность наружного воздуха $t_{\text{н}} = -15^{\circ}\text{C}$ и $\phi = 70\%$.

Решение. Принимаем температуру воздуха в помещении 45°C, относительную влажность удаляемого воздуха 80%, продолжительность сушки 24 ч. Количество влаги, удаляемой с 1 м² оштукатуренной поверхности, принимаем равной 8 кг/м². Количество тепла, необходимого на испарение влаги, будет:

$$Q_{\text{вл}} = \frac{124 \cdot 8 \cdot 600}{24} = 24\,800 \text{ ккал/ч.}$$

Количество воздуха, необходимого на поглощение испаряемой влаги:

$$L = \frac{124 \cdot 8}{24 (0,052 - 0,0011) 0,85} = 970 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Количество тепла, требуемое на нагрев воздуха:

$$Q_{\text{в.в.}} = 970 \cdot 0,24 \cdot 1,2 (45 + 15) = 16\,700 \text{ ккал/ч}.$$

Расход тепла на прогрев строительных конструкций и теплотопотери будет:

$$Q_{\text{п}} = Q_{\text{эл}} \cdot 0,3 = 24\,800 \cdot 0,3 = 7450 \text{ ккал/ч}.$$

Требуемая теплопроизводительность калорифера

$$Q = 1,2 (24\,800 + 16\,700 + 7450) = 59\,000 \text{ ккал/ч}.$$

Площадь вентиляционных отверстий, которые оборудуют в нижней части окон, расположенных по возможности в противоположных стенах, с тем чтобы эффективно использовать сквозное проветривание при скорости воздуха $v = 1,5 \text{ м/сек}$, будет:

$$F = \frac{970}{3600 \cdot 1,5} = 0,18 \text{ м}^2.$$

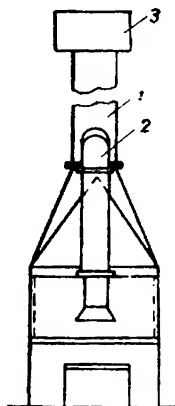


Рис. 60. Схема дымо-вытяжного устройства над горном на огне

1 — сборная труба 2 — центральная труба; 3 — дефлектор

§ 31. Локализирующая вентиляция

Ниже даны отдельные примеры расчетов устройств локализирующей вентиляции, оборудуемой при выполнении лабораторных работ, кузнечных и газосварочных работ с применением горючих газов.

Дымовытяжные устройства над кузнечным горном

Устройство вытяжного зонта над кузнечным горном схематически показано на рис. 60. Тепловой поток улавливается зонтом и центральной трубой. Экспериментальными обследованиями установлено, что температура газов в вытяжных трубах зависит от количества топлива, сжигаемого на горне. При расходе топлива от

35 000 до 126 000 ккал/ч (от 4 до 15 $\text{м}^3/\text{ч}$ природного газа при $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 8500 \text{ ккал/м}^3$), при наличии одного ог-

ня, температура газов в сборной трубе меняется от 63 до 132°. Процент тепла, уносимого с уходящими газа-

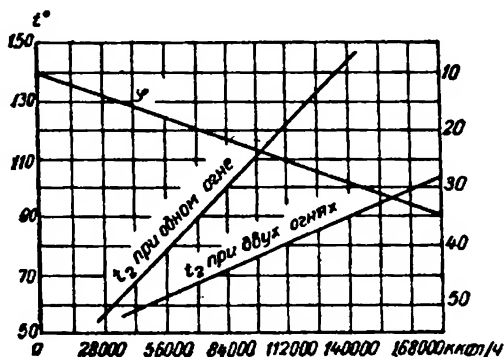


Рис. 61. Температура газов в сборной трубе и доля тепла q , поступающего в цех

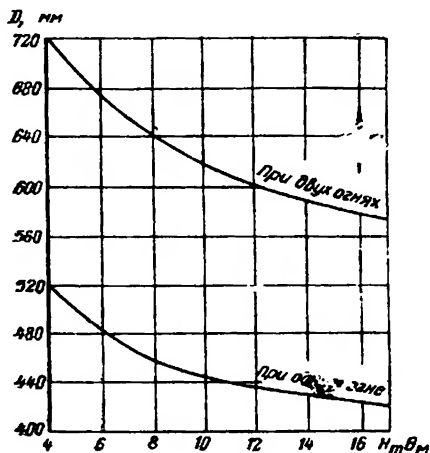


Рис. 62. График для определения диаметра сборной дымовой трубы

ми, также находится в прямой зависимости от количества сжигаемого на горне топлива. При приведенных

выше расхода топлива в цех поступает от 15 до 27% тепла всей теплотворности сжигаемого топлива. Температуру уходящих газов в основной трубе и количество тепла, выделяемого в цех (величину q), определяют по графику (рис. 61). Высота центральной трубы в типовом решении равна $h_{ц} = 1,25$ м. Высоту сборной трубы определяют исходя из местных условий. Затем по графикам (рис. 62–64) определяют диаметры

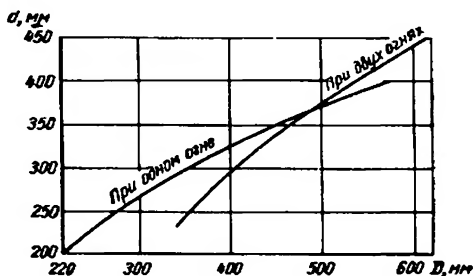


Рис. 63. График для определения диаметра центральной трубы по диаметру сборной трубы

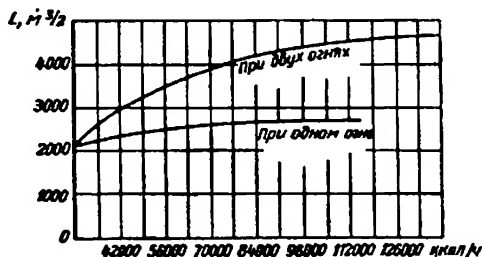


Рис. 64. График для определения количества газов, поступающих из цеха под укрытие

центральной и сборной труб и объем смеси дымовых газов с воздухом, уходящей из помещения кузницы. Определение диаметров вытяжных труб поясним на примере.

Пример. Расход природного газа, сжигаемого на одноогневом горне, составляет $5 \text{ м}^3/\text{ч}$ при $Q_{\text{н}}^p = 8600 \text{ ккал}/\text{м}^3$. Высота сборной трубы от плоскости верхнего сечения зонта до оголовка $h_{\text{сб}} = 8 \text{ м}$. Определить диаметры сборной и основной труб и объем смеси дымовых газов с воздухом, уходящей из помещения кухни.

Решение. По графику, изображенному на рис. 61, находим температуру газов в сборной трубе $t_{\text{сб}} = 68^\circ\text{C}$ и долю тепла, поступающего в цех, $\varphi = 15\%$. Количество тепла, поступающего в цех, будет $Q = 5 \cdot 8600 \cdot 0,15 = 6450 \text{ ккал}/\text{ч}$. По графику, изображенному на рис. 62, находим диаметр сборной трубы $d_{\text{сб}} = 460 \text{ мм}$. Принимаем стандартный диаметр $d_{\text{сб}} = 450 \text{ мм}$ и по графику, изображенному на рис. 63, находим диаметр центральной трубы $d_{\text{ц}} = 350 \text{ мм}$. Принимаем стандартный диаметр $d_{\text{ц}} = 355 \text{ мм}$. Объем газов, поступающих из цеха под укрытия, составит (по графику, изображенному на рис. 64) $L = 2300 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Разрежение, создаваемое дымовытяжным устройством, определяют по формуле

$$H = h_{\text{ц}} (\gamma_{\text{н}} - \gamma_{\text{з}}) + h_{\text{сб}} (\gamma_{\text{н}} - \gamma_{\text{сб}}) \text{ мм вод. ст.};$$

где $h_{\text{ц}}$ — высота центральной трубы, принимаемая в типовой конструкции равной $1,25 \text{ м}$;
 $h_{\text{сб}}$ — высота сборной трубы в м;
 $\gamma_{\text{н}}, \gamma_{\text{з}}, \gamma_{\text{сб}}$ — удельные веса наружного воздуха и дымовых газов под зонтом и в сборной трубе в $\text{кг}/\text{м}^3$, определяют по формуле (4) в зависимости от их температуры.

Температуру наружного воздуха принимаем $t_{\text{н}} = 10^\circ\text{C}$ и температуру газов под зонтом $t_{\text{з}} = 25^\circ\text{C}$, тогда разрежение, создаваемое дымовытяжным устройством, при высоте сборной трубы $h_{\text{сб}} = 8 \text{ м}$ и при ранее полученной температуре газов в сборной трубе $t_{\text{сб}} = 65^\circ\text{C}$ составит $H = 1,25(1,248 - 1,185) + 8(1,248 - 1,044) = 1,71 \text{ мм вод. ст.}$

Местные отсосы при газосварочных работах

Для газовой сварки и резки металлов кроме ацетилена с успехом применяют природные и искусственные горючие газы. При резке металлов при равном количестве тепла, вводимого за единицу времени в металл, расход режущего кислорода и скорость резки при использовании газов-заменителей будут те же, как и при работе с ацетиленом, с той лишь разницей, что на прогрев начальной точки при применении заменителей потребуется на 40—60% больше времени вследствие различия в температурах пламени.

Для сравнения приведем данные для ацетилена, метана, пропана, бутана.

	QР в ккал/м³	Температу- ра пламени в °С
Ацетилен	12 600	3200
Метан	8 560	1852
Пропан	21 002	2043
Бутан	27 400	2057

При использовании метана и пропано-бутановой смеси возможна качественная сварка стали, чугуна, латуни, бронзы, алюминия и других легкоплавких металлов. При сварке чугуна природным газом получается шов, легко поддающийся обработке. Принято считать, что метан и сжиженные газы являются наименее опасными при резке и сварке металлов. Метан и пропано-бутановая смесь менее чувствительны и к обратным ударам, чем ацетилен. Стоимость сварки с применением баллонных сжиженных газов будет примерно в 9, а при использовании сетевого природного газа примерно в 20 раз ниже, чем при ацетиленовой сварке. Из этого следует, что внедрение сварки с применением природного и сжиженных газов весьма целесообразно.

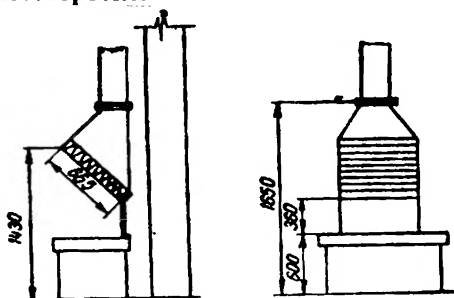


Рис. 65. Схема панели системы С. А. Чернобережского

При сварке и резке небольших деталей на верстаках места сварки оборудуют местными отсосами. Одной из конструкций местного отсоса является панель системы С. А. Чернобережского (рис. 65). При постоянной величине $h=665$ мм в зависимости от габаритов свариваемых деталей применяют панели шириной $a=600, 750$ и 900 мм. Живое сечение воздухоулавливающей поверхности составляет 0,23 от его общей площади $f=0,23(ah)$ м². Скорость отсасываемого воздуха в живом сечении панели следует выбирать с таким расчетом, чтобы во всасывающем факеле, создаваемом наклонной панелью, в месте свариваемого шва

скорость была не менее $0,2 \text{ м/сек.}$ При этой скорости во всасывающем факеле обеспечивается удаление пыли и газов, образующихся при сварке. Необходимую скорость в живом сечении панели можно определить по графику спектра скоростей, представленном на рис. 66, а, б для наклонной панели с козырьком и без козырька. Как видно из графика, оборудование козырька на верхней грани панели повышает эффективность ее работы. Необходимую скорость отсоса воздуха в живом сечении панели определяют из соотношения минимально необходимой скорости воздуха в месте расположения свариваемой детали $v_{\text{мин}}$ к указанной на спектре величине $\frac{v}{v_0}$. Величина $\frac{v}{v_0}$, как видно из графика, зависит, в свою очередь, от значения относительного расстояния $\frac{l}{h}$. При $v_{\text{мин}} = 0,2 \text{ м/сек.}$ при сварке или резке детали, расположенной на вер-

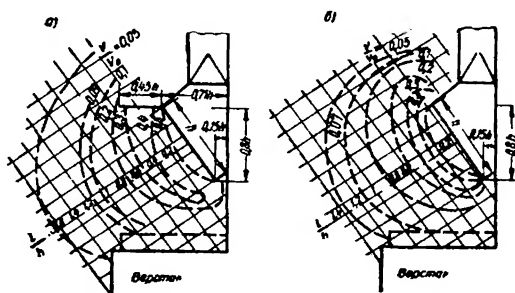


Рис. 66. График спектра скоростей воздуха при наклонной панели
а — с козырьком; б — без козырька

стаке (на рис. 66 габариты детали показаны пунктиром), для панели с козырьком величина $\frac{v}{v_0} = 0,09$ и для панели без козырька $\frac{v}{v_0} = 0,07$. В первом случае необходимая минимальная скорость в живом сечении панели будет $v_{\text{мин}} = \frac{0,2}{0,09} = 2,2 \text{ м/сек.}$ а во втором — $v_{\text{мин}} = \frac{0,2}{0,07} = 2,9 \text{ м/сек.}$

Сопротивление панели составляет $\zeta=1$, отнесенное к скорости воздуха в ее живом сечении. Панель имеет угол наклона 45° . Опытные замеры показали, что оптимальным углом для панелей подобных конструкций является угол в 35° , каковой и принят в отсосах системы ЛИОТ.

Скорость в живом сечении наклонной панели выбирают с учетом характера сварочных работ и количества выделяющихся пыли и газов, а также габаритов свариваемых изделий и расстояния от края панели до места расположения свариваемого шва. Указанная скорость $v=0,2$ м/сек является ориентировочной. Ее можно принимать при газосварочных работах с нормальными пыле- и газовыделениями.

Отсос воздуха от панели предусматривается механический, периодического действия, на время работы сварочной установки. Кроме местных отсосов в помещении должна быть оборудована постоянно действующая общеобменная вентиляция.

Если для газосварочных работ используют сжиженные газы, то при решении общеобменной вентиляции необходимо предусмотреть вытяжку на $2/3$ из нижней зоны помещения. Кроме связанных с верстаком местных отсосов при сварочных работах применяют также одно- и двусторонние поворотные воздухоприемники. Изображение одного из них системы ЛИОТ-1

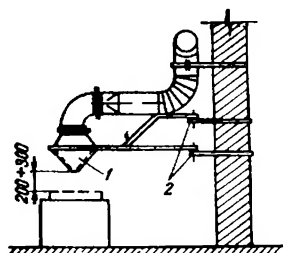


Рис. 67. Схема двустороннего поворотного отсоса системы ЛИОТ-1

1 — отсос; 2 — поворотные опоры

бражение одного из них системы ЛИОТ-1 приведено на рис. 67. Их применяют при сварке изделий больших размеров, когда рабочему нужен удобный доступ к изделию с разных сторон.

Лабораторные шкафы

Лабораторные шкафы предназначены для проведения химических или физических опытов и анализов, при которых происходит выделение паров или газов, имеющих вредные или ядовитые свойства или непри-

ятные запахи. Лабораторные шкафы имеют плотные остекленные стенки, позволяющие наблюдать за прохождением опыта.

Рабочее окно шкафа открывается лишь на столько, сколько того требует характер выполняемой работы. Лабораторные шкафы должны быть снабжены хорошо действующей вытяжной вентиляцией, поэтому, как правило, вытяжку из них оборудуют с механическим побуждением, с применением центробежных вентиляторов, при агрессивных средах винипластовых. Применять осевые вентиляторы в их обычном исполнении [исполнение 1 (см. § 15)] нельзя, так как электродвигатели находятся в потоке перемещаемой среды.

Скорость воздуха в открытом рабочем окне лабораторного шкафа должна превышать скорость диффузии газов. В неподвижном воздухе скорость диффузии газов колеблется в пределах 0,15—0,17 м/сек. Однако в помещении всегда наблюдается некоторая подвижность воздуха, вызываемая хождением работающих в лаборатории, открыванием дверей, общим вентиляционным воздухообменом и др. Подвижность воздуха в помещении может превышать скорость диффузии, поэтому в рабочем окне лабораторного шкафа скорость принимают не менее 0,5, при тяжелых газах и парах — 0,7—1, а при работе с ртутью не менее 1 м/сек. Во избежание застоя загрязненного воздуха в самом лабораторном шкафу габариты шкафа должны быть приняты с таким расчетом, чтобы скорость удаляемого воздуха в его горизонтальном сечении была не ниже 0,2 м/сек.

При работе с тяжелыми парами и газами в шкафу кроме верхнего отсоса оборудуется также нижний отсос. Соотношение сечений отсосов в этом случае должно обеспечить удаление $\frac{2}{3}$ воздуха из нижней зоны и $\frac{1}{3}$ из верхней.

Кроме лабораторных шкафов применяют менее громоздкие отсасывающие витрины с верхней остекленной откидной крышкой. Витрины используют главным образом в тех случаях, когда для выполнения работы не требуется большого рабочего пространства и работа связана с большим выделением пыли, например абразивной. Скорость воздуха в рабочем проеме витрины в зависимости от выполняемой работы принимают 0,5—0,7 м/сек.

Г л а в а VI

Дымоходы от газовых приборов

§ 32. Особенности газообразного топлива

При переводе на газ отопительных и отопительно-варочных печей, ресторанных плит и других приборов, работающих с отводом продуктов сгорания, необходимо учитывать особенности газового топлива. Основными из них являются:

относительно низкая температура уходящих газов по сравнению с температурой уходящих газов, получаемой при сжигании твердого топлива;

большое содержание в продуктах сгорания водяных паров;

значительно больший по сравнению с углем объем продуктов сгорания.

Температуру уходящих газов при сжигании в бытовых приборах газового топлива ориентировочно можно принять по табл. 81, а температуру уходящих газов при работе на газообразном топливе водогрейных и паровых котлов — по табл. 71 и 72.

Благодаря высокому содержанию водяных паров в продуктах сгорания температура точки росы уходящих газов при сжигании горючих газов значительно выше, чем при сжигании твердых видов топлива. В то время как для природного газа при $\alpha=1,5$ температура точки росы $t_{тр}=55^{\circ}\text{C}$, для подмосковного бурого угля 48°C , для челябинского угля 39°C и донецкого антрацита 22°C . Кроме того, при сжигании твердого топлива в отопительных печах влага, находящаяся в нем, испаряется в начале натопа. К концу натопа в топливнике остается чистый уголь, по составу горючей части близкий к чистому углероду, и выделение водяных паров при горении в конце натопа почти полно-

Температура отходящих газов при использовании
газового топлива

Печь или прибор	Температура отходящих газов в °С	Место замера
Отопительные печи периоди- ческого действия:		
трехоборотная	230—270	У заслонки (вьюш- ки)
пятиоборотная	220—260	
системы АКХ-14	115—125	
Отопительные печи непрерыв- ного действия:		
	80—125	За плитой
отопительно-варочные печи	120—140	
плиты ресторанный типа .	280—320	
проточные газовые водона- греватели	130—180*	После тягопреры- вателя

* Соответственно при нагрузках 280—410 ккал/мин.

стью прекращается. Поэтому, например, температура точки росы для древесного угля при $\alpha=3$ равна $t_{\text{шр}} = 17^\circ\text{С}$.

При сжигании газа на все время работы горелочных устройств устанавливается постоянный режим. Влажностное содержание сжигаемого газа, даже не осушенного, практически равно нулю и влажностное содержание уходящих газов на всем протяжении работы горелок остается постоянным. Относительно высокой температурой точки росы уходящих газов при сжигании газа объясняется нередко наблюдаемое на практике выпадение конденсата водяных паров на внутренних стенках дымоходов и дымовых труб. В районах с низкой расчетной температурой (Север, Восточная Сибирь) это явление наблюдается при эксплуатации на газе отопительных и отопительно-варочных печей, а при отводе продуктов сгорания от проточных водонагревателей это явление наблюдается и в средней полосе Союза. Выпадение конденсата водяных паров на стенках дымоходов нередко является причиной появления сырых пятен на стенах и потолках в жилых домах. При низких зимних температурах, в особенности в

районах с холодным климатом, выпадение конденсата является причиной образования наледи на оголовках дымовых труб и, как следствие, сужение дымового канала и ухудшение или полное прекращение тяги, что сопряжено с явной опасностью для пользующихся печами.

Значительно большие объемы продуктов сгорания при использовании газового топлива по сравнению с углем и их более низкая температура (из-за чего уменьшается действительный напор дымовой трубы) вызывают необходимость во многих случаях проверять расчетом высоту дымовых труб и их сечение.

Таким образом, при переводе печей на газовое топливо необходимо:

рассчитать температуру уходящих газов и температуру точки росы на участках, где возможно выпадение конденсата (дымоходы на чердаке и дымовые трубы над кровлей);

определить действующий напор дымовой трубы и необходимое ее сечение.

§ 33. Расчет температуры уходящих газов и определение температуры точки росы

Расчет температуры уходящих газов сводится к определению их температуры у оголовка дымовой трубы при расчетной температуре холодного периода года. Учесть все факторы, влияющие на изменение температуры уходящих газов от заслонки до оголовка дымовой трубы, не представляется возможным. Фактические данные показывают, что при проверке теоретических расчетов экспериментом можно обнаружить значительные расхождения, величина которых в отдельных случаях может достигать $\pm 60\%$ [72]. Это, конечно, не означает, что следует отказаться от расчетов, но при проведении расчетов следует, по-видимому, избрать методику получения лишь характерных показателей.

Уходящие газы, проходя через дымовую трубу, охлаждаются, отдавая часть своего тепла внутренним поверхностям стенок дымовой трубы. Температура дымовых газов при этом снижается от температуры t_0 в начале дымовой трубы до температуры $t_{ог}$ у оголовка дымовой трубы. Такое же количество тепла теряется наружными поверхностями стенок дымовой трубы F

в атмосферу. Теплоотдача наружных стенок дымовой трубы пропорциональна разности температур между температурой наружной поверхности стенки $t_{ст}$ и температурой окружающего воздуха $t_{н.в}$ и пропорциональна коэффициенту теплопередачи K (который, в свою очередь, зависит от скорости ветра).

При установившемся режиме длительной топки, при объеме уходящих газов V $\text{м}^3/\text{ч}$ и их теплоемкости c можем написать балансовое уравнение теплопередачи:

$$F K (t_{ст} - t_{н.в}) = V c (t_o - t_{ог}).$$

Решая уравнение относительно $t_{ог}$, получим

$$t_{ог} = \frac{V c t_{ог} - F K (t_{ст} - t_{н.в})}{V c} \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (61)$$

Для того чтобы не было выпадения конденсата водяных паров, необходимо при всех условиях, чтобы температура на внутренней поверхности стенок дымовой трубы была выше температуры точки росы уходящих газов. В противном случае выпадение конденсата на холодных стенках дымовой трубы будет происходить даже и при, казалось бы, достаточно высокой температуре уходящих газов. Температура уходящих газов в неметаллических дымовых трубах всегда будет выше температуры внутренних поверхностей стенок дымовой трубы. Температуру стенок неметаллической дымовой трубы определяют по формуле

$$t_{в.с} = t_{yx} - \frac{t_{yx} - t_{н.в}}{R_o} R_b \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (62)$$

где R_b — величина сопротивления теплопередаче для ограждений, соприкасающихся с внутренней средой, в $\text{м}^2/\text{ч} \cdot \text{град} \cdot \text{ккал}$;

R_o — то же, для стенки дымовой трубы $\text{м}^2 \cdot \text{ч} \times \text{град}/\text{ккал}$;

$t_{н.в}$ — температура наружного воздуха в $^\circ\text{C}$;

t_{yx} — температура уходящих газов в $^\circ\text{C}$.

Температура точки росы уходящих газов для одного и того же состава горючего газа зависит от коэффициента избытка воздуха α . С увеличением α температура точки росы понижается. Для природного газа температуру точки росы с достаточной точностью можно определить по графику (рис. 68). В расчетах величину α следует принимать в пределах 1,9—2,5 в за-

висимости от протяженности дымохода и материала, из которого он сооружен. Так, при использовании плотных блочных панелей α будет меньше, чем при дымоходах из красного кирпича. В соответствии с величиной α принимают и температуру точки росы 50—45°C.

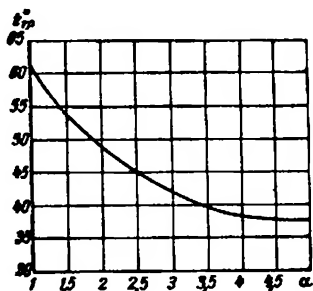


Рис. 68. График для определения температуры точки росы дымовых газов в зависимости от коэффициента α при сжигании природного газа

Примем в качестве примера кирпичную дымовую трубу с толщиной стенок 13 см ($1\frac{1}{2}$ кирпича). Величина сопротивления теплопередаче R_0 составит:

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}} = \frac{1}{20} + \frac{0,13}{0,7} + \frac{1}{10} = 0,335 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град/ккал}.$$

При $R_0 = 0,095$ и температуре наружного воздуха -20°C , задавшись температурой на внутренней поверхности стенок дымовой трубы 55°C , по формуле (62) запишем

$$55 = t_{\text{yx}} - \frac{t_{\text{yx}} + 20}{0,335} 0,095$$

и, решая уравнение относительно температуры уходящих газов, получим $t_{\text{yx}} = 69^\circ\text{C}$. Из этого примера видно, что при температуре наружного воздуха -20°C температура уходящих газов у оголовка кирпичной трубы с толщиной стенок 13 см должна быть 69°C и, следовательно, в данном случае на 14° выше температуры точки росы. Коэффициент K теплопередачи от наружных поверхностей дымовой трубы снаружи здания зависит от скорости ветра v . Его можно приближенно определить по формуле $K = 10 + 6\sqrt{v}$. Для труб, расположенных внутри помещения, $K = 9 \div 10$.

Примем, при предыдущих условиях, кирпичную дымовую трубу сечением 13×13 (наружный периметр 1,52 м), высотой 3,5 м, в том числе 2,5 м в чердачном помещении и 1 м сверх кровли. Коэффициент теплопередачи для чердачного помещения $K=10$ и для наружного воздуха, при скорости ветра $v=1$ м/сек, $K=16$. Количество сжигаемого газа $B=1,5$ м³/ч, $\alpha=2$ и объемная теплоемкость дымовых газов $c=0,35$ ккал/м³·град. Объем продуктов сгорания $V_d^r=10,6$ м³/м³, и теоретическое количество воздуха, необходимого для горения, $V_b=9,52$ м³/м³. Тогда объем дымовых газов составит

$$V = B [V_d^r + (\alpha - 1) V_b] = 1,5 [10,6 + (2 - 1) 9,52] = 30,1 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Теплопотери наружных стенок дымовой трубы в окружающую среду при температуре на их поверхности, равной 0°C, составят:

$$Q_{ст} = (F_{ч} K_{ч} + F_{н.в} K_{н.в}) (t_{ст} - t_{н.в}) \text{ ккал/ч}.$$

Буквенные индексы означают: ч — чердачное помещение и н.в — наружный воздух. Подставляя в равенство числовые значения, получим: $Q_{ст} = (1,52 \cdot 2,5 \cdot 10 + 1,52 \cdot 1 \cdot 16) (0 + 20) = 1246$ ккал/ч.

Подставляя в формулу (61) полученные числовые величины и решая уравнение относительно t_0 , найдем требуемую температуру уходящих газов в начале дымовой трубы (над заслонкой);

$$t_0 = \frac{30,1 \cdot 0,35 \cdot 69 + 1246}{30,1 \cdot 0,35} = 188^\circ \text{C}.$$

На основании вышеприведенных примерных расчетов можно сделать следующие выводы:

при отводе дымовых газов от газовых аппаратов, имеющих на выходе в дымовую трубу низкую температуру продуктов горения, выпадение конденсата водяных паров в неутепленных дымовых трубах выше кровли вероятно даже в средней полосе Союза, что и подтверждается практическими наблюдениями при использовании газовых проточных водонагревателей, которые имеют температуру уходящих газов за тягопрекращателем 130—180°C (см. табл. 81); в условиях холодного климата выпадение конденсата вероятно в

неутепленных дымовых трубах и при работе отопительных печей на газовом топливе.

При сравнении теоретических расчетов с экспериментальными данными необходимо учитывать уже указанное понижение температуры точки росы при увеличении коэффициента избытка воздуха α . Так, при $\alpha=3,5$, что вполне может быть в действительности, температура точки росы для природного газа составляет $t_p=38^\circ\text{C}$. Если в расчетах принять ее за исходную, то естественно изменятся и требуемые температуры уходящих газов и у оголовка, и у основания дымовой трубы. Обычным средством борьбы с опасностью выпадения конденсата водяных паров является теплоизоляция дымовых труб.

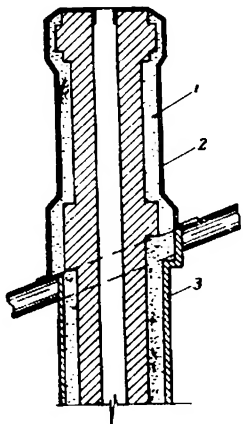


Рис. 69. Теплоизоляция дымовой трубы

1 — слой теплоизоляции; 2 — металлический кожух; 3 — штукатурка

Теплоизоляцию дымовых труб можно выполнить из шлаковаты. Выше кровли теплоизоляционный слой обшивают снаружи кровельным или оцинкованным железом (рис. 69). В чердачном помещении теплоизоляционный слой защищают штукатуркой по металлической сетке. Толщину теплоизоляционного слоя из шлаковаты можно принять от 50 мм для районов с расчетной температурой -30°C до 150 мм при расчетной температуре -50°C . Расчет требуемой толщины изоляционного покрытия см. § 19.

Теплоизоляцию дымовых труб можно выполнить из шлаковаты. Выше кровли теплоизоляционный слой обшивают снаружи кровельным или оцинкованным железом (рис. 69). В чердачном помещении теплоизоляционный слой защищают штукатуркой по металлической сетке. Толщину теплоизоляционного слоя из шлаковаты можно принять от 50 мм для районов с расчетной температурой -30°C до 150 мм при расчетной температуре -50°C . Расчет требуемой толщины изоляционного покрытия см. § 19.

Расчет изоляции металлических дымоходов, проложенных в пределах производственных помещений, сводится к определению необходимой толщины изоляционного покрытия для получения на поверхности изоляции требуемой температуры.

§ 34. Расчет теплоизоляции металлических дымоходов в помещении

Расчет изоляции металлических дымоходов, проложенных в пределах производственных помещений, сводится к определению необходимой толщины изоляционного покрытия для получения на поверхности изоляции требуемой температуры.

Расчет изоляции для круглых дымоходов произво-

дят по формуле (32). При расчете следует задаться примерной толщиной изоляционного покрытия в зависимости от температуры дымовых газов и коэффициента теплопроводности применяемого изоляционного материала и решить уравнение (32) относительно $t_{ст}$. Если в результате расчета температура на поверхности изоляции окажется недостаточно низкой, следует увеличить толщину изоляционного покрытия или применить материал, имеющий меньший коэффициент теплопроводности и произвести перерасчет. Температуру наружных поверхностей изоляции принимают обычно в пределах 40—60°C. Нагрузка от изоляционного покрытия на дымоход должна быть не больше допустимой.

Пример. В помещении проложен металлический дымоход $d=250$ мм. Температура уходящих газов $t_r=280^\circ\text{C}$, температура воздуха в помещении $t_v=20^\circ\text{C}$. Требуется определить толщину изоляции из совелита, с тем чтобы температура на изолированной поверхности $t_{ст}$ была не выше 60°C. Коэффициент теплопроводности для совелита $\lambda=0,1$ ккал/м·ч·град (см. табл. 59). Коэффициент теплопередачи принимаем $K=10$ ккал/м²·град и толщину изоляционного покрытия 50 мм. Подставляя в формулу (32) известные величины, получим:

$$\frac{2\pi \cdot 0,1 (280 - t_{ст})}{\ln \frac{0,35}{0,25}} = \pi \cdot 0,35 \cdot 10 (t_{ст} - 20), \text{ откуда}$$

$t_{ст}=57^\circ\text{C}$, т. е. близкая к температуре, которая требовалась по заданию.

§ 35. Гидравлический расчет дымоходов

Гидравлический расчет дымоходов производят при помощи таблиц для расчета круглых стальных воздуховодов. Объем перемещаемых дымовых газов определяют с учетом их действительной температуры. Ввиду того что расчетные таблицы составлены для стандартных условий, т. е. для температуры воздуха 20°C и $\gamma=1,2$ кг/м³, результаты расчета умножают на поправочный коэффициент.

$$K = \frac{\gamma_r}{1,2},$$

где γ_r — удельный вес дымовых газов при их действительной температуре.

Ввиду того что при прохождении по дымоходам ды-

мывые газы охлаждаются, дымовые каналы, даже при их постоянном сечении и при постоянном расходе дымовых газов, приведенном к нормальным условиям, разбивают на характерные участки. Для каждого участка определяют среднюю температуру уходящих газов и соответствующий этой температуре средний удельный вес. Средний удельный вес определяется из выражения

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{355}{273 + t_{\text{ср}}}.$$

Объем дымовых газов, приведенный к нормальным условиям, определяют по формуле

$$V_{\text{yx}} = B [V_0^r + (\alpha - 1) V_0] \text{ нм}^3,$$

где B — расход горючего газа в нм^3 ;

V_0^r — теоретический объем продуктов сгорания на 1 нм^3 сжигаемого газа в $\text{нм}^3/\text{нм}^3$;

V_0 — объем воздуха, необходимый для сжигания 1 м^3 газа, в $\text{нм}^3/\text{нм}^3$;

α — коэффициент избытка воздуха.

Величины V_0^r и V_0 принимают по справочным данным в зависимости от состава сжигаемого горючего газа.

Методику расчета дымовых каналов от отопительных приборов поясним на примере.

Пример. Скоростной газовый водонагреватель установлен на первом этаже двухэтажного здания и подключен к внутристенному кирпичному каналу (сечение $13 \times 13 \text{ см}$) металлическим дымоходом $d=125 \text{ мм}$, общей длиной $l=1 \text{ м}$, имеющим вертикальный участок $h_1=0,3 \text{ м}$. Длина кирпичного канала до чердачного помещения $h_2=3,5 \text{ м}$ на чердаке и над кровлей $h_3=3,7 \text{ м}$. Количество сжигаемого газа $B=2,4 \text{ нм}^3/\text{ч}$, $\alpha=2,5$. Температура в помещении на уровне соединительной металлической трубы $t_{\text{в}}=-22^\circ\text{С}$, температура уходящих газов после тягопрерывателя $t_{\text{п}}=-145^\circ\text{С}$. Требуется рассчитать сопротивление дымовых каналов и разрежение (тягу) в дымоходе. Схема дымоходов и основные размеры показаны на рис. 70.

Решение. Определяем объем уходящих дымовых газов, приведенный к нормальным условиям V_{yx}^0 , принимая для природного газа $V_0^r=10,6 \text{ нм}^3$ и $V_0=9,52 \text{ нм}^3/\text{нм}^3$:

$$V_{\text{yx}}^0 = 2,4 [10,6 + (2,5 - 1) 9,52] = 60 \text{ нм}^3.$$

Разбиваем дымоходы на 3 участка: 1 — металлическая соединительная труба от тягопрерывателя до кирпичного внутристенного канала, 2 — кирпичный канал внутри здания и 3 — дымовая труба на чердаке и сверх кровли. Дымовые газы больше всего

будут охлаждаться при прохождении через соединительную металлическую трубу. Температура поверхности трубы будет равна температуре уходящих газов, благодаря чему соединительная труба начнет отдавать большое количество тепла в окружающую среду. Охлаждение дымовых газов на первом участке можно определить исходя из того, что количество тепла, потерянное дымовыми газами на этом участке, будет передано металлической трубой в окружающую среду и, следовательно, можем написать балансовое уравнение теплопередачи

$$V_{yx} c (t_n - t_k) = F K (t_{cp} - t_{в.н}),$$

где c — объемная теплоемкость дымовых газов, равная для природного газа 0,35;

t_n, t_k — начальная и конечная температуры дымовых газов на первом участке в °C;

t_{cp} — средняя температура дымовых газов

$$t_{cp} = \frac{t_n + t_k}{2} \text{ } ^\circ\text{C},$$

$t_{в.н}$ — внутренняя температура в помещении в °C;

K — коэффициент теплопередачи в $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{град}$. Для металлической трубы можно принять равным 10–12;

F — поверхность соединительной металлической трубы в м^2 .

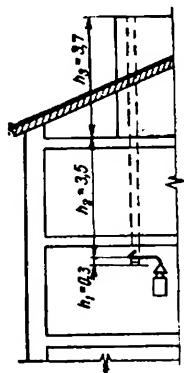


Рис. 70. Схема дымохода от проточного водонагревателя

Подставляя в балансовое уравнение теплопередачи известные величины, получим

$$60 \cdot 0,35 (145 - t_k) = 0,125 \pi \cdot 1 \left(\frac{145 + t_k}{2} - 22 \right),$$

и решая его относительно t_k , получим $t_k = 124^\circ\text{C}$. Средняя температура на участке 1

$$t_{cp} = \frac{145 + 124}{2} = 135^\circ\text{C}.$$

Средний удельный вес уходящих газов

$$\gamma_{cp} = \frac{355}{273 + 135} = 0,87 \text{ кг}/\text{м}^3.$$

На втором участке для упрощения расчетов принимаем падение температуры уходящих газов 3° на 1 пог. м дымохода, и, следовательно, общее падение температуры $\Delta t = 3 \cdot 3,5 = 10,5^\circ$, тогда $t_{вк} = 124 - 10,5 = 114^\circ\text{C}$. Средняя температура на участке 2

$$t_{2cp} = \frac{124 + 114}{2} = 119^\circ\text{C}.$$

Средний удельный вес уходящих газов

$$\gamma_{2cp} = 0,91 \text{ кг/м}^3.$$

На участке 3 падение температуры принимаем 6° на 1 пог. м, общее падение температуры $\Delta t = 6 \cdot 3,7 = 22,2^\circ$, $t_{2к} = 92^\circ\text{C}$, $t_{2cp} = 103^\circ\text{C}$ и средний удельный вес уходящих газов $\gamma_{2cp} = 0,95 \text{ кг/м}^3$.

Приступаем к расчету сопротивлений. На первом участке действительный объем дымовых газов при $t_{cp} = 135^\circ\text{C}$ составит

$$V_{yx} = 60 \frac{273 + 135}{273} = 90 \text{ м}^3.$$

По табл. 61 находим $R = 0,06$ и скорость дымовых газов (при диаметре, эквивалентном по скорости) $v_1 = 1,3 \text{ м/сек}$. Потери на сопротивление трению на первом участке с учетом $\gamma_{cp} = 0,87 \text{ кг/м}^3$ составят:

$$Rl \frac{\gamma_{cp}}{1,2} = 0,06 \cdot 1 \frac{0,87}{1,2} = 0,043 \text{ кг/м}^2.$$

Коэффициенты местных сопротивлений на первом участке: вход из тягопрерывателя в трубу — 0,5, два отвода по 0,21 — 0,42, внезапное расширение потока при входе в кирпичный дымовой канал и поворот под углом 90° — 1,41. Сумма коэффициентов местных сопротивлений по первому участку $\Sigma \zeta = 0,5 + 0,42 + 1,41 = 2,33$ и при $v = 1,3 \text{ м/сек}$ $h_d = 0,103 \text{ кг/м}^2$. С учетом γ_{cp} получим

$$z = 2,33 \cdot 0,103 \frac{0,87}{1,2} = 0,174 \text{ кг/м}^2.$$

На втором участке действительный объем уходящих газов $V_{2yx} = 86 \text{ м}^3$. Эквивалентный диаметр по трению $d_{экв} = 140 \text{ мм}$, $R = 0,032$. Для кирпичных каналов принимаем поправочный коэффициент на шероховатость $n = 2,5$, тогда

$$Rl \frac{\gamma_{cp}}{1,2} n = 0,032 \cdot 3,5 \frac{0,91}{1,2} \cdot 2,5 = 0,2 \text{ кг/м}^2.$$

Местных сопротивлений на втором участке нет.

На третьем участке действительный объем уходящих газов $V = 83 \text{ м}^3$; $R = 0,032$, $v_3 = 1,2 \text{ м/сек}$, тогда

$$Rl \frac{\gamma}{1,2} n = 0,030 \cdot 3,7 \frac{0,095}{1,2} \cdot 2,5 = 0,220 \text{ кг/м}^2.$$

Местные сопротивления: сопротивление на выходе (при оголовке без зонта) $\zeta = 1$, $h_d = 0,0881 \text{ кг/м}^2$ и $z = 1 \cdot 0,0881 \frac{0,95}{1,2} = 0,07$.

Суммарное сопротивление дымоходов $H_{сум} = 0,043 + 0,174 + 0,2 + 0,22 + 0,07 = 0,65 \text{ кг/м}^2$. Определяем располагаемый напор дымовой трубы в летних условиях при температуре наружного воздуха 25°C . Средняя температура уходящих газов в дымоходе

$$t_{cp} = \frac{135 + 120 + 103}{3} = 120^\circ\text{C},$$

тогда по формуле (44), подставив в нее известные величины, получим при барометрическом давлении $B=745$ мм рт. ст.,

$$H_{\text{тр}} = \frac{7,5 \cdot 745}{2,15} \left(\frac{1}{273 + 25} - \frac{1}{273 + 120} \right) = 2,05 \text{ кг/м}^3,$$

т. е. располагаемый напор в условиях летнего времени достаточен.

Из расчетов, приведенных в примере, легко убедиться, что при большой длине соединительной металлической трубы (3—6 м) при установке проточных газовых водонагревателей, имеющих сравнительно низкую температуру уходящих газов, соединительные металлические трубы необходимо покрывать слоем теплоизоляции, чтобы избежать чрезмерного остывания в них дымовых газов. Расчет изоляции производят по формуле (32). Задав ширину толщину изоляции и примерной средней температурой уходящих газов и решая уравнение относительно температуры наружной стенки изоляции, получим величину теплопередачи от изолированной поверхности в окружающую среду, а следовательно, и количество тепла, теряемого дымовыми газами в соединительной трубе. Если в приведенном примере примем длину соединительной металлической трубы $l=3$ м и, сохранив остальные условия, предусмотрим теплоизоляцию из слоя минеральной ваты толщиной $\delta=30$ мм ($\lambda=0,05$) и примем среднюю температуру уходящих газов в соединительной трубе $t_{\text{ср}}=135^\circ\text{C}$, получим

$$\frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,05 (135 - t_{\text{ст}})}{\ln \frac{0,185}{0,125}} = 3,14 \cdot 0,185 \cdot 10 (t_{\text{ст}} - 22) \text{ и } t_{\text{ст}} = 37^\circ\text{C}.$$

Теплоотдача от изолированной поверхности металлической дымовой трубы в окружающую среду при принятых условиях составит $Q=3,14 \cdot 0,131 \cdot 3 \cdot 10 (37 - 22) = 185$ ккал/ч вместо 420 ккал/ч, которые теряли дымовые газы в неизолированной дымовой трубе длиной $l=1$ м в рассмотренном выше примере.

Предохраняя дымовые газы от чрезмерного охлаждения, теплоизоляция одновременно предохраняет помещение кухни или ванной комнаты от чрезмерного повышения температуры внутреннего воздуха во время пользования водонагревателем. Поэтому теплоизоляцию соединительных металлических дымоходов от водонагревателей длиной 0,75 м и более следует рекомендовать во всех случаях.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Расчетные температуры воздуха в некоторых помещениях и нормы воздухообмена

Помещения	Расчетная температура воздуха °С	Кратность обмена воздуха	
		приток	вытяжка

Жилые здания [7]

Жилые помещения в квартирах и общежитиях	18°	3 м³ на 1 м² площади комнаты	
Кухня в квартире и общежитии при отсутствии газа	15	3, но не менее 60 м³/ч	
Ванная индивидуальная	25	25	»
Уборная индивидуальная	16	25	»
Объединенный санузел	25	50	»
Умывальная индивидуальная	18	—	0,5
Ванная или душевая общие	25	5	5
Уборная общая	16	50 м³ на 1 унитаза	25 м³ на 1 писсуар

Учебные заведения [8]

Классные комнаты, учебные кабинеты, лаборатории	16 без учета тепловыделений	По расчету на поглощение тепла, влажности и CO₂ с тем, чтобы температура внутреннего воздуха находилась в пределах 16—22°С, относительная влажность 30—60% и содержание CO₂ не более 1 л/м³	
Гимнастический зал	15	80 м³ на 1 человека	
Мастерские по обработке металла	16	20 м³ на 1 человека, в том числе механическая вытяжка от электроточила 250 м³/ч	

Спортивные сооружения (СН 16—58)

Отапливаемый спортивный зал	15	80 м³ на одного физкультурника и 25 м³ на одного зрителя	
Раздевательные	18	—	2
Кабинет врача, массажные	20	—	1

Помещения	Расчетная температура воздуха в °С	Кратность обмена воздуха	
		приток	вытяжка

Предприятия коммунально-бытового обслуживания [12, 13]

Цех для приготовления стиральных растворов в прачечной	15	2	3
Сушальня-гладильный цех	15	4	6
Парикмахерские	18	2	3

Производственные здания промышленных предприятий [1]

Производственные помещения с объемом на 1 работающего не менее 20 м³	14—21**	Не менее 30 м³ на 1 работающего	
То же, с объемом на 1 работающего 20—40 м³	14—21**	Не менее 20 м³ на 1 работающего	
То же, с объемом на 1 работающего более 40 м³	14—21**	При отсутствии выделения ядовитых веществ (и при наличии окон и фонарей допускается предусматривать периодически действующую естественную вентиляцию, если при этом обеспечивается соблюдение норм воздушной среды	
Производственные помещения без окон и фонарей	14—21**	Не менее 40 м³/ч на 1 работающего	

Газовое хозяйство [24]

Газораспределительные пункты ГРП и ГРС . .	5	3	3
Взрывоопасные помещения газораздаточных станций сжиженных газов	16	10	10

* В I-й климатической зоне температуру в жилых помещениях следует принимать равной 20°С.

** Расчетные температуры в производственных помещениях принимают по табл. 3.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

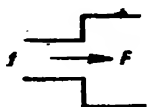
Удельные тепловые характеристики некоторых жилых, общественных и производственных зданий

Здания	Строительный объем здания в тыс. м³	Удельные тепловые характеристики в ккал/м³ × °C град	
		для отопления	для вентиляции
Жилые здания, гостиницы и общежития	До 3 5 10 15	0,42 0,38 0,33 0,31	— — — —
Административные здания	До 5 10 15	0,43 0,38 0,36	0,09 0,08 0,07
Школы и высшие учебные заведения	До 5 10	0,39 0,35	0,09 0,08
Детские заведения	До 5	0,38	0,11
Больницы	Более 5 До 5 10 15	0,34 0,4 0,36 0,32	0,1 0,29 0,28 0,26
Бани	До 5	0,28	1
Прачечные	» 5	0,38	0,80
Предприятия общественного питания	» 5 10	0,35 0,33	0,7 0,65
Лаборатории	До 5	0,37	1
Ремонтные мастерские, отопительные котельные	До 2 2—5 5—10	0,8 0,7 0,6—0,5	По расчету То же »
Гаражи	До 2 2—3	0,7 0,6	» »

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

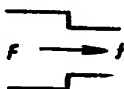
Значения коэффициентов местных сопротивлений воздуховодов

1 Внезапное расширение



$$\zeta = \left(1 - \frac{f}{F}\right)^2$$

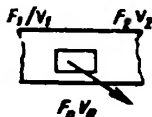
2 Внезапное сужение



$$\zeta = 0,5 \left(1 - \frac{f}{F}\right)$$

3 Боковое отверстие с острыми краями

Выход воздуха v_0/v_1

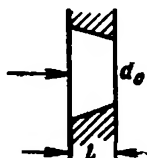


	0,4	0,6	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2
ζ	1,8	1,7	1,8	1,9	2,1	2,3	2,6	3

Проход v_2/v_1

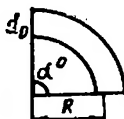
	0,4	0,5	0,6	0,8	1
ζ	0,06	0,01	-0,03	-0,06	-0,3

4 Перетекание через отверстие



$\frac{l}{d_0}$	0,02	0,05	0,1	0,2
ζ	2,7	2,44	2,08	1,8

5 Отводы круглые и квадратные



α°	30	45	60	90	130
----------------	----	----	----	----	-----

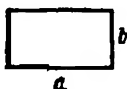
$R/d_0 = 1$

ζ	0,09	0,13	0,16	0,21	0,25
---------	------	------	------	------	------

$R/d_0 = 2$

ζ	0,07	0,09	0,12	0,15	0,18
---------	------	------	------	------	------

Для прямоугольных отводов умножать на коэффициент C



b/a	0,25	0,5	1	1,5	2
C	1,3	1,17	1	0,9	0,85

6

Отводы круглые и квадратные



α°	30	45	60	90
ζ	0,16	0,32	0,56	1,2

Для прямоугольных отводов умножать на коэффициент С

b/a	0,25	0,5	1	1,5	2
C	1,1	1,07	1	0,95	0,9

7

Шахта с зонтом



$\frac{h}{d}$	0,3	0,4	0,6	0,8	1
ζ	1,6	1,3	1,1	1	1

8

Шахта с диффузором



h/d_0	0,3	0,4	0,6	1
ζ	0,8	0,65	0,6	0,6

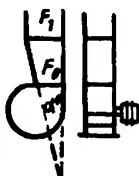
9

Диффузор круглого сечения



α°	5	7	10	15	20
$\frac{F_1}{F_0}$	0,12	0,17	0,25	0,43	0,61
	0,09	0,13	0,2	0,33	0,42
	0,08	0,1	0,15	0,25	0,35
	0,06	0,08	0,11	0,18	0,25
	0,05	0,06	0,08	0,12	0,17

10



α°	F_1/F_2				
	1,5	2	2,5	3	4
10	0,08	0,09	0,1	0,1	0,11
20	0,12	0,14	0,15	0,16	0,18
30	0,18	0,25	0,3	0,33	0,35
35	0,21	0,31	0,38	0,41	0,44

ζ принимается отнесенным к скорости в выпускном отверстии вентилятора

11

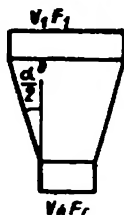
Переход с прямоугольного сечения на круглое



$\frac{l}{d_0}$	α°			
	5	10	15	20
0,10	0,41	0,34	0,27	0,24
0,15	0,39	0,29	0,22	0,18
0,6	0,29	0,2	0,15	0,13
0,6	0,1	0,1	0,1	0,1

12

Диффузор и конфузор прямоугольного сечения

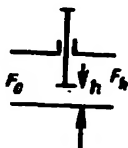


$\frac{F_0}{F_1}$	α°			
	14	20	28	40
0,2	0,2	0,31	0,49	0,69
0,3	0,16	0,24	0,38	0,53
0,5	0,09	0,13	0,2	0,28
0,6	0,07	0,09	0,14	0,19

13

Шибер

Сечение круглое



h^2/d_0	0,2	0,3	0,5	0,7	0,9
ζ	35	10	2,06	0,44	0,06

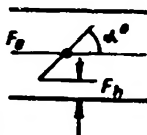
Сечение прямоугольное

F_h/F_0	0,25	0,38	0,61	0,81	0,96	1
ζ	44,5	17,8	4	0,95	0,09	0

14

Дроссель-клапан

Сечение круглое



α°	5	15	30	40	50
ζ	0,24	0,9	3,9	10,8	32,6

Сечение прямоугольное

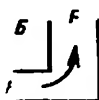
F_h/F_0	0,91	0,74	0,5	0,23	0,13
ζ	0,28	0,77	3,54	24,9	77,4

15

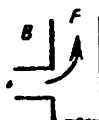
Колено с изменением сечения



ζ_A	f/F		
	0,8	0,7	0,5
	1,3	1,35	1,45



ζ_B	1,24	1,29	1,45
-----------	------	------	------

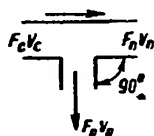


ζ_B	1,36	1,41	1,59
-----------	------	------	------

16

Тройники под углом 90°

Приток воздуха



Проход $F_n + F_o > F_c$ $F_n = F_c$

v_n/v_c	0,4	0,5	0,6	0,8	1
ζ	0,4	0	-0,1	-0,1	0

Проход $F_0 + F_n = F_c$

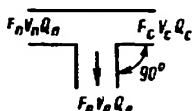
v_n/v_c	0,4	0,5	0,6	0,8	1	1,2	1	2
ζ	4,4	2	0,8	1	0	0,1	0,4	0,8

Ответвление $F_0 + F_n > F_c$ $F_n = F_c$

v_n/v_c	0,4	0,6	0,8	1,2	1,4	1,6	1,8	2,6
ζ	9,4	4,2	2,3	1,6	1	0,8	0,7	0,7

$$\text{при } 2F_0 + F_n = F_c \quad \zeta_0 = \frac{1}{\left(\frac{v_0}{v_c}\right)^2}$$

17

Тройник под углом 90° 

Вытяжка воздуха

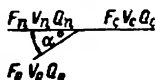
Проход

F_n/F_c	Q_n/Q_c					
	0,2	0,4	0,6	0,7	0,8	0,9
0,1	0,5	1,5	4,4	8,4	20	82
0,4	0,4	1,4	2,8	5,2	12,3	51
0,6	0,4	0,8	2,2	4,1	9,5	39
0,8	0,4	0,7	1,8	3,3	7,6	31
1	0,4	0,7	1,6	2,8	6,3	25

Боковое ответвление

F_0/F_n	Q_0/Q_c						
	0,1	0,2	0,4	0,5	0,7	0,9	1
0,1	0,3	0,9	1	1	1	1	1
0,2	—1,7	0,6	1	1	1	1	1
0,4	—9,4	—0,6	1	1	1,1	1,1	1,1
0,6	—21	—2,7	0,9	1,1	1,2	1,2	1,2
0,8	—37	—5,5	0,6	1,1	1,3	1,2	1,2
1	—50	—8,8	0,3	1	1,3	1,3	1,3

18



Тройник $\alpha = 30^\circ$ ζ относительно к v_n .
Вытяжка Проток

F_n/F_c	F_0/F_c	Q_0/Q_c						
		0,2	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0,2	0,6	0,3	0,3	0,3	0,2	0	-0,5	-4
	0,7	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	-0,1	-2,8
	0,8	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,3	-2,3
0,4	0,5	0,2	0,2	0,1	0	-0,9	-4,6	-28
	0,6	0,2	0,2	0,1	0	-0,6	-3,2	-20
	0,8	0,2	0,2	0,1	0	-0,4	-2,4	-14
0,6	0,4	0,2	0,1	-0,2	-1,5	-5	-17	-96
	0,6	0,2	0,2	0,1	-0,2	-1,2	-6,3	-40
	0,8	0,2	0,2	0,1	0	-1	-4,5	-31
0,8	0,2	0,2	-0,5	-2,0	-5,6	-16	-52	-278
	0,4	0,2	0	-0,7	-2,8	-9	-30	-173
	0,6	0,2	0,2	0,1	-0,4	-2,3	-10	-64
1,0	0,2	0	-1,8	-5,2	-13	-34	-105	-940
	0,4	0,2	-0,2	-1,6	-5	-14	-47	-255
	0,6	0,2	0,2	-0,1	-0,5	-2,8	-15	-100

18,а

Тройник $\alpha = 45^\circ$ ζ относительно к v_n

0,2	0,6	0,6	0,6	0,5	0,5	0,4	-0,1	-3
	0,7	0,6	0,6	0,6	0,6	0,5	0,3	-1,4
	0,8	0,6	0,6	0,6	0,6	0,5	0,4	-0,4
0,4	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,5	-0,8	-10,4
	0,7	0,6	0,6	0,6	0,6	0,5	-0,5	-7,2
	0,8	0,6	0,6	0,6	0,6	0,5	-0,2	-5,6
0,6	0,2	0,2	-0,1	-1	-3	-8	-26	-140
	0,4	0,3	0,3	0,2	-0,2	-2	-8	-50
	0,6	0,3	0,4	0,4	0,1	-0,8	-3,6	-25

F_n/F_c	F_θ/F_c	Q_0/Q_c						
		0,2	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0,8	0,2	0,2	-0,4	-1,6	-5,3	-16	-52	-278
	0,4	0,3	0,3	0,1	-0,8	-3,6	-13	-77
	0,6	0,3	0,4	0,2	-0,4	-2,6	-9	-52
1	0,2	0,1	-0,8	-3,6	—	—	—	—
	0,4	0,3	0,2	0	-1,2	—	—	—
	0,6	0,3	0,4	0,2	-0,5	—	—	—

19



Тройник $\alpha = 30^\circ$ ζ относительно к v_0
Вытяжка. Боковое ответвление

F_n/F_c	F_θ/F_c	Q_0/Q_c							
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,9
0,2	0,6	-150	-27	-8	-2,6	-0,6	0	0,2	0,4
	0,7	-210	-39	-12	-4	-1,2	-0,1	0,2	0,4
	0,8	-292	-54	-17	-5,4	-1,7	-0,1	0,2	0,4
0,4	0,6	-65	-12	-3,2	-0,8	0	0,2	0,4	0,4
	0,7	-76	-13	-3,3	-0,8	0	0,2	0,3	0,4
	0,8	-103	-17	-4,6	-0,8	0	0,2	0,3	0,4
0,6	0,2	-4,2	-0,2	0,6	0,9	1	1	1	1
	0,4	-18	-1,8	0,4	0,8	0,9	0,9	0,9	0,9
	0,6	-45	-8,1	-2,3	-0,6	0	0,2	0,3	0,4
0,8	0,2	-3,2	0,1	0,7	0,9	1	1	1	1
	0,4	-14	-0,5	0,6	0,8	0,9	0,9	0,9	0,9
	0,6	-36	-6,8	-1,8	-0,4	0	0,2	0,3	0,4
1	0,2	-2	0,3	0,9	1	1	1	1	1
	0,4	-10	-0,4	0,7	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
	0,6	-30	-5	-1	-0,1	0,1	0,3	0,4	0,4

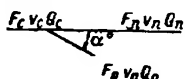
19,а

Тройник $\alpha = 45^\circ$ ζ относительно к v_0

0,2	0,6	-170	-30	-9	-2,9	-0,8	0,1	0,4	0,5
	0,7	-238	-39	-11	-3,5	-0,9	-0,1	0,4	0,5
	0,8	-295	-51	-16	-5,6	-1,9	-0,4	0,2	0,4

F_n/F_c	F_0/F_c	Q_0/Q_c							
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,9
0,4	0,6	-94	-16	-4,4	-1,1	0	0,4	0,5	0,5
	0,7	-128	-22	-6	-1,5	-0,1	0,3	0,5	0,5
	0,8	-170	-30	-8	-2,4	-0,5	0,2	0,5	0,5
0,6	0,2	-3,6	0,3	0,8	1	1	1	—	—
	0,4	-17	-2	0	0,3	0,4	0,5	0,5	0,5
	0,6	-50	-8,1	-2	-0,3	0,2	0,5	0,5	0,5
	0,8	-93	-14	-3,2	-0,6	0,2	0,5	0,5	0,5
0,8	0,2	-2,2	0,4	0,8	1	1	1	—	—
	0,4	-12	1,6	0	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5
	0,5	-19	-2,5	-0,1	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5
1	0,2	-1,2	0,5	0,8	1	1	1	—	—
	0,4	-8	-0,6	0,4	0,6	0,7	0,7	0,7	0,6
	0,5	-13	-1,9	0	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5

20



Тройник $\alpha = 45^\circ$ ζ относить к v_n

Приток. Проток мимо ответвления

F_n/F_c	Q_0/Q_c						
	0,1	0,2	0,4	0,6	0,7	0,8	0,9
0,2	0,3	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,4
0,4	0,3	0,3	0,3	0,3	0,2	0,4	1,6
0,6	0,3	0,2	0,2	0,2	0,4	0,9	3,6
0,8	0,3	0,2	0,1	0	0,7	1,6	12,8
1	0,2	0,1	0	0	1,1	2,5	20

20,а

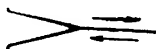
Тройник $\alpha = 45^\circ$ ζ относить к v_0

Приток. Ответвление

0,2	2	0,6	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
0,4	11,2	2	0,5	0,4	0,5	0,5	0,5
0,6	22,8	5,4	1,1	0,6	0,5	0,5	0,5
0,8	57,6	12,8	2,4	0,9	0,7	0,6	0,6

21

Штанообразный тройник



Величина ζ принимается как для бокового ответвления тройника при вытяжке по пп. 17 и 19 и при притоке по пп. 16 и 20

22

Крестовина



Величина ζ принимается при притоке по пп. 17, 18, 20, а при ответвлении по пп. 16, 19, 20.

ЛИТЕРАТУРА

1. Санитарные нормы проектирования промышленных предприятий. СН 245—64. Госстрой СССР, 1963.
2. СНиП II-Г.7-62. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Нормы проектирования, М., 1964.
3. СНиП I-Г.5-62. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Оборудование, арматура и материалы, М., 1963.
4. СНиП III-Г.1-62*. Санитарно-техническое оборудование зданий и сооружений. Правила производства и приемки работ, М., 1968.
5. СНиП II-А.6-62. Строительная климатология и геофизика. Основные положения проектирования, М., 1963.
6. СНиП II-Г.11-66. Внутреннее газооборудование. Нормы проектирования, М., 1967.
7. СНиП II-Л.1-62. Жилые здания. Нормы проектирования, М., 1963.
8. СНиП II-Л.4-62. Общеобразовательные школы и интернаты. Нормы проектирования, М., 1964.
9. СНиП II-М.2-62. Производственные здания промышленных предприятий. Нормы проектирования, М., 1963.
10. СНиП II-Г.9-65. Котельные установки. Нормы проектирования, М., 1966.
11. СНиП II-Н.2-62. Производственные здания и сельскохозяйственных предприятий. Основные положения проектирования, М., 1963.
12. СНиП II-Л.14-62. Прачечные. Нормы проектирования, М., 1963.
13. СН 294—64. Указания по проектированию бытового обслуживания, М., 1965.
14. СНиП II-Н.4-62. Теплицы и парники. Нормы проектирования, М., 1963.
15. СНиП II-М.1-62. Генеральные планы промышленных предприятий. Нормы проектирования, М., 1962.
16. СНиП III-Г.11-62. Отопительные печи, дымовые и вентиляционные каналы жилых и общественных зданий. Правила производства и приемки работ, М., 1963.
17. СНиП II-А.5-62. Противопожарные требования. Основные положения проектирования, М., 1963.
18. СНиП I-В.26-62. Теплоизоляционные и акустические материалы и изделия, М., 1962.
19. Нормы и технические условия проектирования предприятий общественного питания СН 87—60, М., Госстрой СССР, 1960.
20. Нормы технологического проектирования ферм крупного рогатого скота. НТП-СХ 1—65. Министерство сельского хозяйства СССР.
21. Нормы технологического проектирования птицеводческих хозяйств НТП-СХ 4—65. Министерство сельского хозяйства СССР.
22. Нормы технологического проектирования свиноводческих ферм. НТП-СХ 2—62. Министерство сельского хозяйства СССР.
23. Правила устройства электроустановок (ПУЭ). «Энергия», 1965.
24. Правила безопасности в газовом хозяйстве. Госгортехнадзор РСФСР, УССР, БССР.
25. Правила техники безопасности для персонала котельных,

О

Стр...

сь к рис. 6

лища 21

и колонна

сверху

лища 21

и колонка

я снизу

работающих на природном газе. «Сборник правил и руководящих материалов по Котлонадзору». Изд. 3-е, МКХ РСФСР, 1959.

26. Правила технической эксплуатации и технической безопасности в газовом хозяйстве РСФСР. Стройиздат, 1966.

27. Правила устройства и безопасной эксплуатации паровых котлов. Госгортехнадзор. М., 1961.

28. Нормы технологического проектирования предприятий хлебопекарной промышленности. Институт Гипропищепром, М., 1958.

29. Указания по расчету вентиляционных воздуховодов. Изд. 2-е. Серия 4-160. Союзсантехпроект, М., 1967.

30. Инструкция по подбору вентиляторов. Союзсантехпроект, М., 1967.

31. Характеристика калориферов и отопительных агрегатов. Союзсантехпроект. М., 1968.

32. Альбом оборудования. Вентиляторы. Союзсантехпроект,

Справочное руководство по газопроводу.

ированию отопления и вентиляции г. I. Госстройиздат, 1953.

анию и вентиляции в гражданском п. В. Щекина и др., Киев, Госстрой-

иационные установки машиностроения. Машгиз, 1961.

чник по вентиляторам. Стройиздат,

с работников газового хозяйства и др. Госстройиздат, Л., 1962.

И. С., Евдокимова В. А. Справочник. Отопление, вентиляция и 1966.

Взрывозащищенное электрооборудование нефтестроительной промышленности. Госгортехиздат, Л., 1960.

и вентиляции промышленности.

и вентиляции. Ч. II. Венти-

ляция. Стройиздат, 1964.

43. Гусев Ю. Л. Основы проектирования котельных установок. Стройиздат, 1967.

44. Белодворский Ю. М. Газоснабжение предприятий. Ч. I и II. Изд-во МКХ РСФСР, 1963 и 1964.

45. Богуславский Л. Д. Экономика теплогазоснабжения и вентиляции. Стройиздат, 1967.

46. Калинушкин М. П. Вентиляционные установки. «Высшая школа», 1967.

47. Нечаев М. А. Техника безопасности при транспортировке, распределении и использовании газового топлива. Госгортехиздат, Л., 1962.

48. Баратов А. Н., Годжелло М. Г. Пожарная опасность производств, применяющих газы и жидкости. Изд-во МКХ РСФСР, 1961.

49. Кнапп К. К. Устройство и эксплуатация дымоходов от газовых приборов. Изд-во МКХ РСФСР, 1960.

II

печатано	Следует читать
в кровель- ная 965	1 — сталь круглая 565
745	945

Зак. 581

50. Юдеев А. В. Изготовление и монтаж систем промышленной вентиляции из винилпласта. Антикоррозионная защита воздуховодов. Стройиздат, 1966.

51. Тимофеева Ю., Эльтерман Е., Иофинов Г. Местная вытяжная вентиляция при электросварочных работах. Профиздат, 1961.

52. Шепелев И. А. Основы расчета приточных вентиляционных струй, воздушных фонтанов и конвективных потоков. Сборник № 23 за 1967 г. НИИ сантехники. «Отопление и вентиляция жилых, общественных, промышленных и производственных сельскохозяйственных зданий». Стройиздат, 1967.

53. Щуцкий А. И., Яковлева О. И. Вентиляция птицеводческих помещений. Сборник № 16 за 1966 г. НИИ сантехники. «Отопление, вентиляция промышленных и сельскохозяйственных зданий». Стройиздат, 1966.

54. Кострюков В. А. Примеры расчета по отоплению и вентиляции. Ч. 2. Вентиляция. Стройиздат, 1966.

55. Горомосов М. С. Микроклимат жилищ. Его гигиеническое нормирование. Медгиз, 1963.

56. Ламперт Ф. Ф. О мерах борьбы с загрязнением воздушной среды в газифицированных кварталах. «Гигиена и санитария», № 4, 1963.

57. Чернин Л. Б. Улучшенная система вентиляции газифицированных жилых домов. «Водоснабжение и сантехника», № 4, 1961.

58. Шур И. А. Использование газа на предприятиях хлебопекарной промышленности. «Недра», Л., 1967.

59. Шур И. А. Перевод отопительных котлов на газообразное топливо. Гостоптехиздат, Л., 1963.

60. Ляндю И. М. Сжигание топочного мазута и газа в промышленных котельных. Госэнергониздат, М.—Л., 1963.

61. Друскин Л. И. Сжигание газа в промышленных печах и котлах. Гостоптехиздат, 1962.

62. Левин А. М., Гакнульян П. П. Применение газовых горелок инфракрасного излучения при строительных и ремонтных работах. Стройиздат, 1966.

63. Хазанов И. С. Обслуживание вентиляционных устройств на машиностроительных заводах. «Машиностроение», 1967.

64. Осипов Л. Г. Шумы и звукоизоляция. Стройиздат, 1967.

65. Зверкова М. Н. Устранение шумов от оборудования в жилых домах. Стройиздат, 1967.

66. Шубин С. Ф. Теплоснабжение и вентиляция животноводческих помещений. Гостройиздат, 1957.

67. Хижняков С. В. Практические расчеты тепловой изоляции промышленного оборудования и трубопроводов. «Энергия», М.—Л., 1964.

68. Сенатов И. Г. Санитарная техника в предприятиях общественного питания. Госторгиздат, 1957.

69. Агеев В. С., Ляпина В. Ф. Раскрой фасонных частей промышленной вентиляции. Стройиздат, 1966.

70. Смирнов А. П. Использование газового топлива в отопительных печах. Стройиздат, 1964.

71. Семенов Л. А. Печное отопление. Стройиздат, 1960.

72. Соснин Ю. П. Газовые отопительные и отопительно-варочные печи. Изд. 3-е. Изд-во МХК РСФСР, 1965.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Глава I. Вводная часть	3	Глава V. Расчет вентиляционных установок в помещениях, связанных с использованием горючих газов	129
§ 1. Физические свойства воздуха и газов	3	§ 24. Вентиляция кухонь в жилых зданиях	129
§ 2. Назначение вентиляции	8	§ 25. Вентиляция предприятий общественного питания	133
Глава II. Определение вентиляционного воздухообмена при общей вентиляции	14	§ 26. Вентиляция отопительных котельных, работающих на газообразном топливе	145
§ 3. Понятие о вредностях	14	§ 27. Расчет тяго-дутьевого устройства котельной	157
§ 4. Горючие газы и их влияние на человека	15	§ 28. Вентиляция топочного отделения хлебопечкарни	166
§ 5. Определение количества газов и водяных паров, выделяющихся при сжигании горючих газов	17	§ 29. Вентиляция помещений, отапливаемых газовыми горелками инфракрасного излучения	170
§ 6. Расчет воздухообмена при газовойделении	19	Применение горелок инфракрасного излучения в теплицах	172
§ 7. Определение количества влаги, выделяющейся в помещении	20	Вентиляция животноводческих помещений, отапливаемых газовыми горелками инфракрасного излучения	175
§ 8. Расчет воздухообмена при влаговыведении	21	§ 30. Применение газа для сушки строительных конструкций	183
§ 9. Определение количества тепла, выделяющегося в вентилируемом помещении	22	§ 31. Локализирующая вентиляция	190
§ 10. Расчет воздухообмена при теплосбытке	28	Дымовытяжные устройства над кузнечным горном	190
Глава III. Общие указания по устройству вентиляции. Оборудование. Материалы	33	Местные отсосы при газосварочных работах	193
§ 11. Указания общего характера	33	Лабораторные шкафы	196
§ 12. Воздуховоды и вентиляционные каналы	37	Глава VI. Дымоходы от газовых приборов	198
§ 13. Дренажные устройства	53	§ 32. Особенности газообразного топлива	198
§ 14. Оборудование и конструктивные элементы	53	§ 33. Расчет температуры уходящих газов и определение температуры точки росы	201
§ 15. Вентиляторы	59	§ 34. Расчет теплоизоляции металлических дымоходов в помещении	201
§ 16. Подбор вентиляционного агрегата	64	§ 35. Гидравлический расчет дымоходов	205
§ 17. Установки для подогрева воздуха	93	Приложение 1. Расчетные температуры воздуха в некоторых помещениях и нормы воздухообмена	210
§ 18. Мероприятия по борьбе с шумом	103	Приложение 2. Удельные тепловые характеристики некоторых жилых, общественных и производственных зданий	212
§ 19. Теплоизоляция вентиляционных установок	105	Приложение 3. Значение коэффициентов местных сопротивлений воздуховодов	212
§ 20. Противопожарные требования	109	Литература	212
Глава IV. Расчет систем вентиляции	112		
§ 21. Основы расчета	112		
§ 22. Расчет воздуховодов при механической вентиляции	120		
§ 23. Расчет вентиляции при естественной вытяжной системе	125		