

Раздел 2. Расчетные параметры наружного воздуха и внутреннего микроклимата помещений промышленных зданий

Задача 1. Расчетные параметры наружного воздуха

Параметры наружного воздуха принимаются по СП 131.13330.2018 «Строительная климатология».

Расчёты тепловых балансов, поступлений вредных веществ в помещение должны вычисляться для трёх периодов года:

тёплого (ТП), период года со среднесуточной температурой $t > 10\text{ }^{\circ}\text{C}$;

переходного (ПП), среднесуточная температура равна $10\text{ }^{\circ}\text{C}$;

холодного (ХП), среднесуточная температура $t < 10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Нормами предусмотрены два вида параметров наружного воздуха: параметры А - более экстремальные, и параметры Б – более умеренные:

- на параметры А – рассчитываются системы вентиляции и воздушного душирования для теплого периода года;
- на параметры Б - системы отопления, вентиляции и воздушного душирования для холодного периода года, а также системы кондиционирования для теплого и холодного периодов года.

Для переходных условий года параметры наружного воздуха: температура $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ и удельная энтальпия $26,5\text{ кДж/кг}$.

Параметры наружного воздуха записываются в таблицу 2.1.

Таблица 2.1.

Расчётные параметры наружного воздуха

Расчетный период года	Параметры “А”			Параметры “Б”		
	$t, ^{\circ}\text{C}$	$I, \text{кДж/кг}$	$V, \text{м/с}$	$t, ^{\circ}\text{C}$	$I, \text{кДж/кг}$	$V, \text{м/с}$
ТП	Температура воздуха, $^{\circ}\text{C}$, обеспеченностью 0,95	Расчетом	Минимальная из средних скоростей ветра по румбам за июль, м/с	Температура воздуха, $^{\circ}\text{C}$, обеспеченностью 0,98	Расчетом	Минимальная из средних скоростей ветра по румбам за июль, м/с

ПП	10	26,5	-	-	-	-
ХП	Температура воздуха, °С, обеспеченностью 0,94	Расчетом	Средняя скорость ветра, м/с, за период со средней суточной температурой воздуха ≤ 8 °С	Температура воздуха наиболее холодной пятидневки, °С, обеспеченностью 0,92	Расчетом	Средняя скорость ветра, м/с, за период со средней суточной температурой воздуха ≤ 8 °С

Примечание: В таблице указаны, какие именно параметры необходимо выписать из СП 131.13330.2018 «Строительная климатология».

Задача 2. Расчетные параметры наружного воздуха

Параметры внутреннего воздуха для расчета систем вентиляции и кондиционирования воздуха принимаются по ГОСТ 12.1.005-88 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны .

Легкие физические работы (категория I): виды деятельности с расходом энергии не более 150 ккал/ч (174 Вт).

- К категории Ia относятся работы, производимые сидя и сопровождающиеся незначительным физическим напряжением (ряд профессий на предприятиях точного приборо- и машиностроения, на часовом, швейном производствах, в сфере управления и т.п.)

- К категории Ib относятся работы, производимые сидя, стоя или связанные с ходьбой и сопровождающиеся некоторым физическим напряжением (ряд профессий в полиграфической промышленности, на предприятиях связи, контролеры, мастера в различных видах производства и т.п.).

Средней тяжести физические работы (категория II): виды деятельности с расходом энергии в пределах 151-250 ккал/ч (175-290 Вт).

•К категории Па относятся работы, связанные с постоянной ходьбой, перемещением мелких (до 1 кг) изделий или предметов в положении стоя или сидя и требующие определенного физического напряжения (ряд профессий в механо-сборочных цехах машиностроительных предприятий, в прядильно-ткацком производстве и т.п.).

•К категории Пб относятся работы, связанные с ходьбой, перемещением и переноской тяжестей до 10 кг и сопровождающиеся умеренным физическим напряжением (ряд профессий в механизированных литейных, прокатных, кузнечных, термических, сварочных цехах машиностроительных и металлургических предприятий и т.п.)

Тяжелые физические работы (категория III): Виды деятельности с расходом энергии более 250 ккал/ч (290 Вт)

•К категории III относятся работы, связанные с постоянными передвижениями, перемещением и переноской значительных (свыше 10 кг) тяжестей и требующие больших физических усилий (ряд профессий в кузнечных цехах с ручной ковкой, литейных цехах с ручной набивкой и заливкой опок машиностроительных и металлургических предприятий и т.п.).

Таблица 2.2.

Расчетная температура и скорость воздуха на постоянных и непостоянных рабочих местах

Период года	Категория работ	Температура, °С		Относительная влажность, %		Скорость движения, м/с		
		оптималь- ная	допустимая		оптималь- ная	допустимая на рабочих местах постоянных и непостоянных, не более	опти- маль- ная, не более	допустимая на рабочих местах постоянных и непосто- янных*
			верхняя граница	нижняя граница				
			на рабочих местах					

			посто- янных	не- посто- янных	пос- тоян- ных	не- посто- янных				
Холод- ный и пере- ходный	Легкая - Iа	22-24	25	26	21	18	40-60	75	0,1	Не более 0,1
	Легкая - Iб	21-23	24	25	20	17	40-60	75	0,1	Не более 0,2
	Средней тяжести - IIа	18-20	23	24	17	15	40-60	75	0,2	Не более 0,3
	Средней тяжести - IIб	17-19	21	23	15	13	40-60	75	0,2	Не более 0,4
	Тяжелая - III	16-18	19	20	13	12	40-60	75	0,3	Не более 0,5
Теплый	Легкая - Iа	23-25	28	30	22	20	40-60	55(при 28°С)	0,1	0,1-0,2
	Легкая - Iб	22-24	28	30	21	19	40-60	60(при 27°С)	0,2	0,1-0,3
	Средней тяжести - IIа	21-23	27	29	18	17	40-60	65(при 26°С)	0,3	0,2-0,4
	Средней тяжести - IIб	20-22	27	29	16	15	40-60	70(при 25°С)	0,3	0,2-0,5
	Тяжелая - III	18-20	26	28	15	13	40-60	75(при 24°С и ниже)	0,4	0,2-0,6

При выборе расчетных параметров воздуха в помещении исходят из необходимости экономного расхода тепловой и электрической энергии. С этой целью в холодный период года следует придерживаться нижнего предела нормируемого диапазона температур, если теплоизбытки в помещении отсутствуют. При наличии теплоизбытков в помещениях возможно поддерживать более высокую температуру, дополнительно «отапливая» его теплоизбытками.

Пример 1. Определить параметры наружного и внутреннего воздуха сварочно-термического цеха для г. Казань.

Таблица 2.3.

Расчётные параметры наружного воздуха г. Казань

Расчетный период года	Параметры "А"			Параметры "Б"		
	t, °C	I, кДж/кг	V, м/с	t, °C	I, кДж/кг	V, м/с
ТП	24	51,1	0	28	54,8	0
ПП	10	26,5	-	-	-	-
ХП	-16	-16,3	3,4	-31	-31,7	3,4

Таблица 2.4.

Расчётные параметры внутреннего воздуха сварочно-термического цеха

Период года	Категория работ	Температура, °С					Относительная влажность, %		Скорость движения, м/с	
		оптималь- ная	допустимая				оптималь- ная	допустимая на рабочих местах постоянных и непостоянных, не более	опти- маль- ная, не более	допустимая на рабочих местах постоянных и непосто- янных*
			верхняя граница		нижняя граница					
			на рабочих местах							
			посто- янных	не- посто- янных	пос- тоян- ных	не- посто- янных				
ХП и ПП	Средней тяжести - IIб	17-19	21	23	15	13	40-60	75	0,2	Не более 0,4
ТП	Средней тяжести - IIб	20-22	27	29	16	15	40-60	70(при 25°С)	0,3	0,2-0,5

Глава 2. Расчетные параметры наружного воздуха и внутреннего микроклимата помещений промышленных зданий

Задача 1. Определение теплотерь в сварочно-термическом цеху

Задача. Определить суммарные теплотери в сварочно-термическом цеху.

Исходные данные:

- температура внутреннего воздуха в цеху $t_{в}=18^{\circ}\text{C}$, плотность внутреннего воздуха $\rho_{в}=1,21\text{кг}/\text{м}^3$;
- температура наружного воздуха $t_{н}=-32^{\circ}\text{C}$, плотность наружного воздуха $\rho_{н}=1,46\text{кг}/\text{м}^3$;
- коэффициент теплоотдачи стен $k=0,5\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot^{\circ}\text{C})$, окон $k=3,1\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot^{\circ}\text{C})$;
- коэффициент учёта влияния встречного теплового потока: для окон в спаренных переплетах $K=1$;
- фактическое сопротивление воздухопроницанию окна $R_{и}=0,32(\text{м}^2\cdot^{\circ}\text{C})/\text{Вт}$;
- боковые размеры стен: 18х6 м (ориентированы на запад и восток), 25х6 м (ориентированы на север и юг);
- размеры двух окон (ориентированы на восток) 4х3 м;
- высота здания $H=6\text{ м}$, высота от земли до верха окна $h=5\text{ м}$;
- коэффициент, учитывающий зависимость положения ограждающей конструкции по отношению к наружному воздуху, $n=1$;
- коэффициент, учитывающий добавочные теплотери в долях от основных: на ориентацию (север, восток $\beta=0,1$, на запад $\beta=0,5$);
- удельная теплоемкость воздуха $c=1,005\text{ кДж}/(\text{кг}\cdot^{\circ}\text{C})$;
- расчетная скорость ветра $v=3\text{ м}/\text{с}$;
- аэродинамический коэффициент для наветренной $c_{н}=0,8$ и заветренной $c_{з}=-0,5$ поверхностей ограждений здания;
- коэффициент учета изменения скорости ветра по высоте $k_{дин}=1$.

Теплопотери помещения за счёт теплопередачи через наружные стены сварочно-термического цеха:

$$Q = kF(t_{\text{в}} - t_{\text{н}})n(1 + \sum \beta) = 0,5(18 \cdot 6 + 25 \cdot 6)(18 + 32)1(1 + 0,1) + 0,5 \cdot 18 \cdot 6(18 + 32)1(1 + 0,5) + 0,5 \cdot 25 \cdot 6(18 + 32)1(1 + 0) + 3,1 \cdot 4 \cdot 3 \cdot 2(18 + 32)1(1 + 0) = 17400 \text{ Вт}$$

Теплопотери помещения за счёт инфильтрации наружного воздуха:

$$Q_{\text{инф}} = 0,278 \cdot G_{\text{инф}} \cdot c \cdot F_{\text{ок}}(t_{\text{в}} - t_{\text{н}}) \text{ К, Вт}$$

Расход инфильтрационного воздуха $G_{\text{инф}}$ через 1 м² окна:

$$G_{\text{инф}} = \frac{(\Delta P / 10)}{R_u}, \text{ кг / (ч} \cdot \text{м}^2 \text{)}$$

Разность давлений ΔP по обе стороны окна:

$$\Delta P = (H - h)(\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{вн}})g + 0,5v^2\rho_{\text{н}}(C_{\text{н}} - C)k_{\text{дин}} = (6 - 5)(1,46 - 1,21)9,8 + 0,5 \cdot 3^2 \cdot 1,46(0,8 + 0,5)1 = 11 \text{ Па}$$

$$G_{\text{инф}} = \frac{(11/10)}{0,32} = 3,44 \text{ кг / (ч} \cdot \text{м}^2 \text{)}$$

$$Q_{\text{инф}} = 0,278 \cdot 3,44 \cdot 1,005 \cdot 4 \cdot 3 \cdot 2(18 + 32)1 = 1153,3 \text{ Вт}$$

Теплопотери на нагрев ввозимой стали, удельная массовая теплоемкость которого $c=0,72$ кДж/(кг·°С); в количестве $G_{\text{мат}}=500$ кг (поправочный коэффициент для первого часа $B=0,5$):

$$Q_{\text{мат}} = \frac{cG_{\text{мат}}B(t_{\text{в}} - t_{\text{м}})}{3,6} = \frac{0,72 \cdot 500 \cdot 0,5(18 + 32)}{3,6} = 2500 \text{ Вт}$$

Суммарные теплопотери в сварочно-термическом цехе:

$$Q_{\text{сум}} = Q + Q_{\text{инф}} + Q_{\text{мат}} = 17400 + 1153,3 + 2500 = 21053,3 \text{ Вт}$$

Задача 2. Определение тепlopоступлений от кузнечной печи

Задача. Определить тепlopоступления от кузнечной печи с боковыми стенками размером 1,728×1,450 м и 1,728×1,450 м и температурой 1200°С, а

также интенсивность облучения человека, находящегося на расстоянии 1 или 2 м от открытой дверцы размером $0,48 \times 0,7$ м напротив её центра.

Исходные данные:

- характеристика стенок, пода и свода:
 - шамотный кирпич толщиной $\delta_{ш} = 0,232$ м и теплопроводностью $\lambda_{ш} = 0,838 + 0,000582t$ Вт/(м·°C),
 - трепельный кирпич толщиной $\delta_m = 0,232$ м и теплопроводностью $\lambda_m = 0,198$ Вт/(м·°C);
- характеристика дверцы:
 - шамотный кирпич толщиной $\delta_{ш} = 0,115$ м,
 - чугунная обойма толщиной $\delta_ч = 0,01$ м и теплопроводностью $\lambda_ч = 39,6$ Вт/(м·°C);
- температура в печи $t_{печи} = 1200^\circ\text{C}$;
- температура воздуха в помещении $t_в = 20^\circ\text{C}$;
- дверца открывается в течение 1-го часа 15 минут;
- степень черноты абсолютно чёрного тела $C_0 = 5,78$ Вт/(м²·К).

Решение.

А. Определение теплоступлений от стенок печи.

1. Принимаем температуру на внутренней поверхности печи на 5°C ниже температуры в печи:

$$t_{в,н} = t_{печи} - 5 = 1200 - 5 = 1195^\circ\text{C}.$$

2. Задаёмся температурой на внешней поверхности печи $t_{нов} = 150^\circ\text{C}$.

3. По рис.1-1 коэффициент теплообмена на внешней поверхности печи:

$$\alpha_{нов.} = \varepsilon_{пр.} C_0 b + A \sqrt[3]{t_{нов.} - t_в} = 0,91 \cdot 5,77 \cdot 1,645 + 1,66 \sqrt[3]{150 - 17} = 17,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$$

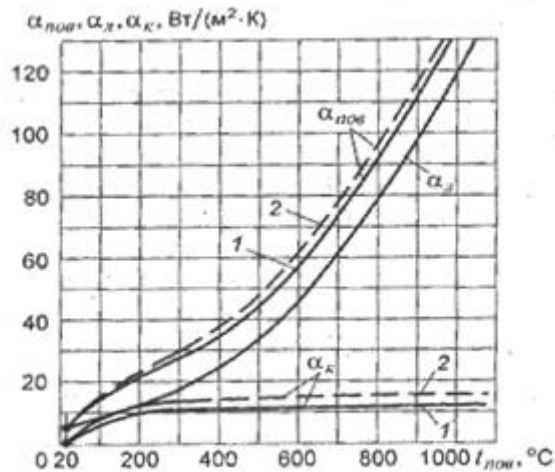


Рис.3-1. Коэффициент теплообмена на внешней поверхности печи

1 – вертикальная поверхность; 2 – горизонтальная, обращённая вверх поверхность

4. Определяем температуру t_1 на стыке между шамотным и трепельным кирпичом:

$$(\lambda_{ш}/\delta_{ш})(t_{в.н} - t_1) = (\lambda_m/\delta_m)(t_1 - t_{нов}).$$

Принимаем ориентировочно $\lambda_{ш} = 1,493 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}$, тогда

$$1,493(1195 - t_1) = 0,198(t_1 - 150), \text{ откуда}$$

$$t_1 = (1,5 \cdot 11195 + 0,198 \cdot 150)/(1,5 + 0,198) = 1070 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}.$$

5. Определяем среднюю температуру шамотного кирпича:

$$t_{ср} = (t_{в.н} + t_1)/2 = 1195 + 1070 = 1130^\circ\text{C}.$$

6. Определяем теплопроводность шамотного кирпича:

$$\lambda_{ш} = 0,838 + 0,000582 \cdot 1130 = 1,493 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}.$$

Изначально принятая и вычисленные величины λ совпадают.

7. Определяем коэффициент теплопередачи от внутренней поверхности к наружной:

$$K_{ст} = 1/[(\delta_{ш}/\lambda_{ш}) + (\delta_m/\lambda_m)] = 1/[(0,232/1,5) + (0,232/0,198)] =$$

$$= 1/(0,152 + 1,172) = 0,755 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

8. Определяем количество теплоты, проходящей через 1 м^2 стенки при заданных температурах $t_{\text{в.п}}$ $t_{\text{нов}}$:

$$q_{\text{см}} = K_{\text{см}}(t_{\text{нов}} - t_{\text{в}}) = 0,755 (1195 - 150) = 789 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

9. Определяем количество теплоты, отдаваемого 1 м^2 поверхности стенки печи в помещение:

$$q_n = \alpha_{\text{см}}(t_{\text{нов}} - t_{\text{в}}) = 17,5 \cdot (150 - 20) = 2275 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

10. Задаёмся новым значением температуры на внешней поверхности печи, так как:

$$q_{\text{см}} \neq q_n - t_{\text{нов}} = 70^\circ\text{C}.$$

11. По рис.1.1 находим коэффициент теплообмена на внешней поверхности печи:

$$\alpha_{\text{нов}} = \varepsilon_{\text{пр.}} C_0 b + A \sqrt[3]{t_{\text{нов.}} - t_{\text{в}}} = 0,91 \cdot 5,77 \cdot 1,245 + 1,66 \cdot \sqrt[3]{70 - 17} = 11,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

12. Определяем температуру t_1 на стыке между шамотным и трепельным кирпичом:

$$t_1 = (1,5 \cdot 1195 + 0,198 \cdot 70)/(1,5 + 0,198) = 1060^\circ\text{C}.$$

13. Определяем количество теплоты, проходящего через 1 м^2 стенки при $t_{\text{нов}} = 70^\circ\text{C}$:

$$q_{\text{см}} = K_{\text{см}}(t_{\text{нов}} - t_{\text{в}}) = 0,755 \cdot (1195 - 70) = 849 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

14. Определяем количество теплоты, отдаваемой 1 м^2 поверхности стенки печи в помещение:

$$q_n = \alpha_{\text{см}}(t_{\text{нов}} - t_{\text{в}}) = 11,1 \cdot (70 - 20) = 555 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

15. Проводим графическую интерполяцию (рис. 1.2).

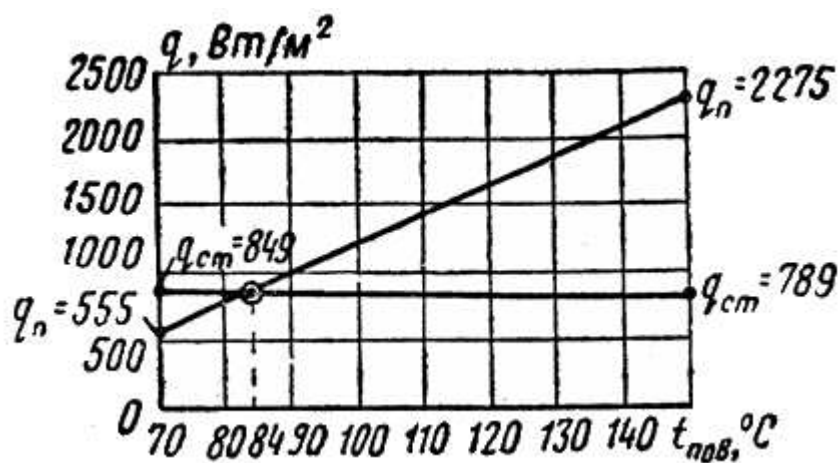


Рис. 3-2. Графическое интерполирование

16. $q_{cm} = 800 \text{ Вт/м}^2$, $t_{нов} = 84^\circ\text{C}$, что достаточно близко к принятой в п.8.

17. Определяем поверхность боковых стенок (за вычетом площади загрузочного отверстия):

$$A_{cm} = (2,128 + 1,728 \cdot 2) \cdot 2 - 0,48 \cdot 0,7 = 15,09 \text{ м}^2.$$

18. Определяем тепlopоступления от стенок печи:

$$Q_{cm} = q_{cm} F_{cm} = 800 \cdot 15,09 = 12070 \text{ Вт}.$$

Б. Тепlopоступления от свода печи определяются по аналогии расчётов тепlopоступлений через вертикальную стенку. Величина тепlopоступлений через свод составляет 3100 Вт.

В. Тепlopоступления от пода печи.

Принимаем долю теплоты, поступающей от пода в помещение $m = 0,6$.

1. Фактор формы для прямоугольного пода $f = 3,9$.

2. Площадь пода:

$$A_{под} = 2,128 \cdot 1,728 = 3,67 \text{ м}^2.$$

3. Диаметр круга, равновеликого по площади поду:

$$D = (4F/\pi)^{0,5} = (4 \cdot 3,67/\pi)^{0,5} = 2,16 \text{ м.}$$

4. Определяем эквивалентную теплопроводность кладки пода:

$$\lambda_{\text{э}} = \Sigma \delta / \Sigma R_{\text{nod}} = (0,232 + 0,232) / (0,152 + 1,172) = 0,353 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}.$$

5. Определяем теплоотдачу пода по формуле:

$$Q_{\text{nod}} = 0,6 \cdot 3,9 \cdot (3,67/2,16) \cdot 0,353 \cdot (1195 - 20) = 1640 \text{ Вт.}$$

Г. Определяем тепlopоступления от свода печи.

Аналогичными вышеприведенным вычислениями определена температура наружной поверхности свода 72,383 °С, поступления теплоты – 3100 Вт.

Д. Определяем тепlopоступления от закрытой дверцы печи.

1. Температура на внутренней поверхности дверцы составляет 1190°С.

Принимаем температуру на поверхности загрузочной дверцы 370°С.

2. Средняя температура шамота: $(1190 + 370)/2 = 780^\circ\text{C}$.

3. Коэффициент теплопроводности шамотного кирпича:

$$\lambda_{\text{ш}} = 0,838 + 0,000582 \cdot 780 = 1,292 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}.$$

4. Коэффициент теплопередачи стенки:

$$K_{\text{ст}} = 1/[(\delta_{\text{ш}}/\lambda_{\text{ш}}) + (\delta_{\text{м}}/\lambda_{\text{м}})] = 1/[(0,115/1,292) + (0,01/39,6)] = 11,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

5. Тепловой поток через толщину стенки:

$$q_{\text{ст}} = K_{\text{ст}}(t_{\text{нов}} - t_{\text{с}}) = 11,2 \cdot (1190 - 370) = 9184 \text{ Вт/м}^2.$$

6. По рис.1.1 коэффициент теплообмена на внешней поверхности печи:

$$\alpha_{\text{нов}} = 26,0 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

7. Тепловой поток с поверхности загрузочной дверцы:

$$q_n = \alpha_{cm}(t_{нов} - t_{в}) = 26,0 \cdot (370 - 20) = 9100 \text{ Вт/м}^2.$$

8. Количество теплоты, поступающей в помещение от загрузочной дверцы:

$$Q_{\text{загруз.отв}} = (9184 + 9100)/2 \cdot (0,48 \cdot 0,7) = 3072 \text{ Вт/м}^2.$$

Е. Определение теплоступлений от открытого отверстия печи.

1. Определяем интенсивность теплового излучения из загрузочного отверстия:

$$q'_{\text{отв}} = 5,78 \cdot [(273 + 1200)/100] = 272000 \text{ Вт/м}^2.$$

2. Определяем $\varphi_{\text{отв}}$, пользуясь рис.1.3:

$$h/d = 464/480 = 0,976, \quad \varphi'_{\text{отв}} = 0,66,$$

$$h/d = 464/700 = 0,67, \quad \varphi''_{\text{отв}} = 0,73,$$

$$\varphi_{\text{отв}} = (\varphi'_{\text{отв}} + \varphi''_{\text{отв}})/2 = (0,66 + 0,73)/2 = 0,7.$$

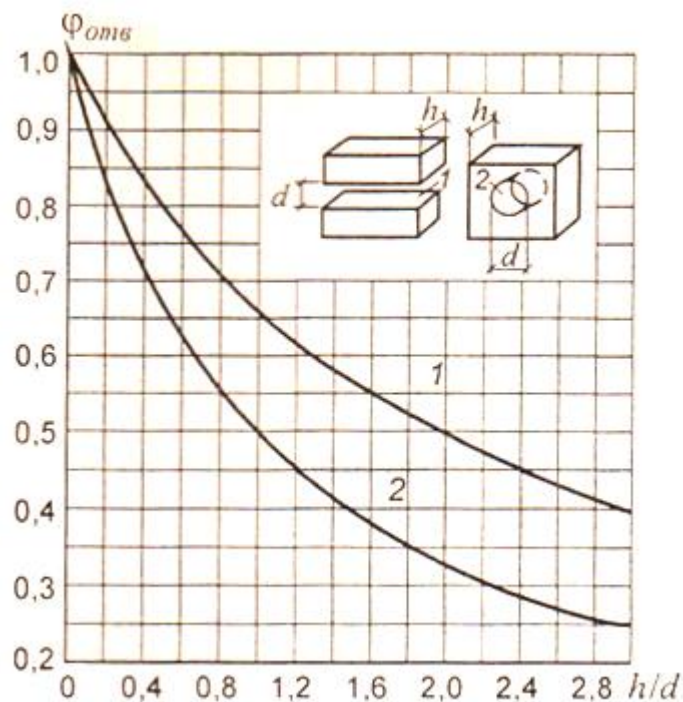


Рис. 3-3. Коэффициент облученности $\varphi_{\text{отв}}$ плоскости в пределах загрузочного отверстия в стенке толщиной h на отметке наружной поверхности печи с учётом отражения от поверхности откосов в рабочий объём печи для щелевого (1) и цилиндрического отверстий (2)

3. Определяем интенсивность теплового излучения в помещение:

$$q_{\text{отв}} = \varphi_{\text{отв}} q'_{\text{отв}} = 0,7 \cdot 272000 = 191000 \text{ Вт/м}^2.$$

4. Определяем интенсивность излучения из загрузочного отверстия печи, открываемого на 15 минут в течение каждого часа:

$$Q_{отв} = q_{отв} F (15/60) = 191000 \cdot 0,336 \cdot (15/60) = 16000 \text{ Вт.}$$

Ж. Определение общих теплопоступлений от печи в окружающую среду.

Теплопоступления:

• от стенок	$Q_{см} = 12070 \text{ Вт}$
• от свода	$Q_{св} = 3100 \text{ Вт}$
• от пола	$Q_{под} = 1640 \text{ Вт}$
• от закрытой дверцы	$Q_{загр. дв} = 3072 \text{ Вт}$
• от открытого отверстия	$Q_{отв} = 16000 \text{ Вт}$
Итого	$\Sigma Q_{пост} = 35882 \text{ Вт}$

Раздел 4. Местные отсосы, конструкция и требуемый объем удаляемого воздуха

Задача 1. Расчёт зонта-козырька промышленной печи

Общие положения.

Промышленные печи применяют для термической обработки металла (ковка, отжиг, отпуск и т.д.). Температура, которая поддерживается в печи, находится в пределах 250...1800 °С. При высоких температурах происходит интенсивное окисление металла кислородом воздуха с образованием окалины. Дымовые газы являются защитной средой, так как содержание свободного кислорода в них минимально. Проникновение в печь наружного воздуха через загрузочное отверстие предотвращают поддержанием на поду печи избыточного давления, равного 0. У верхней кромки загрузочного отверстия избыточное давление положительно, что вызывает постоянное выбивание дымовых газов наружу при закрытой дверце.

Если печь электрическая, повышенное окисление металла предотвращают подачей в печь смеси газов, имеющей восстанавливающие из окиси металл свойства. Эта смесь газов называют «защитная атмосфера» или «эндогаз».

При открытии плоскость избыточного давления, равного 0, перемещается вверх. Часть загрузочного отверстия ниже нейтральной плоскости работает на приток, через неё наружный воздух поступает внутрь печи. Струя дымовых газов вырывается через часть загрузочного отверстия, выше нейтральной плоскости. Под действием гравитационных сил струя искривляется вверх. Размеры зонта – козырька должны обеспечивать полное улавливание дымовых газов как при закрытой, так и при открытой дверце загрузочного отверстия.

Дымовые газы от зонтов – козырьков удаляются вентиляторами. Если вентилятор выполнен в 1 – м исполнении, предельная температура отсасываемого газа не должна превышать 80 °С. Если исполнение 5 или 6 – до

130 °С. В случае применения зонтов на естественной тяге (гравитационное давление) температура удаляемых газов может достигать 300...400 °С. Во избежание коробления зонт и отводящие дымовые газы воздуховоды выполняются из стали толщиной 2...3 мм. Температура дымовых газов существенно выше. Снижение температуры удаляемых газов достигается подмешиванием воздуха цеха к дымовым газам, поэтому объём вытяжки от зонта превышает количество образующихся при сжигании топлива газов.

Расчёт зонта – козырька.

Исходные данные. Рассчитать зонт – козырёк для промышленной печи, работающей на мазуте. Рабочая температура печи - 1200 °С. Дымовые газы удаляются через дымоход в своде печи размером 230х230 мм и загрузочным отверстием размером 700х480 мм. Расстояние по вертикали от пода печи входа в дымоход – 1072 мм. Расход мазута – 45 кг/ч. Температура воздуха в цехе + 16 °С. Смесь дымовых газов и подмешанного к ним воздуха удаляется вентилятором в исполнении 1, поэтому температура смеси должна быть принята равной 80 °С. Коэффициент расхода загрузочного отверстия – 0,65.

Расчёт.

Расчёт зонта – козырька состоит из 2 – х частей:

- определение положения нейтральной плоскости относительно пода печи;
- определение размеров зонта – козырька и требуемого объёма удаляемого через зонт – козырёк воздуха.

1. Определение положения нейтральной плоскости относительно пода печи.

Положение нейтральной плоскости относительно пода печи определяется с 2 – х попыток. Истинное положение определяется интерполяцией.

Предварительно определяем:

количество дымовых газов, образующихся при полном сжигании мазута с помощью удельного расхода воздуха для сжигания 1 кг мазута. Удельный расход воздуха равен 13,6 кг воздуха/кг мазута:

$$G_{газа} = G_{мазут} (1 + \beta_{возд}) = 45 \cdot (1 + 13,6) = 657 \text{ кг / ч}$$

Плотность воздуха в цехе:

$$\rho_в = \frac{353}{273 + 16} = 1,221 \text{ кг / м}^3$$

Плотность дымовых газов:

$$\rho_{газ} = \frac{353}{273 + 1200} \approx 0,24 \text{ кг / м}^3$$

Вариант 1.

Предполагаем, что нейтральная плоскость находится на поду печи. В этом случае всё загрузочное отверстие, размером 700x480 мм, работает на вытяжку. Ось части загрузочного отверстия, работающего на вытяжку, расположена на расстоянии 480/2 мм от нейтральной плоскости, а плоскость входного в газоход отверстия – 1072 мм.

Избыточное давление на оси загрузочного отверстия:

$$\Delta p_{з.о} = gh(\rho_в - \rho_{печи}) = 9,81 \cdot 0,24 \cdot (1,221 - 0,24) = 2,31 \text{ Па}$$

Избыточное давление на входе в газоход:

$$\Delta p_{газоход} = 9,81 \cdot 1,072 \cdot (1,221 - 0,24) = 10,32 \text{ Па}$$

Определяем расходы газа в отверстиях печи:

загрузочное отверстие, работающее на вытяжку, поэтому расход имеет знак «минус»:

$$-G_{з.о} = 3600 \cdot \mu \cdot A_{з.о} \sqrt{2\Delta p_{печи}} = 3600 \cdot 0,65 \cdot 0,7 \cdot 0,48 \cdot \sqrt{2 \cdot 2,31 \cdot 0,24} = 827,9 \text{ кг / ч}$$

газоход, работает на вытяжку, поэтому расход имеет знак «минус»:

$$-G_{\text{газоход}} = 3600 \cdot 0,65 \cdot 0,23 \cdot 0,23 \cdot \sqrt{2 \cdot 10,32 \cdot 0,24} = 275,5 \text{ кг/ч}$$

Расход дымовых газов всегда имеет знак «плюс», так как дымовые газы образуются в печи во время сжигания топлива.

Баланс газа в печи:

$$-G_{\text{з.о}} + G_{\text{газ}} - G_{\text{газоход}} = -827,9 + 657 - 275,5$$

Дисбаланс равен – (- 446,4) кг/ч.

Вариант 2.

Предполагаем, что нейтральная плоскость размещена на оси загрузочного отверстия. В этом случае половина загрузочного отверстия между подом печи и нейтральной плоскостью размером 700x240(н) мм работает на приток, через неё в печь поступает воздух цеха, а верхняя половина, между нейтральной плоскостью верхней кромкой загрузочного отверстия, размером 700x240 мм, на вытяжку, через неё дымовые газы струёй поступают в помещение цеха.

Расстояние по вертикали между осями половин загрузочного отверстия и нейтральной плоскостью равно 120 мм. Расстояние по вертикали между нейтральной плоскостью и входом в газоход равно $1072 - 240 = 832$ мм.

Избыточное со знаком «минус» давление на оси нижней части загрузочного отверстия и численно равное ему, но со знаком «плюс» избыточное давление верхней части загрузочного отверстия равны:

$$\Delta p_{\text{з.о.ниж}} = \Delta p_{\text{з.о.верх}} = 9,81 \cdot 0,12 \cdot (1,221 - 0,24) = 1,155 \text{ Па}$$

Избыточное давление в плоскости входного отверстия в газоход:

$$\Delta p_{\text{газоход}} = 9,81 \cdot 0,832 \cdot (1,221 - 0,24) = 8,0 \text{ Па}$$

Определяем расходы газа в отверстиях печи:

загрузочное отверстие, работающее на вытяжку, поэтому расход имеет знак «минус»:

$$+G_{з.о.ниж} = 3600 \cdot \mu \cdot A_{з.о} \sqrt{2\Delta p \rho_g} = 3600 \cdot 0,65 \cdot 0,7 \cdot 0,24 \cdot \sqrt{2 \cdot 1,155 \cdot 1,221} = 660,2 \text{ кг/ч}$$

$$-G_{з.о.верх} = 3600 \cdot \mu \cdot A_{з.о} \sqrt{2\Delta p \rho_{печи}} = 3600 \cdot 0,65 \cdot 0,7 \cdot 0,24 \cdot \sqrt{2 \cdot 1,155 \cdot 0,24} = 292,7 \text{ кг/ч}$$

газоход, работает на вытяжку, поэтому расход имеет знак «минус»:

$$-G_{газоход} = 3600 \cdot 0,65 \cdot 0,23 \cdot 0,23 \cdot \sqrt{2 \cdot 8,0 \cdot 0,24} = 242,6 \text{ кг/ч}$$

Баланс газа в печи:

$$+G_{з.о.ниж} - G_{з.о.верх} + G_{газ} - G_{газоход} = +660,2 - 292,7 + 657 - 242,6$$

Дисбаланс равен – (+ 781,9) кг/ч.

По оси X откладываем со знаками (+) и (-) величины дисбалансов, по оси Y расстояние между нейтральными плоскостями вариантов 1 и 2, равное 240 мм. Соединив точки дисбалансов прямой, получим подобные треугольники. Обозначив расстояние от нейтральной плоскости варианта 1 до точки пересечения линии, соединяющей точки дисбалансов с осью ординат через a , из подобия которых можем записать соотношение.

Из подобия треугольников следует соотношение:

$$\frac{446,4}{a} = \frac{781,9}{240 - a}$$

Принимаем величину $a = 87,2$ мм.

Размеры нижней части проёма, работающей на приток: 700x87,2 мм, верхней части, из которой истекает струя, - 700x392,8 мм.

Проверка правильности полученных результатов.

Избыточное давление на оси нижней части загрузочного отверстия:

$$\Delta p_{з.о.ниж} = \Delta p_{з.о.верх} = 9,81 \cdot \frac{0,0872}{2} \cdot (1,221 - 0,24) = 0,4195 \text{ Па}$$

Избыточное давление на оси верхней части загрузочного отверстия:

$$\Delta p_{з.о.ниж} = \Delta p_{з.о.верх} = 9,81 \cdot \frac{0,3982}{2} \cdot (1,221 - 0,24) = 1,89 \text{ Па}$$

Избыточное давление в плоскости входного отверстия в газоход:

$$\Delta p_{газоход} = 9,81 \cdot (1,072 - 0,0872) \cdot (1,221 - 0,24) = 9,477 \text{ Па}$$

Определяем расходы газа в отверстиях печи:

через часть загрузочного отверстия, работающего на приток:

$$+G_{з.о.ниж} = 3600 \cdot \mu \cdot A_{з.о} \sqrt{2\Delta p \rho_g} = 3600 \cdot 0,65 \cdot 0,7 \cdot 0,0872 \cdot \sqrt{2 \cdot 0,4195 \cdot 1,221} = 144,6 \text{ кг/ч}$$

$$-G_{з.о.верх} = 3600 \cdot \mu \cdot A_{з.о} \sqrt{2\Delta p \rho_{печи}} = 3600 \cdot 0,65 \cdot 0,7 \cdot 0,3928 \cdot \sqrt{2 \cdot 1,89 \cdot 0,24} = 612,8 \text{ кг/ч}$$

газоход:

$$-G_{газоход} = 3600 \cdot 0,65 \cdot 0,23 \cdot 0,23 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,477 \cdot 0,24} = 264 \text{ кг/ч}$$

Баланс газа в печи:

$$+G_{з.о.ниж} - G_{з.о.верх} + G_{газ} - G_{газоход} = +144,6 - 612,8 + 657 - 264$$

Дисбаланс равен – (- 75,2) кг/ч. Приток воздуха в печь – 801,6 кг/ч;
вытяжка из печи – 876,8 кг/ч. Невязка – 9,4%.

2. Определение размеров зонта – козырька.

Количество выбивающихся газов по результатам предыдущего расчёта составляет 612,8 кг/ч или $612,8/0,24 = 2553,3 \text{ м}^3/\text{ч}$. Средняя скорость истечения газовой струи из верхней части загрузочного отверстия равна:

$$v_{cp} = \frac{2553,3}{3600 \cdot 0,7 \cdot (0,48 - 0,0872)} = 2,69 \text{ м/с}$$

Равновеликий диаметр части отверстия, работающего на вытяжку равен:

$$d_{\text{экв}} = \frac{2bh}{b+h} = \frac{2 \cdot 700 \cdot 392,8}{700+392,8} = 503,2 \text{ мм}$$

Критерий Архимеда:

$$Ar = \frac{gd_{\text{экв}}}{v^2} \cdot \frac{T_{\text{печи}} - T_{\text{г}}}{T_{\text{г}}} = \frac{9,81 \cdot 0,5032}{2,69^2} \cdot \frac{1200-16}{273+16} = 2,795$$

Расстояние x от плоскости загрузочного отверстия до точки пересечения искривлённой действием гравитационных сил оси струи с плоскостью всасывающего отверстия:

$$x = \sqrt[3]{\frac{m y d_{\text{экв}}^2}{0,5 Ar}} = \sqrt[3]{\frac{4,0 \cdot \left(\frac{0,3928}{2} + 0,15 \right) \cdot 0,5032^2}{0,5 \cdot 2,795}} = 1,127 \text{ м}$$

y – расстояние по вертикали между осью части загрузочного отверстия, работающего на вытяжку и плоскостью рабочего отверстия зонта, размеры приняты согласно чертежа.

Струя расширяется за счёт подмешивания окружающего воздуха. Угол расширения вытекающего из отверстия газового потока принимается, обычно, равным 22° , то размер его по вертикали на расстоянии x равен:

$$h_x = h + 0,4x = 0,3928 + 0,4 \cdot 1,127 = 0,844 \text{ м}$$

Полное расстояние от печи до передней кромки зонта l («вылет зонта») равно:

$$l = x + \frac{1}{2} h_x = 1,127 + \frac{1}{2} \cdot 0,844 = 1,55 \text{ м}$$

Ширина струи на расстоянии x равна:

$$b_x = b + 0,4 \cdot x = 0,7 + 0,4 \cdot 1,127 = 1,15 \text{ м}$$

Принимаем окончательно размеры зонта 1,55x1,15 м.

Принятая схема удаления дымовых газов от печи предполагает поступление всех дымовых газов под зонт: через газоход и струёй, вырвавшейся из верхней части загрузочного отверстия.

Требуемое количество подмешиваемого к дымовым газам $G_{\text{подмеш}}$ воздуха с целью обеспечения температуры смеси 80°C определяется из балансового уравнения, записанного в предположении равенства теплоёмкостей воздуха и дымовых газов:

$$G_{\text{зонт}} t_{\text{в}} + G_{\text{газ}} t_{\text{печи}} = (G_{\text{зонт}} + G_{\text{газ}}) t_{\text{см}}$$

или

$$G_{\text{зонт}} = \frac{G_{\text{газ}} (t_{\text{печи}} + t_{\text{см}})}{t_{\text{см}} - t_{\text{в}}} = \frac{657(1200 - 80)}{80 - 16} = 11497,5 \text{ кг/ч}$$

Общее количество $G_{\text{расч}}$ удаляемого от зонта воздуха составит:

$$G_{\text{расч}} = 11497,5 + 657 = 12154,5 \text{ кг/ч}$$

При температуре 80°C плотность воздуха составляет 1 кг/м^3 , поэтому объёмный расход воздуха также составляет $12154,5 \sim 12155 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Глава 5. Расчёт и организация воздухообмена в помещении. Аэрация.
Определение температуры притока и производительности общеобменных
приточных и вытяжных камер. Воздухораспределители общественных
зданий

Расчёт общеобменного воздухообмена и температуры притока производ-
ственного помещения

Общая часть.

Балансовые уравнения имеют целью подтвердить или опровергнуть принятое техническое решение на организацию вентиляции в помещении, а также определить температуру механического притока в холодный или переходный периоды года.

Решение по организации вентиляции принимается исходя из требований рационального использования воздуха и экономии тепловой энергии. Например, в тёплый период года принято использовать лишь вытяжные установки, а приток необработанного наружного воздуха происходит через открытые аэрационные или иные проёмы.

Вторым требованием к решению на организацию вентиляции является применение технических решений, позволяющих применять вентиляцию в условиях, когда расчётные нагрузки существенно меньше расчётных, например вследствие отсутствия достаточного количества заказов на предприятии или количества в зрительном зале зрелищного учреждения.

По этой причине в производственном помещении с местными отсосами рекомендуется обязательно устраивать приточную камеру. Если в помещении нет установок местного или иного вида притока, приточная камера обеспечивает приток с подогревом воздуха до 12...15 °С в объёме местных отсосов. Если установки воздушного душирования наружным воздухом или какие – либо иные приточные установки имеются, а их общая производительность по воздуху меньше вытяжки через местные отсосы, устраивается дополнительная при-

точная камера с подачей воздуха, равной разности объёмов вытяжки через местные отсосы и суммы всех видов местного притока.

Общие схемы организации воздухообмена в производственном помещении.

Холодный период года.

На случай неполной загрузки производственных мощностей и меньших по сравнению с расчётными теплопоступлений следует предусмотреть приточную камеру. Если в помещении отсутствует воздушное душирование, производительность зимней приточной камеры равна сумме расходов через все местные отсосы. Если воздушное душирование имеет место, производительность приточной камеры, монтируемой специально для работы в холодный период года, равна разности вытяжки через местные отсосы минус приток, подаваемый воздушными душами.

Рассмотрим возможные схемы организации воздухообмена для этих 2 – х вариантов.

Схемы организации воздухообмена в случае 2 – х представленных выше вариантов.

Вариант 1.

1. В помещении – теплонедостатки. Газовые выделения в воздух отсутствуют. Приточная камера работает и подаёт приток в объёме вытяжки через местные отсосы. Определяется температура притока.

2. В помещении – теплонедостатки. Газовые выделения в воздух имеют место. Приточная камера работает и подаёт приток в объёме вытяжки через местные отсосы плюс вытяжка из верхней зоны в объёме 1 –го крата. Определяется температура притока.

3. В помещении – теплоизбытки. Если количество теплоты, необходимое для подогрева воздуха в объёме вытяжки через местные отсосы от расчётной температуры наружного воздуха до температуры рабочей зоны. Газовые выде-

ления в воздух помещения могут иметь место или отсутствовать. Организация воздухообмена: работает приточная камера, подавая воздух с температурой 10...12 °С, теплоизбытки, если они есть, и газовые выделения удаляются аэрацией.

4.В помещении теплоизбытки. Если их величина превышает количество теплоты, необходимое для подогрева воздуха в объёме местных отсосов, приточная камера не работает, она будет включаться в случае резкого уменьшения тепlopоступлений от технологического оборудования. Имеет место аэрация. Схема пригодна и для случая отсутствия газовых выделений и при их наличии.

Вариант 2.

Воздушные души или иные виды притока работают постоянно в течение года. В зависимости от соотношения расходов теплоты на подогрев воздуха в объёме расхода дополнительной приточной камеры от расчётной наружной расчётной температуры до расчётной температуры рабочей зоны и теплоизбытков в помещении дополнительная приточная камера может работать или быть выключенной.

1.В помещении – теплонедостатки. Газовые выделения в воздух отсутствуют. Работают все виды местных притоков и дополнительная приточная камера, совокупным действием компенсируя вытяжку через местные отсосы. С помощью балансовых определяется температура притока дополнительной приточной камеры.

2.В помещении – теплонедостатки. Газовые выделения в воздух имеют место. Работают все виды местного притока и дополнительная приточная камера с подачей в объёме вытяжки через местные отсосы плюс вытяжка из верхней зоны в объёме 1 –го крат. Определяется температура притока дополнительной приточной камеры.

3.В помещении – теплоизбытки. Если количество теплоты, необходимое для подогрева воздуха в объёме подачи дополнительной приточной камерой от расчётной температуры наружного воздуха до температуры рабочей зоны

меньше теплоизбытков, дополнительная приточная камера работает. Газовые выделения в воздух помещения могут иметь место или отсутствовать. При повышении температуры наружного воздуха появляющиеся теплоизбытки удаляются аэрацией. Организация воздухообмена: работает приточная камера, подавая воздух с температурой 10...12 °С, теплоизбытки, если они есть, и газовые выделения удаляются аэрацией.

4.В помещении теплоизбытки. Если их величина превышает количество теплоты, необходимое для подогрева воздуха в объёме местных отсосов, приточная камера не работает, она будет включаться в случае резкого уменьшения тепlopоступлений от технологического оборудования. Имеет место аэрация. Схема пригодна и для случая отсутствия газовых выделений и при их наличии.

Тёплый период года.

Постоянно работает аэрация. Схема пригодна для случаев выделения вредных веществ в воздух помещения и при их отсутствии.

Переходный период.

Анализ должен проводиться аналогично холодному периоду года.

Исходные данные. Рассчитать воздухообмен в кузнечном цехе для 3 – х периодов года. Цех расположен в г. Тверь, имеет объём 113000 м³, тепловой баланс приводится в таблице 1. Объём вытяжки местными отсосами равен 158200 м³/ч. Рабочие места оборудованы воздушными душами, общая производительность душирующих установок по объёму составляет 44800 м³/ч. Температура притока, подаваемого через душирующие патрубки в тёплый период года равна + 15,5 °С, в холодный и переходный периоды года + 24,6 °С.

Предварительные расчёты.

Выбор параметров наружного воздуха.

Параметры наружного воздуха:

Холодный период года, параметры «Б» – (-29 °С);

Переходный период – (+8 °С);

Тёплый период года, параметры «А» – (+24,8 °С).

Выбор параметров воздуха помещения.

В кузнечном цехе постоянные рабочие места, подвергаемые тепловому облучению, расположены вблизи нагревательных печей и ковочных молотов. Поэтому температура и скорость воздуха обеспечивается установками воздушного душирования. Поэтому температура воздуха в объёме цеха принимается по нормам для непостоянных рабочих мест.

Для тёплого периода для работы категории «тяжёлая» расчётный диапазон 28...30 °С. В тёплый период года принимается температура воздуха в цехе принимается равной + 30 °С.

Для холодного периода года расчётный диапазон составляет 12...20 °С.

Поскольку в цехе в холодный период года имеют место теплоизбытки, возможно принять более высокую температуру рабочей зоны + 20 °С.

Определяем потребность в устройстве приточной камеры, обеспечивающей работу местных отсосов, и её производительность.

Поскольку в кузнечном цехе всегда имеет место поступление продуктов сгорания воздух, предусматривается проветривание верхней зоны в объёме 1 крат или 11300 м³/ч. С учётом притока от камеры воздушного душирования в 44800 м³/ч, необходимости компенсации работы местных отсосов и вытяжки из верхней зоны подача приточной камеры дополнительного притока должна быть равна:

$$158200 + 11300 - 44800 = 124700 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Температура верхней зоны помещения.

Коэффициент воздухообмена для кузнечного цеха $\kappa_t = 2,0$. Температуру верхней зоны определяем сначала для тёплого периода. В тёплый период в кузнечном цехе устраивается аэрация, поэтому температура приточного воздуха равна температуре приточного воздуха по параметрам «А», или $+ 24,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Температура удаляемого воздуха:

$$t_{\text{вз}} = t_n + \kappa_L(t_{\text{п.з.}} - t_n) = 24,8 + 2,0 \cdot (30 - 24,8) = 35,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Согласно приведенной выше формулы, температура верхней зоны зависит от температуры притока. Величина её определяется в процессе расчетов воздушно – тепловых балансов. Поэтому предварительно принимаем, что температурный перепад между рабочей и верхней зоной, определённый для тёплого периода, сохраняется и в холодный и переходный периоды. Тогда температура верхней зоны составит:

$$t_{\text{вз}} = 20 + (35,2 - 20) = 25,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

В переходный период, в случае устройства аэрации и подачи притока с температурой $+ 8 \text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$t_{\text{вз}} = t_n + \kappa_L(t_{\text{п.з.}} - t_n) = 8 + 2,0 \cdot (20 - 8) = 32 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Массовые расходы воздуха приточной камерой, местными отсосами вытяжки из верхней зоны и воздушными душами равна.

Тёплый период года.

Воздушный душ.

$$\text{Тёплый период года: } t_n = + 15,5 \text{ }^{\circ}\text{C}, \quad \rho_n = \frac{353}{276 + 15,5} = 1,224 \text{ кг/м}^3$$

$$\text{Массовый расход воздуха в тёплый период: } G_{\text{п}} = 1,224 \cdot 44800 = 54835 \text{ кг/ч}$$

$$\text{Холодный период года: } t_n = + 24,6 \text{ }^{\circ}\text{C}, \quad \rho_n = \frac{353}{273 + 24,6} = 1,186 \text{ кг/м}^3$$

Массовый расход воздуха в холодный и переходный периоды:

$$G_{\text{п}} = 1,186 \cdot 44800 = 53133 \text{ кг/ч}$$

Местные отсосы.

Тёплый период года: $t_{\text{с}} = + 30^{\circ}\text{C}$, $\rho_n = \frac{353}{273+30} = 1,165 \text{ кг/м}^3$

Массовый расход воздуха в тёплый период:

$$G_{\text{п}} = 1,165 \cdot 158200 = 184303 \text{ кг/ч}$$

Холодный период года: $t_n = + 20^{\circ}\text{C}$, $\rho_n = \frac{353}{273+20} = 1,205 \text{ кг/м}^3$

Массовый расход воздуха в холодный и переходный периоды:

$$G_{\text{п}} = 1,205 \cdot 158200 = 190631 \text{ кг/ч}$$

Приточная камера для подачи дополнительного притока.

В холодный период подача составит: $1,205 \cdot 124700 = 150263,5 \text{ кг/ч}$.

В переходный период при температуре наружного воздуха в $+ 8^{\circ}\text{C}$ плотность воздуха составит:

$$\rho_n = \frac{353}{273+8} = 1,256 \text{ кг/ч}$$

Расход: $1,256 \cdot 124700 = 156623,2 \text{ кг/ч}$.

Вытяжка из верхней зоны.

В холодный и переходный периоды температура верхней зоны равна $25,2^{\circ}\text{C}$, $\rho_{\text{вз}} = \frac{353}{273+25,2} = 1,184 \text{ кг/ч}$

Массовый расход вытяжки из верхней зоны в ХП:

$$G_{\text{вз}} = 1,184 \cdot 11300 = 13379,2 \text{ кг/ч}$$

В тёплый период года температура верхней зоны равна $35,2^{\circ}\text{C}$, $\rho_{\text{вз}} = \frac{353}{273+35,2} = 1,145 \text{ кг/ч}$

Массовый расход вытяжки из верхней зоны в ТП:

$$G_{\text{вз}} = 1,145 \cdot 11300 = 12938,5 \text{ кг/ч}$$

Определяем достаточность теплоизбытков для нагрева приточного воздуха в объёме местных отсосов от температуры наружного воздуха до расчётной температуры рабочей зоны.

Холодный период.

Если приточная камера выключена, то подаваемый ею приток в количестве 150263,5 кг/ч поступает через аэрационные проёмы и должен подогреться теплоизбытками от (- 29 °C) до (+ 20 °C), расход теплоты составит:

$$Q = 1,005 \cdot 150263,5 \cdot (20 + 29) = 7399726 \text{ кДж/ч.}$$

Это значение значительно превышает теплоизбытки, поэтому схема организации воздухообмена принимается следующей. Работают: дополнительная приточная камера, воздушные души, местная вытяжка и вытяжная камера, обеспечивающая проветривание верхней зоны.

Система балансовых уравнений:

$$G_{\text{доп.приток}} + G_{\text{душ}} - G_{\text{мо}} - G_{\text{вз}} = 0$$

$$cG_{\text{доп.приток}}t_{\text{доп.приток}} + cG_{\text{душ}}t_{\text{душ}} - cG_{\text{мо}}t_{\text{прз}} - cG_{\text{вз}}t_{\text{вз}} + Q_{\text{изб}} = 0$$

Поскольку подача камеры дополнительного притока была вычислена выше, уравнение теплосодержаний содержит только одно неизвестное – температуру притока.

$$1,005 \cdot 150263,5 \cdot t_{\text{доп.приток}} + 1,005 \cdot 53133 \cdot 24,6 - 1,005 \cdot 190631 \cdot 20 - 1,005 \cdot 13379,2 \cdot 25,2 + 1065700 = 0$$

Требуемая температура притока составляет 11,9 °C, что является вполне допустимой величиной для производственного помещения кузнечного цеха.

Переходный период.

Количество теплоты, необходимое для подогрева притока от + 8 °C до + 20 °C.

$$Q = 1,005 \cdot 156623 \cdot (20 - 8) = 1888873,4 \text{ кДж/ч.}$$

Теплоизбытки равны 2623500 кДж/ч, что существенно превышает требуемые. Поэтому в переходный период принимается следующая схема воздухооб-

мена: приточная камера, осуществляющая дополнительный приток выключается, открываются верхние фрамуги и створки аэрационного фонаря, что обеспечивает проветривание верхней зоны цеха. Работают местные отсосы и воздушное душирование.

Система балансовых уравнений:

$$G_n^{aэp} + G_{душ} - G_{мо} - G_{выт}^{aэp} = 0$$

$$cG_n^{aэp}t_n^{nn} + cG_{душ}t_{душ} - cG_{мо}t_{рз} - cG_{выт}^{aэp}t_{вз} + Q_{изб} = 0$$

$$G_{пр}^{aэp} - G_{выт}^{aэp} - 190631 + 53133 = 0$$

$$1,005 \cdot 8 \cdot G_{пр}^{aэp} + 1,005 \cdot 24,6 \cdot 53133 - 1,005 \cdot 20 \cdot 190631 - 1,005 \cdot 32 \cdot G_{выт}^{aэp} + 2623500 = 0$$

Откуда $G_{пр}^{aэp} = G_{выт}^{aэp} + 137498$, после подстановки:

$$1,005 \cdot 8 \cdot (G_{выт}^{aэp} + 137498) + 1,005 \cdot 24,6 \cdot 53133 - 1,005 \cdot 20 \cdot 190631 - 1,005 \cdot 32 \cdot G_{выт}^{aэp} + 2623500 = 0$$

Количество удаляемого аэрацией воздуха составляет $G_{выт}^{aэp} = 50203 \text{ кг/ч}$

Аэрационный приток равен $50203 + 190631 = 240834 \text{ кг/ч}$.

Тёплый период.

С целью экономии электроэнергии организуется работа аэрации. Приток подаётся через нижние фрамуги, вытяжка – через аэрационный фонарь. Работают воздушные души и местная вытяжка.

$$G_n^{aэp} + G_{душ} - G_{мо} - G_{выт}^{aэp} = 0$$

$$cG_n^{aэp}t_n^{nn} + cG_{душ}t_{душ} - cG_{мо}t_{рз} - cG_{выт}^{aэp}t_{вз} + Q_{изб} = 0$$

$$G_{пр}^{aэp} - G_{выт}^{aэp} - 184303 + 54835 = 0$$

$$G_{пр}^{aэp} - G_{выт}^{aэp} - 129468 = 0 \text{ или } G_{пр}^{aэp} = G_{выт}^{aэp} + 129468$$

После подстановки, получим уравнение с одним неизвестным:

$$1,005 \cdot 24,8 \cdot (G_{выт}^{aэp} + 129468) - 1,005 \cdot 35,2 \cdot G_{выт}^{aэp} - 1,005 \cdot 30 \cdot 184303 + 1,005 \cdot 15,5 \cdot 54835 + 2981400 = 0$$

Решая уравнение, получим:

Аэрационная вытяжка составляет 144060 кг/ч , аэрационный приток:

$$144060 + 184303 = 328363 \text{ кг/ч}.$$

Таблица 1.

Тепловой баланс кузнечного цеха

Расчётный период года	Потери теплоты, кДж/ч				Теплопоступления, кДж/ч							Баланс	
	ограждения	инfiltrация	Нагрев материала	Итого	люди	солнечная радиация	мех. и эл. оборуд.	освещение	Тепловое оборуд.	остыв. материал	ИТОГО	кДж/ч	кДж/м ³ ч
Тёплый	92000	-	-	92000	4400	589000	110000	-	1280000	1090000	3073400	2981400	263,84
Переходный	207000	66000	284000	557000	9000	589000	110000	102500	1280000	1090000	3180500	2623500	232,17
Холодный	813000	246000	457800	1516800	9000	-	110000	102500	1280000	1090000	2582500	1065700	94,31

Таблица 1.

Тепловой баланс кузнечного цеха

Расчётный период года	Потери теплоты, кДж/ч				Теплопоступления, кДж/ч							Баланс	
	ограждения	инфильтрация	Нагрев материала	Итого	люди	солнечная радиация	мех. и эл. оборуд.	освещение	Тепловое оборуд.	остыв. материал	ИТОГО	кДж/ч	кДж/м ³ ч
Тёплый	92000	-	-	92000	4400	589000	110000	-	1280000	1090000	3073400	2981400	263,84
Переходный	207000	66000	284000	557000	9000	589000	110000	102500	1280000	1090000	3180500	2623500	232,17
Холодный	813000	246000	457800	1516800	9000	-	110000	102500	1280000	1090000	2582500	1065700	94,31

Глава 7. Пневматический транспорт дисперсных материалов.

Расчёт системы пневматического транспорта с центральным сборником древесных отходов



Рис.7-1 Аксонометрическая схема системы пневмотранспорта с центральным сборником отходов

Перечень станков, обслуживаемых системой:

1. Станок круглопильный ЦА 2А;
2. Станок фуговальный СФ6;
3. Станок шлифовальный ШЛК-6;
4. Станок шипорезный ШПК-40;
5. Станок полировальный П1Б;
6. Напольный отсос.

Конструктивные решения системы:

1. Центральный сборник отходов размещают в «центре нагрузок», примерно на одинаковых расстояниях от большинства станков. Крепится, обычно, к колонне; оси горизонтальных участков ответвлений расположены на высоте + 3,0 м от пола.

2. Отделение отходов, очистка воздуха от пыли производятся в циклоне Клайпежского ОКДМ.

3. Вентилятор устанавливается до циклона, поэтому должен быть «пылевым».

4. Трассировка воздуховодов от станков к сборнику отходов производится по прямой.

5. Предусмотрена установка напольного отсоса для сбора отходов, не уловленных отсосом и выпавших на пол помещения.

Основные предпосылки расчёта:

1. Расчётная величина расходной массовой концентрации $\mu_p = 0,2$ кг/кг.
2. Расчёт производится методом динамических давлений.
3. Невязку аэродинамических потерь по ответвлениям принимаем павной в пределах 10%.
4. Минимально-допустимый диаметр воздуховода или диафрагмы – 100 мм.
5. При невозможности достижения увязки аэродинамических потерь ответвлений от местных отсосов к центральному сборнику отходов подбором стандартных диаметров воздуховодов применяются конусные диафрагмы.

Последовательность расчёта:

1. По данным каталогов или справочно-нормативной литературы составляется таблица, в которой указываются минимально-допустимые расход и скорость, протяжённость, м, ответвлений и коэффициент местного сопротивления местного отсоса.

Таблица 7.1.

Минимально-допустимые расходы удаляемого воздуха и скорости
 транспортирования отходов по воздуховодам, длины ответвлений и ζ местных
 отсосов деревообрабатывающих станков

№№ отв.	Наименование станка	Минимально- допустимый расход L, м ³ /час	Минимально допустимая скорость, v, м/сек	Длина ответвления, м	ζ ответвления
1.	Круглопильный ЦА2 – 2А	850	17,0	12,2	1,0
2.	Фуговальный СФ - 6	1320	18,0	6,75	0,8
3.	Полировальный П1Б	1590	19,0	7.8	1,1
4.	Шлифовально- ленточный ШЛК-6	5087	16,0	17,3	1,1
5.	Шипорзный ШПК – 40	1270	18,0	9.35	0,8
6.	Напольный отсос	1100	18,0	13,7	1,0

2. Определяются суммы коэффициентов местных сопротивлений на ответвлениях к отдельным станкам.

Круглопильный станок:	Фуговальный станок:
приёмник отходов – 1,0 2 отвода 90°; $R/d=2 - 0,15 \times 2 = 0,30$ отвод 45° $R/d=2 - 0,09$ внезапное расширение – 1,0 $\Sigma \zeta = 2,39$	приёмник отходов – 0,8 3 отвода 90°; $R/d=2 - 0,15 \times 3 = 0,45$ внезапное расширение – 1,0 $\Sigma \zeta = 2,25$
Полировальный станок:	Шлифовально-ленточный станок:
приёмник отходов – 1,1 1 отвод 90°; $R/d=2 - 0,15$ 1 отвод 15°; $R/d=2 - 0,05$ внезапное расширение – 1,0 $\Sigma \zeta = 2,30$	приёмник отходов – 1,1 2 отвода 90°; $R/d=2 - 0,15 \times 2 = 0,30$ внезапное расширение – 1,0 $\Sigma \zeta = 2,40$
Шипорезный станок:	Напольный отсос:
приёмник отходов – 0,8 2 отвода 90°; $R/d=2 - 0,15 \times 2 = 0,30$ 1 отвода 30°; $R/d=2 - 0,09$ внезапное расширение – 1,0 $\Sigma \zeta = 2,19$	приёмник отходов – 1,0 1 отвода 90°; $R/d=2 - 0,15$ внезапное расширение – 1,0 $\Sigma \zeta = 2,15$

3. Определяется расчётная величина потерь давления для подбора диаметра ответвлений (таблица 7.2).

Подробный численный расчёт приводится для ответвления к круглопильному станку (участок 1). Для прочего оборудования результаты расчётов приведены в таблице:

- по минимально-допустимой скорости определяется требуемая величина диаметра:

$$d_{\text{тр}} = (4 L / (3600 \pi v_{\text{тр}}))^{0,5} = (850 / 900 \cdot \pi \cdot 17,0)^{0,5} = 0,1329 \text{ м}$$

Принимаем ближайшее меньшее значение величины стандартного диаметра $d = 125$ мм.

- фактическая скорость в воздуховоде:

$$V_{\text{факт}} = L / 900 \pi d^2 = 4 \times 850 / 3600 \cdot \pi \cdot 0,125^2 = 19,24 \text{ м/сек}$$

- вычисляем динамическое давление воздушного потока в воздуховоде:

$$P_d = v^2 \rho_{\text{возд}} / 2 = 19,24^2 \cdot 1,2 / 2 = 222,16 \text{ Па}$$

- выбираем по таблице 14.3 [1] значение $\lambda/d = 0,164$

- вычисляем величину $(\lambda/d) l + \Sigma \zeta = 0,164 \cdot 12,2 + 2,39 = 4,391$

- определяем потери давления в ответвлении:

$$\Delta P = [\lambda/d) l + \Sigma \zeta] \cdot P_d = 4,391 \cdot 222,16 = 975,5 \text{ Па}$$

Таблица 7.2.

Определение величины расчётной потери давления для подбора диаметра ответвлений к местным отсосам деревообрабатывающих станков

№№ отв.	Заданные величины			Принимаемые величины		
	L м³/час	V м/сек	l м	d _{тр} мм	d мм	V _{факт} м/сек
1	850	17,0	12,2	133	125	19,24
2	1320	18,0	6,75	161	160	18,24
3	1590	19,0	7,8	172	160	21,97
4	5087	16,0	17,3	335	315	18,13
5	1270	18,0	9,35	159	140	22,92
6	1100	18,0	13,7	147	140	19,85

Продолжение таблицы 7.2.

P _д , Па	λ/d	$(\lambda/d) l$	$\Sigma \zeta$	$(\lambda/d) l + \Sigma \zeta$	ΔP , Па
222,16	0,164	2,001	2,39	4,391	975,5
199,6	0,121	0,8168	2,25	3,067	612,1
289,6	0,119	0,928	2,3	3,228	934,9
197,3	0,052	0,8996	2,4	3,2996	651,1
315,19	0,141	1,318	2,19	3,508	1105,8
236,45	0,143	1,959	2,15	4,109	971,6

Принимаем расчётную величину потерь давления $\Delta P_{\text{расч}}$ по величине потерь давления в ответвлении 5: ≈ 1110 Па.

4.Подбор диаметров ответвлений на величину расчётного давления 1110 Па.

Последовательность подбора диаметра ответвления на требуемую величину потерь давления излагается на примере расчёта ответвления 2 и 4. Результаты расчёта представлены в таблице 7.3.

Таблица 7.3.

Аэродинамическая увязка ответвлений от местных отсосов
деревообрабатывающих станков к центральному сборнику отходов

№№ уч.	L, м ³ /час	l, м	ζ	$(\lambda/d) l + \zeta$	P _д	v _{тр}	d, мм
1.	850	12,2	2,39	4,39	252,85	20,53	121
2.	1320	6,75	2,25	3,067	361,92	24,56	138
3.	1590	7,8	2,3	3,228	312,89	22,84	153
4	5087	17,3	2,4	3,3	306,06	22,59	278
6	1100	13,7	2,15	4,109	245,8	20,24	136

Продолжение таблицы 7.3.

d _{ст}	v _ф	λ/d	$(\lambda/d) l + \zeta$	P _{стд}	P _ф	ΔP	Невязка, Δ%
125	19,24	0,164	4,391	222,16	975,5	134,5	12,1
140	23,82	0,141	3,2	340,44	1089,4	20,59	1,85
160	21,97	0,12	3,236	289,61	937,18	172,82	15,6
280	22,95	0,059	3,421	316,02	1080,79	20,59	1,83
140	19,85	0,143	4,109	236,4	971,4	138,63	12,43

Пересчёт участка 2.

Последовательность подбора диаметра ответвления на расчётное давление в 1110 Па.

1. определяем требуемую из условия обеспечения аэродинамической увязки величину динамического давления в предположении, что величина $[(\lambda/d) l + \zeta]$, определённая в предыдущем расчёте, останется неизменной:

$$P_d = \Delta P_{\text{расч}} / [(\lambda/d) l + \zeta] = 1110/3,067 = 361,92 \text{ Па}$$

2. находим скорость в воздуховоде, соответствующую вычисленной величине динамического давления:

$$v_{тр} = (2 P_d / \rho_{возд})^{0,5} = (2 \cdot 361,92 / 1,2)^{0,5} = 24,56 \text{ м/сек}$$

Скорость воздуха в предыдущем расчёте 23,82 м/с, новая скорость не вышла за пределы расчётного диапазона.

3. определяем величину диаметра воздуховода:

$$d = [L / (900 \cdot \pi \cdot v_{тр})]^{0,5} = [1320 / (900 \cdot 3,142 \cdot 24,56)]^{0,5} = 0,138 \text{ м}$$

Принимаем расчётную величину стандартного диаметра равной 140 мм.

Примечание: требуемая скорость вышла за пределы скоростного диапазона, при котором в предыдущем расчёте вычислялись $[(\lambda/d) l + \zeta]$, требуемый диаметр также изменился, поэтому требуемые динамическое давление, скорость и потери давления в воздуховоде следует вычислять с использованием нового значения характеристики сопротивления для диаметра 140 мм:

Уточнение:

- скорость воздуха в воздуховоде диаметром 140 мм;

$$v = L / (900 \pi d^2) = 1320 / (900 \cdot 3,142 \cdot 0,14^2) = 23,82 \text{ м/с.}$$

- динамическое давление в стандартном воздуховоде:

$$P_d^{ст} = v^2 \rho_{возд} / 2 = 23,82^2 \cdot 1,2 / 2 = 340,44 \text{ Па}$$

- величина $(\lambda/d) l + \zeta = 0,141 \cdot 6,75 + 2,25 = 3,2$

- фактические потери давления:

$$P_f = P_d^{ст} [(\lambda/d) l + \zeta] = 340,44 \cdot 3,2 = 1089,4 \text{ Па.}$$

- давление, которое необходимо погасить в диафрагме:

$$\Delta P = \Delta P_{расч} - P_f = 1110 - 1089,4 = 20,59 \text{ Па}$$

- невязка давлений составляет:

$$\Delta\% = (\Delta P / \Delta P_{расч}) \cdot 100 = (20,59 / 1110) \cdot 100 = 1,85\%$$

Пересчёт участка 4.

Последовательность подбора диаметра ответвления на расчётное давление в 1110 Па.

1. определяем требуемую из условия обеспечения аэродинамической увязки величину динамического давления в предположении, что величина $[(\lambda/d) l + \zeta]$, определённая в предыдущем расчёте, останется неизменной:

$$P_d = \Delta P_{\text{расч}} / [(\lambda/d) l + \zeta] = 1110/3,3 = 333,33 \text{ Па}$$

2. находим скорость в воздуховоде, соответствующую вычисленной величине динамического давления:

$$v_{\text{тр}} = (2 P_d / \rho_{\text{возд}})^{0,5} = (2 \cdot 333,33 / 1,2)^{0,5} = 23,57 \text{ м/сек}$$

3. определяем величину диаметра воздуховода:

$$d = [4 \cdot L / (3600 \cdot \pi \cdot v_{\text{тр}})]^{0,5} = [4 \cdot 5087 / (3600 \cdot 3,142 \cdot 23,57)]^{0,5} = 0,276 \text{ м}$$

Принимаем расчётную величину стандартного диаметра равной 280 мм.

Уточнение:

• скорость воздуха в воздуховоде диаметром 280 мм:

$$v = 4 L / (3600 \pi d^2) = 4 \cdot 5087 / (3600 \cdot 3,142 \cdot 0,28^2) = 22,95 \text{ м/с}$$

• динамическое давление в стандартном воздуховоде:

$$P_d^{\text{ст}} = v^2 \rho_{\text{возд}} / 2 = 22,95^2 \cdot 1,2 / 2 = 316,02 \text{ Па}$$

• величина $(\lambda/d) l + \zeta = 0,059 \cdot 17,3 + 2,4 = 3,42$

• фактические потери давления:

$$P_{\text{ф}} = P_d^{\text{ст}} [(\lambda/d) l + \zeta] = 316,02 \cdot 3,42 = 1080,79 \text{ Па}$$

• давление, которое необходимо погасить в диафрагме:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{расч}} - P_{\text{ф}} = 1110 - 1080,79 = 20,21 \text{ Па}$$

• невязка давлений составляет:

$$\Delta\% = (\Delta P / \Delta P_{\text{расч}}) 100 = (20,21 / 1110) \cdot 100 = 1,82\%$$

Результаты расчётов диаметров прочих ответвлений, приведенные в таблице 7.3 показывают, что невязки, превышающие 10%, имеют место на участках 1, 3 и 6. Избыточное давление необходимо погасить в конических диафрагмах, последовательность подбора которых представлена на примере подбора диафрагмы для ответвления 2.

Подбор конической диафрагмы для участка 2.

Выше было указано, что минимальный диаметр не может приниматься меньшим 100 мм во избежание засора диафрагм.

Конусную диафрагму можно подобрать по данным [2]. Принимается диафрагма с углом раскрытия образующих 20° ($\text{tg}20^\circ = 0,364$).

Последовательность расчёта диафрагмы:

- вычисляем требуемый коэффициент местного сопротивления диафрагмы:

$$\zeta = \Delta P / P_{\text{ст}_д} = 379,84 / 199,4 = 1,9$$

- по таблице 22.50 Справочника проектировщика, ч.3, книга 2, -М.: Стройиздат, 1992 определяем, что данному ζ соответствует отношение скорости в воздуховоде $v_1 = 18,23$ м/сек к скорости в диафрагме v_2 равное 0,42, откуда $v_2 = 43,4$ м/сек;

- требуемый диаметр диафрагмы $d_d = [4 L / (3600 \pi v_{\text{тр}})]^{0,5}$ или $d_d = [4 \cdot 1320 / (3600 \cdot 3,141 \cdot 43,4)]^{0,5} = 0,1037$ м или 103,7 мм

- длина диафрагмы $l = (d - d_d) / 2 \text{tg} \alpha = (160 - 103,7) / (2 \cdot 0,364) = 77,3$ мм

Аналогично подбирается диафрагма для участка 4.

5.От центрального сборника отходы в количестве 11217 м³/час перемещаются по транзитному воздуховоду, длиной 13,2 м. Во избежание выпадения отходов скорость в нём не может выбираться ниже 19,0 м/сек, то есть не ниже максимальной из минимально-допустимых скоростей ответвлений, присоединённых к сборнику отходов.

Местные сопротивления.

-вход в воздуховод из сборника – 0,1

-4 отвода $90^\circ R/d = 2,0 - 4 \cdot 0,15 = 0,6$

-отвод $45^\circ R/d = 2,0 - 0,09$

$$\Sigma \zeta = 0,79$$

Потери давления в транзитном воздуховоде рассчитываются аналогично п.3 настоящего расчёта и составляют 282,3 Па.

Давление расходуется так же на подъём транспортируемого материал дважды: на подъём от местного отсоса до сборника отходов – 2,5 м, и от пылевого вентилятора до входного патрубка циклона – 4,2 м. Итого общая для рассчитываемой системы общая высота подъёма материала z составляет – 6,7 м. Затраты на подъём вычисляем по формуле:

$$\Delta p_{\text{подъема}} = g \cdot \mu \cdot \rho \cdot z = 9,81 \cdot 0,2 \cdot 1,2 \cdot 6,7 = 15,77 \text{ Па}$$

Отделение древесных отходов от воздуха производим в циклоне Клайпедского ОЭКДМ. Расчётное количество воздуха с учётом 15% присоса составит:

$$L_{\text{расч}} = 1,15 (850 + 1320 + 1590 + 5087 + 1270 + 1100) = 12900 \text{ м}^3/\text{час}.$$

Принимаем к установке циклон №20 с сопротивлением в 1000 Па.

Расчётные потери давления в сети с учётом запаса в 10%:

$$P_{\text{пот}} = 1,1 (1110 + 15,77 + 282,3 + 1000) = 2648,88 \text{ Па}.$$

К установке принимаем пылевой вентилятор ВР100-45-6,3-02 с клиноремённой передачей, укомплектованный электродвигателем АИР160М4, мощностью 18,5 кВт и частотой вращения 1500 об/мин. Клиноремённая передача обеспечивает частоту вращения рабочего колеса вентилятор 1810 об/мин. Требуемые параметры работы вентилятора: подача – 12900 м³/ч.; напор 2650 Па, частота вращения 1980 об/мин, КПД = 54%. Требуется замена шкива на электродвигателе для обеспечения частоты вращения рабочего колеса вентилятора в 1980 об/мин.

Проверка достаточности мощности поставляемого электродвигателя:

$$N = \frac{L \times \Delta p}{3600 \times \eta_{\text{передачи}} \times \eta_{\text{вент}} \times 1000} = \frac{12900 \times 2650}{3600 \times 0,8 \times 0,54 \times 1000} = 24,2 \text{ кВт} > 18,5 \text{ кВт}$$

Вывод: электродвигатель необходимо заменить на более мощный.

Литература

1. Тертичник Е.И. Вентиляция: Учебник. – М.: Изд-во АСВ, 2015. – 608 с.
2. СНиП 41-01-2003. Отопление, вентиляция, кондиционирование.

Глава 8. Воздушное душирование рабочих мест. Воздушные завесы шиберного типа.

Подбор душирующих патрубков

Исходные данные.

Подобрать душирующие патрубки для двух рабочих мест в кузнечном цехе при расстояниях от патрубка до рабочего места 2,4 и 4,6 м. Интенсивность теплового облучения рабочих мест – 1400 Вт/м^2 , душирование выполняется наружным воздухом. Температуры воздуха рабочей зоны для тёплого периода года $+29^\circ\text{C}$, в холодного и переходного $+16^\circ\text{C}$. Наружного для холодного периода $(-27)^\circ\text{C}$, тёплого $(+24,6)^\circ\text{C}$. Степень тяжести работы - тяжёлая III. Рекомендуются адиабатическое охлаждение воздуха.

Предварительные операции.

В соответствии с нормами, при интенсивности теплового облучения в 1400 Вт/м^2 , скорость воздуха на рабочем месте может приниматься в пределах $2...3,5 \text{ м/с}$, температура воздуха $16...22^\circ\text{C}$ при температуре рабочей зоны $+29...31^\circ\text{C}$. Принимаем в качестве расчётных значений на рабочих местах: скорость – $3,5 \text{ м/с}$, температуру – 22°C . Согласно I-d диаграммы, адиабатически наружный воздух можно охладить до $+18,5^\circ\text{C}$, с учётом подогрева воздуха в вентиляторе на $+0,5^\circ\text{C}$, минимальная при адиабатическом охлаждении температура воздуха на выходе из душирующего патрубка составит $+19^\circ\text{C}$.

Выписываем характеристики типоразмеров душирующих патрубков типа УДВ, пригодных для данного случая душрования.

Воздухораспределитель	Марка	Размеры, мм			Расчётная площадь $F_0, \text{ м}^2$	Коэффициенты		
		d_0	b_0	l_0		m	n	ζ
Универсальный душирующий воздухораспределитель типа УДВ	УДВ-1	450	400	400	0,17	6	4,9	2,1
	УДВ-2	630	600	600	0,38			
	УДВ-3	900	800	800	0,68			

Решение.

Вариант 1. Подбор патрубка для рабочего места, находящегося на расстоянии в 2,4 м от душирующего патрубка. Душирование производится начальным участком струи.

Начальный участок струи:

Требуемая площадь приточного отверстия:

$$A_{0,2} = 2,0164 - 0,71x + 0,0625x^2 = 2,0164 - 0,71 \cdot 2,4 + 0,0625 \cdot 2,4^2 = 0,672 \text{ м}^2$$

Принимаем к установке патрубок УВД-3 с площадью приточного отверстия 0,68 м².

Проверим длину начального участка:

$$x = m\sqrt{A_0} = 6 \cdot \sqrt{0,68} = 4,948 > 2,4 \text{ м}$$

Рабочее место находится в пределах начального участка струи.

Проверим диаметр струи на рабочем месте:

- условный диаметр струи: $r_{\text{усл}} = \sqrt{A_0} = \sqrt{0,68} = 0,825 \text{ м}$
- условный радиус струи на рабочем месте:

$$r_x = r_0 \left(1 + 0,125 \frac{x}{r_0} \right) = 0,825 \left(1 + 0,125 \cdot \frac{2,4}{0,825} \right) = 1,125 > 0,71 \text{ м}$$

Площадка 1х1 м полностью размещается в зоне прямого действия струи.

- Требуемая скорость притока:

$$v_0 = v_{cp} \frac{1 + 0,125 \frac{x}{r_0}}{1 + 0,0425 \frac{x}{r_0} + 0,0036 \left(\frac{x}{r_0} \right)^2} = 3,5 \frac{1 + 0,125 \frac{2,4}{0,825}}{1 + 0,0425 \frac{2,4}{0,825} + 0,0036 \left(\frac{2,4}{0,825} \right)^2} = 4,195 \text{ м/с}$$

Требуемая температура притока:

Нормируемый перепад температур на рабочем месте:

$$\Delta t_{cp} = t_{cp.pм} - t_{pз} = 22 - 29 = -7^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_0 = \Delta t_{cp} \frac{1 + 0,125 \frac{x}{r_0}}{1 + 0,045 \frac{x}{r_0} + 0,005 \left(\frac{x}{r_0} \right)^2} = 7,0 \frac{1 + 0,125 \frac{2,4}{0,825}}{1 + 0,045 \frac{2,4}{0,825} + 0,005 \left(\frac{2,4}{0,825} \right)^2} = -8,14^\circ \text{C}$$

Температура притока: $t_0 = t_{pz} - \Delta t_0 = 22 - 8,14 = 20,86^\circ C$.

Вывод: при душировании начальным участком возможно применение адиабатического охлаждения воздуха.

Расход воздуха: $L = 3600 v_0 A_0 = 3600 \cdot 4,2 \cdot 0,68 = 10281 \text{ м}^3 / \text{ч}$.

Искусственный холод не требуется.

В холодный период года расход по притоку сохраняется, но температура притока составит:

$$t_0 = t_{pm} + \Delta t_0 = 16 + 8,14 = 24,14^\circ C$$

Расход теплоты, кДж/ч:

$$Q = c_p \rho L (t_0 + t_n) = 1,005 \cdot 1,2 \cdot (24,14 + 27) = 646477 \text{ кДж} / \text{ч}$$

Вариант 2. Подбор патрубка для рабочего места, находящегося на расстоянии в 4,6 м от душирующего патрубка. Душирование выполняется основным участком струи.

$$A_0 = \frac{\left(e^{-0,148721 \cdot 10^{-27} \frac{0,4661 \cdot 10^{28} x^2 - 0,2521 \cdot 10^{30}}{x^2}} \right)^2}{m^2} = \frac{\left(e^{-0,148721 \cdot 10^{-12} \frac{0,4661 \cdot 10^{28} \cdot 4,6^2 - 0,2521 \cdot 10^{30}}{4,6^2}} \right)}{6^2} = 0,24 \text{ м}^2$$

Принимаем к установке душирующий патрубок УДВ-2, $A_0 = 0,38 \text{ м}^2$

Проверим длину начального участка: $x = m \sqrt{A_0} = 6 \cdot \sqrt{0,38} = 3,7 \text{ м}$

Душирование патрубком УВД-2 происходит основным участком струи.

Скорость в центре расчётной площадки:

$$v_{ось, pm} = \frac{v_{cp, pm}}{0,14475 \operatorname{erf} \left(\frac{6,1225}{x} \right) \cdot x} = \frac{3,5}{0,14475 \cdot 0,94 \cdot 4,6} = 5,592 \text{ м} / \text{с}$$

Скорость притока:

$$v_0 = \frac{x v_{ось, pm}}{m \sqrt{A_0}} = \frac{4,6 \cdot 5,592}{6 \sqrt{0,38}} = 6,954 \text{ м} / \text{с}$$

Расход воздуха душирующим патрубком:

$$L = 3600 \nu A_0 = 3600 \cdot 6,954 \cdot 0,38 = 9513 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Тёплый период года.

Избыточная температура в центре расчётной площадки:

- средняя избыточная температура на рабочем месте:

$$\Delta t_{cp,pm} = t_{pm} - t_{pz} = 29^\circ - 22^\circ = -7^\circ \text{C}$$

- разность температур в центре расчётной площадки и рабочей зоны:

$$\Delta t_{ось,pm} = \frac{\Delta t_{cp,pm}}{0,16183 \operatorname{erf}\left(\frac{5,47614}{x}\right)x} = \frac{-7}{0,16183 \operatorname{erf}\left(\frac{5,47614}{4,6}\right) \cdot 4,6} = -10,36^\circ \text{C}$$

Избыточная температура на выходе из насадка:

$$\Delta t_0 = \frac{x \Delta t_{ось,pm}}{n \sqrt{A_0}} = \frac{4,6 \cdot (-10,36)}{4,9 \sqrt{0,38}} = -19,84^\circ \text{C}$$

Температура на выходе из насадка: $t_0 = t_{pz} + \Delta t_0 = 29 - 19,84 = 9,16^\circ \text{C}$

Расход холода:

$$Q = c_p \rho L (t_n - t_0) = 1,005 \cdot 1,2 \cdot 9513 \cdot (24,6 - 9,16) = 130560 \text{ кДж} / \text{ч}$$

Холодный период года.

Избыточная температура в центре расчётной площадки:

- средняя избыточная температура на рабочем месте:

$$\Delta t_{cp,pm} = 22^\circ - 16^\circ = 6^\circ \text{C}$$

- разность температур в центре расчётной площадки и рабочей зоны:

$$\Delta t_{ось,pm} = \frac{\Delta t_{cp,pm}}{0,16183 \operatorname{erf}\left(\frac{5,47614}{x}\right)x} = \frac{6}{0,16183 \operatorname{erf}\left(\frac{5,47614}{4,6}\right) \cdot 4,6} = 8,88^\circ \text{C}$$

Избыточная температура на выходе из насадка:

$$\Delta t_0 = \frac{x \Delta t_{ось,pm}}{n \sqrt{A_0}} = \frac{4,6 \cdot 8,88}{4,9 \sqrt{0,38}} = 13,52^\circ \text{C}$$

Температура на выходе из насадка: $t_0 = t_{pz} + \Delta t_0 = 16 + 13,52 = 29,52^\circ \text{C}$

Расход теплоты:

$$Q = c_s \rho L (t_n - t_0) = 1,005 \cdot 1,2 \cdot 9513 \cdot (29,52 + 27) = 648435 \text{ кДж / ч}$$