

Глава 1. Энергосбережение, энергоэффективность и энергосберегающее инженерное оборудование в зданиях

Расчет энергетических показателей здания

В качестве примера приведем результаты расчетов для упомянутого в лекционном материале характерного здания-представителя – средней школы по типовому проекту 221-1-25-387¹ в г. Москве. В первом варианте возьмем сопротивление теплопередаче R_o^{mp} по данным табл. 3 СП 50.13330.2012 «Актуализированная редакция СНиП 23-02-2003 "Тепловая защита зданий"» (далее – СП 50) для вычисленного значения ГСОП, во втором – со снижением в указанных в п.5.2 СП 50 пределах, т.е. m_p не ниже 0,63 для наружной стены и m_p не ниже 0,8 – для покрытия. Перекрытие над подвалом и заполнения светопроемов в обоих случаях принимаем с $m_p = 1$, т.е. сравниваем только базовый и пониженный уровень теплозащиты основных несветопрозрачных конструкций. Площади ограждающих конструкций принимаем по строительным чертежам: $A_{нс} = 1014 \text{ м}^2$ (наружная стена), $A_{пт} = 1397 \text{ м}^2$ (покрытие) и $A_{пл} = 1397 \text{ м}^2$ (перекрытие над подвалом), $A_{ок} = 464 \text{ м}^2$ (окна), а соответствующие коэффициенты положения n_i равными 1 для всех ограждений, кроме пола над подвалом, где $n = 0,6$. Отапливаемый объем здания равен $V_{от} = 10102 \text{ м}^3$. Считаем среднюю температуру внутреннего воздуха в здании для расчета системы отопления $t_e = +18 \text{ °C}$ по требованиям ГОСТ 30494-2011, среднюю температуру наружного воздуха за отопительный период $t_{от} = -2,2 \text{ °C}$ и его продолжительность $z_{от} = 205$ сут по табл. 1 СП 131.13330.2012 для г. Москвы, тогда $ГСОП = (18+2,2) \cdot 205 = 4141 \text{ °C} \cdot \text{сут/г}$. Результаты расчетов сводим в таблицы 1 и 1а.

¹ Строительный каталог. Перечень типовой документации общественных зданий для строительства в городах и поселках городского типа. – М.: ГУП ЦПП. – 1994.

Таблица 1

Теплотехнические показатели здания (вариант 1)

Ограждение	$A_i, \text{м}^2$	$R_i, \text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$	n_i	$A_i n_i / R_i, \text{Вт}/\text{К}$	$K_{\text{комп}} = \frac{A_{\text{н}}^{\text{сум}}}{V_{\text{от}}}, \text{м}^{-1}$	$K_{\text{общ}} = \frac{\sum n_i A_i / R_i}{A_{\text{н}}^{\text{сум}}}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$k_{\text{об}} = K_{\text{комп}} K_{\text{общ}}, \text{Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$
Наружная стена	1014	2,849	1	356	0,423	0,448	0,189
Бесчердачное покрытие	1397	4,271	1	327			
Пол над подвалом	1397	3,763	0,6	223			
Окна	464	0,461	1	1007			
Сумма	$A_{\text{н}}^{\text{сум}} = 4272$	–	–	$\sum n_i A_i / R_i = 1913$			

Таблица 1а

Теплотехнические показатели здания (вариант 2)

Ограждение	$A_i, \text{м}^2$	$R_i, \text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$	n_i	$A_i n_i / R_i, \text{Вт}/\text{К}$	$K_{\text{комп}} = \frac{A_{\text{н}}^{\text{сум}}}{V_{\text{от}}}, \text{м}^{-1}$	$K_{\text{общ}} = \frac{\sum n_i A_i / R_i}{A_{\text{н}}^{\text{сум}}}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$k_{\text{об}} = K_{\text{комп}} K_{\text{общ}}, \text{Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$
Наружная стена	1014	1,795	1	565	0,423	0,516	0,218
Бесчердачное покрытие	1397	3,416	1	409			
Пол над подвалом	1397	3,763	0,6	223			
Окна	464	0,461	1	1007			

Сумма	$A_H^{сум} =$ $= 4272$	–	–	$\Sigma n_i A_i / R_i = 2204$
-------	---------------------------	---	---	-------------------------------

Требуемая теплозащитная характеристика рассчитывается по формуле (5.5) СП 50:

$$k_{об}^{тр} = \frac{0.16 + \frac{10}{\sqrt{V_{от}}}}{0,00013 \cdot ГСОП + 0,61}, \text{ для } V_{от} > 960 \text{ м}^3, \text{ откуда в данном случае получается}$$

$k_{об}^{тр} = 0,226 \text{ Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$. Таким образом, оба варианта в итоге удовлетворяют требованию $k_{об} \leq k_{об}^{тр}$, поэтому возможно их технико-экономическое сравнение.

Принимая $R_0^{пр}$ отдельно для каждого варианта из таблиц 1 и 1а, а количество теплотехнических неоднородностей по строительным чертежам здания, расчет в целом можно оформить в виде таблицы 2. Площадь фасада была определена по чертежам и составляет 400 м^2 . Конструкция стены для вычисления толщины утеплителя приведена в таблице 2а.

Таблица 2.

Сводная таблица тепловых потоков через теплопроводные включения и узлы

Вид неоднородности	Ед. изм.	Суммарная протяженность линейных элементов, м	Удельная длина l_j , м/м ² , или количество точечных элементов n_k , шт/м ²	Значение величины дополнительно теплого потока ψ_j , Вт/(м·К), или χ_k , Вт/К ²	Дополнительные потери теплоты через узлы (произведение значений, указанных в кол. 4 и 5), Вт/(м ² ·К)
1	2	3	4	5	6
Тарельчатые дюбели	шт	–	6	0,005	0,03
Оконные откосы	м	305	0,7625	0,06	0,053375
Углы вогнутые	м	19,2	0,048	–0,2	–0,0096
Углы выпуклые	м	38,4	0,096	0,15	0,0144
Примыкание к фундаменту	м	41,7	0,10425	0,34	0,072975

² СП 230.1325800.2015 «Конструкции ограждающие зданий. Характеристики теплотехнических неоднородностей. – Минстрой России. – 2015.

Примыкание к кровле	м	41,7	0,10425	0,38	0,006672	
1	Суммарные дополнительные удельные теплотери через теплотехнические неоднородности $\Delta K = \sum \psi_j l_j + \sum \chi_k n_k$, Вт/(м ² ·К) – итого по кол.б				0,2279	
	Теплотехнические показатели стены				Вар.1	Вар.2
2	Коэффициент теплопередачи K , Вт/(м ² ·К), соответствующий требуемому приведенному сопротивлению теплопередаче $R_o^{np}: K = \frac{1}{R_o^{np}}$				0,351	0,557
3	$U_{тр} = K - \Delta K$				0,123	0,329
4	$R_{ут}$, м ² ·К/Вт – по формуле (3.11)				7,084	1,998
5	Требуемая толщина слоя утеплителя $\delta_{ут}$, м, где $\lambda_{ут}$ – теплопроводность материала утеплителя, Вт/(м·К): $\delta_{ут} = R_{ут} \lambda_{ут}$				0,290	0,082
6	Коэффициент теплотехнической однородности (для оценки эффективности использования утеплителя) $r = \frac{U_{тр}}{K}$				0,351	0,591

Таблица 2а.

Конструкция наружной стены

№	Материал слоя	Плотность ρ , кг/м ³	Толщина δ , м	Удельная теплоемкость C_o , кДж/(кг·К) (по прил. Т СП 50)	Коэффициенты (по прил. Т СП 50)		
					теплопроводности λ_b , Вт/(м·К)	теплоусвоения S_b , Вт/(м ² ·К)	паропроницаемости μ , мг/(м·ч·Па)
1	Кирпич керамический эффективный красный на цементно-песчаном растворе	1400	0,51	0,88	0,58	7,56	0,16
2	Утеплитель “ROCKWOOL- Лайт батс”	37	По расчёту	0,84	0,041	0,73	0,3
3	Цементно-песчаная	1800	0,02	0,84	0,93	11,09	0,09

	штукатурка						
--	------------	--	--	--	--	--	--

Таким образом, в первом варианте величина r заметно меньше. Таким образом, повышение уровня теплозащиты приводит к ухудшению эффективности использования теплоизоляции из-за того, что увеличивается относительный вклад дополнительных теплопотерь через точечные и линейные элементы стены, определяемый только ее геометрией и конструкцией. Поэтому общий объем теплоизоляции в первом случае будет больше не только вследствие роста R_o^{np} , но и по причине уменьшения параметра r .

Принимаем коэффициенты теплотехнической однородности для стены $r_{нс}$ в каждом варианте по таблице 2, а для покрытия и перекрытия над подвалом возьмем ориентировочно $r_{пт} = r_{пл} = 0,95$. Капитальные затраты на теплоизоляцию $K_{ти}$, руб., в каждом варианте рассчитываются, исходя из объема теплоизоляционного материала в конструкциях $V_{ти}$, м³, определяемого с учетом величины $\lambda_{ут}$, и его стоимости $C_{ти}$, руб/м³. В рассматриваемом примере считаем $\lambda_{ут} = 0,041$ Вт/(м·К) и $C_{ти} = 2600$ руб/м³ по среднерыночным ценам 2015 года. Принимаем также стоимость тепловой энергии по данным ОАО «МОЭК» для нежилых зданий $C_T = 1720,9$ руб./Гкал. Коэффициент учета дополнительных теплопотерь $\beta = 1,13$ для общественного протяженного здания из прил. Г СП 50. Расчетный срок эксплуатации здания $T_{ам} = 50$ лет. В данном случае разницей в расходе электроэнергии на системы отопления и в заработной плате рабочих можно пренебречь, поэтому годовые эксплуатационные затраты можно считать как $\mathcal{E} = \mathcal{E}_{ам} + \mathcal{E}_{т.от}$ (только амортизационные отчисления и тепловая энергия), руб./г. Вычисления сводим в таблицы 3 и 3а.

Таблица 3.

Технико-экономические показатели здания (вар. 1)

Ограждение	$A_i, \text{м}^2$	$R_i, \text{м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$	r_i	n_i	$\delta_{ти}, \text{м}$	$V_{ти,i}, \text{м}^3$ – объем теплоизоляц	$n_i A_i / R_i, \text{Вт} / \text{К}$
------------	-------------------	--	-------	-------	-------------------------	--	---------------------------------------

						ии	
Наружная стена	1014	2,85	0,35	1	0,29	294	356
Бесчердачное покрытие	1397	4,27	0,95	1		206	327
Пол над техподпольем	1397	3,76	0,95	0,6		181	223
Окна	464	0.46	–	1		-	1007

Здесь $\Sigma Q_{от}$ – суммарная мощность системы отопления здания, Вт; $V_{ти.i} = 0,8\lambda_{yt}R_iA_i/r_i$ – объем теплоизоляции. Для наружных стен более точно $V_{ти} = \delta_{ти}A_{нс}$, где $\delta_{ти}$ принимается по таблице 2.

$\Sigma V_{ти} =$	682	$\Sigma n_i A_i / R_i$ =	1913
		$\Sigma Q_{от} =$	99,9
$K_{ти} =$	1774025 руб	$\mathcal{E}_{т.от} =$	346916 руб/год
$\mathcal{E}_{ам} =$	53221 ³ руб/год	$\mathcal{E} =$	400137 руб/год

³ При расчетном сроке службы здания Там = 50 лет.

Технико-экономические показатели здания (вар. 2)

Ограждение	$A_i, \text{ м}^2$	$R_i, \text{ м}^2 \cdot \text{К/ВТ}$	r_i	n_i	$\delta_{\text{ти}}, \text{ м}$	$V_{\text{ти},i}, \text{ м}^3$ – объем теплоизоляции	$n_i A_i / R_i, \text{ ВТ/К}$	
Наружная стена	1014	1,795	0,59	1	0,05	50,7	565	
Бесчердачное покрытие	1397	3,416	0,95	1		165	409	
Пол над техподпольем	1397	3,763	0,95	0,6		181	223	
Окна	464	0,461	–	1		–	1007	
					$\Sigma V_{\text{ти}} =$	397	$\Sigma n_i A_i / R_i =$	2204
							$\Sigma Q_{\text{от}} =$	115,1
					$K_{\text{ти}} =$	1032350	$\mathcal{E}_{\text{т.от}} =$	399645 руб/год
					$\mathcal{E}_{\text{ам}} =$	30970 руб/год	$\mathcal{E} =$	430615 руб/год

Вычисляем совокупные дисконтированные затраты (СДЗ) по формуле:

$$\text{СДЗ} = K(1 + p/100)^T + \mathcal{E} \left[(1 + p/100)^T - 1 \right] (100/p), \text{ руб,}$$
 для каждого из вариантов по данным таблиц 3 и 3а при норме дисконта в размере 14% годовых. По полученным данным строим графики СДЗ для каждого из вариантов (рисунок 1). Легко видеть, что графики СДЗ не пересекаются, что свидетельствует об отсутствии окупаемости дополнительных капитальных

затрат на доведение теплозащиты наружных стен и покрытия до базового уровня. Поэтому для дальнейшей разработки принимаем второй вариант теплозащиты с уменьшенными значениями R_i .

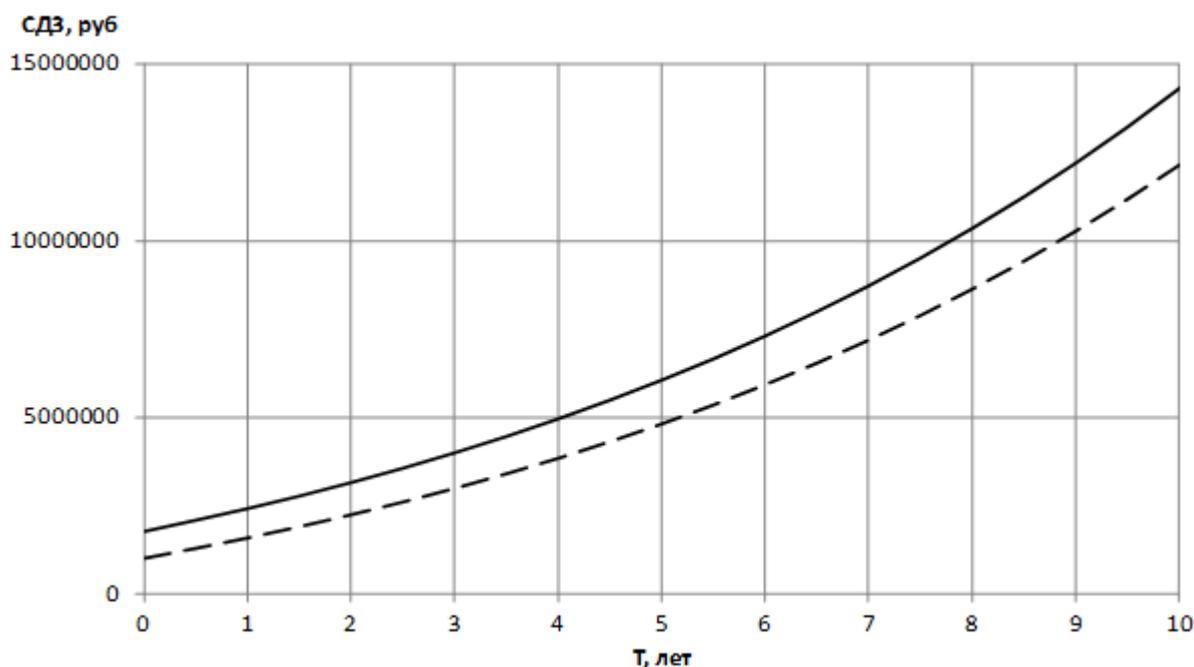


Рис.1. Зависимость СДЗ от T для сравниваемых вариантов

Обоснование применения энергосберегающего оборудования

Проведем технико-экономическое обоснование устройства утилизации теплоты вытяжного воздуха с промежуточным теплоносителем в системе механической вентиляции для здания средней школы в г. Москве, использованного в Примере 1.

В данном случае можно более точно определить проектный коэффициент температурной эффективности теплоутилизатора построением процесса обработки воздуха в $I-d$ -диаграмме. Расчет ведем по рекомендациям раздела 1.4 лекционного материала⁴. Пусть $L_{\text{п}} = L_{\text{у}} = 15200 \text{ м}^3/\text{ч}$ (см. раздел 1.4 лекционного материала); $t_{\text{н}} = -28^\circ\text{C}$; $I_{\text{н}} = -27,3 \text{ кДж/кг}$ (параметры «Б» в холодный период для Москвы по данным предыдущей редакции СП 131.13330.2012, т.е. СНиП

⁴ О.Д.Самарин. Вопросы экономики в обеспечении микроклимата зданий. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во АСВ. – 2015.– 134 с.

23-01-99*); $t_{\text{п}} = +16^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{y}} = +22^{\circ}\text{C}$; $I_{\text{y}} = 38,5$ кДж/кг, $d_{\text{y}} = 6,25$ г/кг (из расчета процесса изменения состояния воздуха в помещении). Наносим на $I-d$ -диаграмму точку F , соединяем ее с $У$ и отмечаем точку $О$. Параметры точки $О$: $t_{\text{o}} = +4,1^{\circ}\text{C}$, $I_{\text{o}} = 16,4$ кДж/кг, $d_{\text{o}} = 4,35$ г/кг. Поскольку $d_{\text{o}} < d_{\text{y}}$, охлаждение будет идти с конденсацией. Условные температуры: $t_{\text{y,усл}} = +27,2^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{o,усл}} = +5^{\circ}\text{C}$.

Плотность воздуха: $\rho_{\text{п}} = \frac{353}{273+16} = 1,221$ кг/м³; $\rho_{\text{y}} = \frac{353}{273+22} = 1,197$ кг/м³.

Массовый расход уходящего воздуха: $G_{\text{y}} = 15200 \cdot 1,197 = 18194$ кг/ч.

Количество передаваемой теплоты: $Q_{\text{yt}} = 18194 \cdot (38,5 - 16,4)/3,6 = 111691$

Вт. Массовый расход нагреваемого воздуха: $G_{\text{п}} = 15200 \cdot 1,221 = 18559$ кг/ч.

Температура воздуха после теплоотдающей секции: $t_{\text{yt}} = \frac{111691 \cdot 3,6}{18559 \cdot 1,005} - 28 =$

$-6,44^{\circ}\text{C}$, что ниже $+2$, так что параметры точки F выбраны правильно.

Коэффициент температурной эффективности: $k_{\text{эф}} = \frac{-6,44+28}{22+28} = 0,43$, что лежит

в оптимальном диапазоне (большее в данном случае достигнуть трудно из-за опасности обмерзания воздухоохладителя). Заметим, что эта величина весьма близка к ориентировочному значению 0,45, использованному в разделе 1.4 лекционного материала. Тогда получим:

$$\mathcal{E}_{\text{т.вент1}} = (84/7) \cdot 18559 \cdot 1,005 \cdot 4515 \cdot (1 - 0,43) \cdot 1290,81 \cdot 10^{-6}/4,19 = 177454 \text{ руб/г.};$$

$$\mathcal{E}_{\text{т.вент2}} = (84/7) \cdot 18559 \cdot 1,005 \cdot 4515 \cdot (1 - 0) \cdot 1290,81 \cdot 10^{-6}/4,19 = 311323 \text{ руб/г.}$$

Поскольку в рассматриваемом примере альтернативный вариант вообще не предусматривает применения теплоутилизации, считаем здесь $k_{\text{эф}} = 0$. Кроме того, в отличие раздела 1.4 лекционного материала, уже нельзя пренебрегать разницей в затратах электроэнергии.

При наличии теплоутилизации установленная мощность вентиляторов $N_{\text{уст}}$ будет выше из-за повышенного аэродинамического сопротивления установок. Принимаем по таблице 1.11 раздела 1.4 лекционного материала удельную мощность приточной системы в размере 0,35 кВт на тыс. м³/ч и ее приращение

за счет установки теплоутилизационного оборудования 0,05 кВт на тыс. м³/ч, а для вытяжной – соответственно 0,27 и 0,1. Тогда для второго варианта (без утилизации) $N_{уст.2} = (0,35 + 0,27) \cdot 15,2 = 9,42$ кВт, а для первого варианта $N_{уст.1} = (0,35 + 0,05 + 0,27 + 0,1) \cdot 15,2 = 11,7$ кВт. Здесь $15,2 = 15200/1000$ – величина $L_{п} = L_{у}$ в тыс. м³/ч. В соответствии с данными раздела 1.4 лекционного материала, принимаем среднее значение $z_p = 84/7 = 12$ час в сутки. Стоимость электроэнергии по табл.5 (см. сноску 4) для прочих потребителей 3,01 руб/(кВт·ч) в ценах 2010 года.

Таким образом:

$$\mathcal{E}_{эл1} = 12 \cdot 365 \cdot 11,7 \cdot 3,01 = 154250 \text{ руб/г.};$$

$$\mathcal{E}_{эл2} = 12 \cdot 365 \cdot 9,42 \cdot 3,01 = 124191 \text{ руб/г.}$$

Капитальные затраты на устройство теплоутилизации с промежуточным теплоносителем для 1-го варианта были определены в разделе 1.4 лекционного материала: $K_1 = 281699$ руб. По 2-му варианту $K_2 = 0$ из-за отсутствия теплоутилизации. Поэтому амортизационные отчисления при расчетном сроке службы системы $T_{ам} = 15$ лет: $\mathcal{E}_{ам.1} = 1,5 \cdot 281699/15 = 28170$ руб/г.; $\mathcal{E}_{ам.2} = 0$.

Суммарные годовые эксплуатационные затраты: $\mathcal{E}_1 = \mathcal{E}_{т.вент1} + \mathcal{E}_{эл1} + \mathcal{E}_{ам1} = 177454 + 154250 + 28170 = 359874$ руб/г.; $\mathcal{E}_2 = \mathcal{E}_{т.вент2} + \mathcal{E}_{ам2} = 311323 + 124191 + 0 = 435514$ руб/г.

Вычисляем совокупные дисконтированные затраты при $p = 10\%$ и строим графики их зависимости от времени T по вариантам (рис.2).

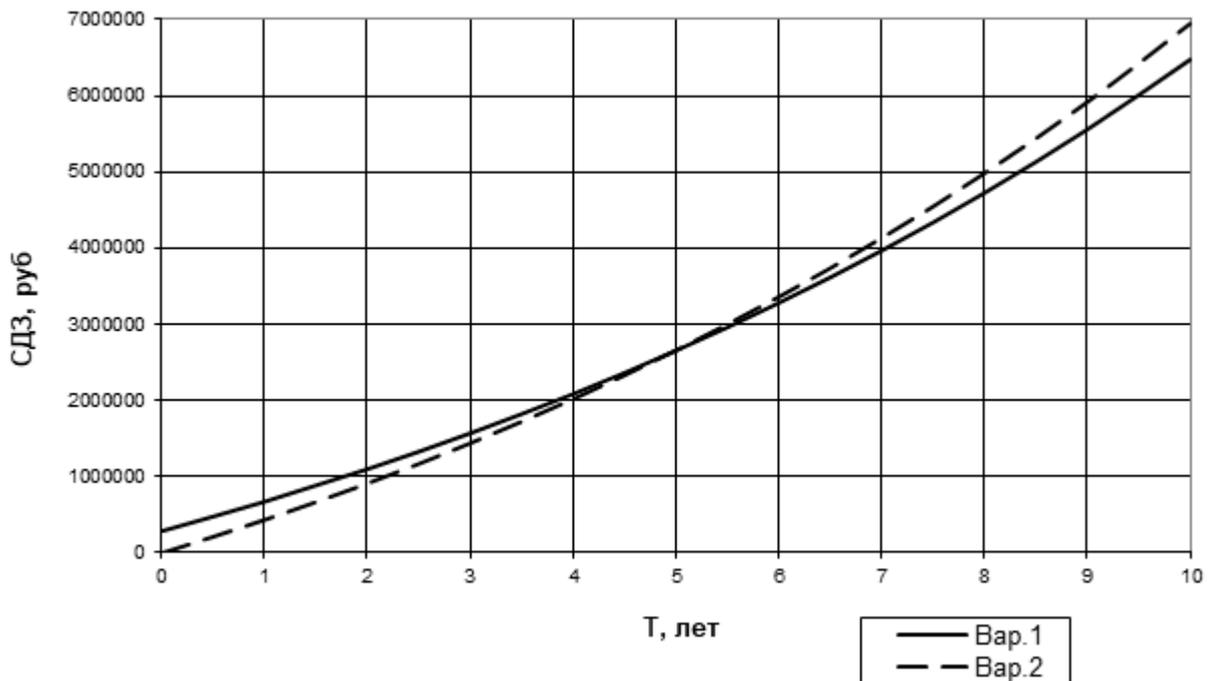


Рис.2. Зависимость СДЗ от T для сравниваемых вариантов

Из графика видно, что расчетный срок окупаемости $T_{ок}$ составляет примерно 4,7 года, что существенно меньше, чем $T_{ам} = 15$ лет. Поэтому к дальнейшей разработке принимаем 1-й вариант – с применением теплоутилизации. Заметим, что величина $T_{ок}$ при сравнении вариантов с применением и без применения теплоутилизации с промежуточным теплоносителем оказался даже меньше, чем при сравнении разных вариантов теплоутилизации в разделе 1.4 лекционного материала. Уточняем $T_{ок}$ по формуле:

$$T_0 = \frac{281699 - 0}{435514 - 359874} = \frac{281699}{75640} = 3,72 \text{Г.}; T_{ок} = \frac{-\ln(1 - 10 \cdot 3,72 / 100)}{\ln(1 + 10 / 100)} = 4,88 \text{Г.}$$

Если учесть изменение стоимости подключения к тепловым и электрическим сетям, что в данном случае сделать относительно проще, чем в других случаях, получаем следующую картину. Вначале вычисляем установленную тепловую мощность воздухонагревателя:

$$Q_{вент} = G_{п} c_{в} (t_{в} - t_{н5}) (1 - k_{эф}) \cdot 10^{-3} / 3,6, \text{ кВт} \text{ (обозначения приведены в разделе 1.4 лекционного материала), откуда}$$

$$Q_{\text{вент.1}} = 18559 \cdot 1,005 \cdot (18 + 28) \cdot (1 - 0,43)/3600 = 135,8 \text{ кВт};$$

$$Q_{\text{вент.2}} = 18559 \cdot 1,005 \cdot (18 + 28) \cdot (1 - 0)/3600 = 238,3 \text{ кВт}.$$

Стоимость подключения к электросети (см. сноску 4): $K_{\text{эл.1}} = 45000 \cdot N_{\text{уст.1}} = 45000 \cdot 11,7 = 526500$ руб, $K_{\text{эл.2}} = 45000 \cdot N_{\text{уст.2}} = 45000 \cdot 9,42 = 423900$ руб; к теплосети: $K_{\text{тс.1}} = 11500 \cdot Q_{\text{вент.1}} = 11500 \cdot 135,8 = 1561700$ руб, $K_{\text{тс.2}} = 11500 \cdot Q_{\text{вент.2}} = 11500 \cdot 238,3 = 2740450$ руб.

Тогда суммарные капитальные затраты по вариантам с учетом стоимости подключения составят:

$K_1 = 281699$ (стоимость теплоутилизационного оборудования) + $K_{\text{эл.1}} + K_{\text{тс.1}} = 281699 + 526500 + 1561700 = 2369899$ руб; $K_2 = K_{\text{эл.2}} + K_{\text{тс.2}} = 423900 + 2740450 = 3164350$ руб. Следовательно, в данном случае оказывается не только $\mathcal{E}_2 > \mathcal{E}_1$, но и $K_2 > K_1$, и мы имеем абсолютную окупаемость применяемого мероприятия: дополнительные затраты на теплоутилизационное оборудование и подключение к электросети получаются меньше, чем экономия на подключении к теплосети.

Глава 2. Электрическое отопление

ВВЕДЕНИЕ

Практические занятия посвящаются ознакомлению студентов с конструктивными особенностями отдельных элементов и применяемого современного оборудования при электрическом отоплении.

Типы греющих кабелей.

В качестве нагревательных элементов в греющих панелях принимаются кабели, провода и ленты (плоские нагревательные кабели), готовые нагревательные секции из нагревательных кабелей, соединительных муфт и монтажных проводов. Кабели лицензируются: для производства, монтажа и обслуживания кабельных систем. На кабели выдаются сертификаты соответствия и гигиенические заключения.

Исполнение нагревательных кабелей отличается наличием или отсутствием, а также материалом изоляции, защитного экрана и наружной оболочки. Исполнение кабеля определяет уровень защищенности кабеля от влияния окружающей среды и его рабочую температуру. Кабели, применяемые для панельного отопления, считаются низкотемпературными, так как температура греющей жилы в них не превышает 100 °С.

По принципу тепловыделения нагревательные кабели, используемые в панельном отоплении относятся к **резистивным**. У резистивных кабелей теплота выделяется нагревательной жилой, окруженной изоляцией, экранами и защитными оболочками. Они могут запитываться с двух или одного конца (двухжильные кабели) (Рис. 2.1). К ним относятся следующие модификации кабелей:

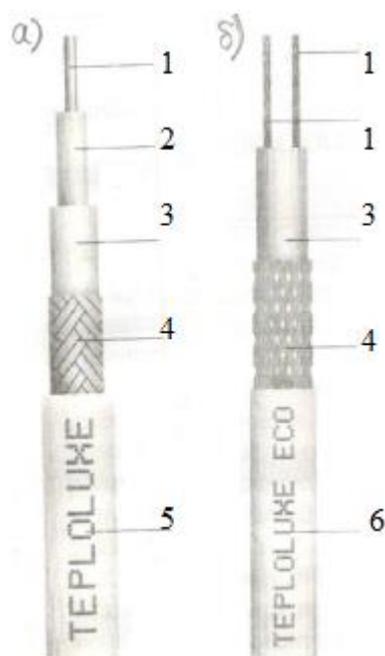


Рисунок 2.1 – Пример резистивного кабеля а – одножильного, б – двухжильного; 1 – нагревательная жила, 2 – нижний слой двухслойной изоляции из пластика, 3 – верхний слой двухслойной изоляции из пластика, 4 – оплетка из медной отожженной проволоки сечением 1,0 мм², 5 – наружная оболочка из ПВХ-пластика или полиэтилена, 6 – изоляция из теплостойкого ПВХ-пластика

- стандартные – для обогрева полов. Применяются секциями, запитываются либо с одного, либо с двух сторон. Кроме того, применяются для обогрева длинных трубопроводов;

- бронированные – механически прочные, применяются для длинных водостоков, укладываются непосредственно в бетон;

- армированные – имеют механическую защиту, но меньшей прочности, чем бронированные;

- спиральные – имеют небольшую длину и большее удельное тепловыделение, чем обычные. Применяются для малых площадей обогрева.

Преимуществами резистивных кабелей является простота конструкции, высокая технологичность (монтаж нагревательных секций на объекте занимает мало времени и несложен) и относительно низкая стоимость. Недостатком является необходимость использования секций строго заданной длины. Длинные кабели зачастую требуют для питания высоковольтного оборудования и соблюдения, связанных с этим мер безопасности.

Специфическая разновидность резистивных кабелей – **зональные** (рис. 2.2). Теплота выделяется в нагревательной спирали, имеющей через равные расстояния контакт, с двумя токопроводящими жилами. Благодаря чему формируются зоны тепловыделения, соединенные параллельно. Вся конструкция окружена изоляцией, экранами и защитными оболочками. Запитывается с одного конца. Используются отрезками кратными длине одной зоны – около 1 м.

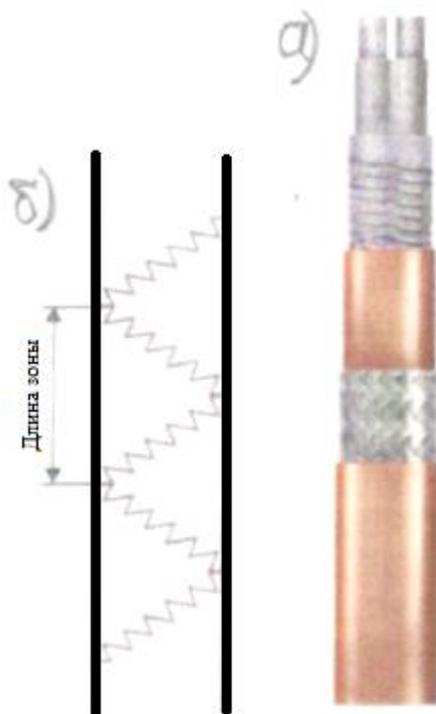


Рисунок 2.2 – Пример зонального кабеля: а – общий вид; б – электрическая схема зонального кабеля

Преимуществами зональных кабелей является возможность использования произвольными (с точностью до метра) длинами (до 200 м), отрезаемыми на объекте по месту; высокие значения рабочей температуры (до 350 °С); тепловыделения не зависят от температуры.

Недостатками зональных кабелей является необходимость знания точного местонахождения зонных контактов и учет зонной кратности длины при проектировании.

Используются для обогрева трубопроводов, резервуаров, длинных водостоков (до 40 м и более).

Нагревательная жила в зависимости от требуемого электрического сопротивления, состоящая из одной или нескольких проволок, изготавливается из специальных сплавов, оцинкованной стали, латуни, меди, алюминия. Электрическое сопротивление современных кабелей, используемых в панельном отоплении, лежит в пределах 0,041-20 Ом/м. Обычно кабель имеет поверх нагревательной жилы один или два слоя изоляции из пластика, защитный экран в виде оплетки из медной проволоки сечением 1 мм² и наружную оболочку из поливинилхлоридного пластика или полиэтилена. Сопротивление изоляции приблизительно равно 1×10^5 МОм·м. Для усиления механической защиты и снижения генерируемых электромагнитных полей применяется так называемый бронированный кабель, у которого оплетка выполнена из отожженной медной проволоки. Защитный экран кабелей должен быть подключен к заземляющему контуру здания (или к нулевому проводу). Одножильные кабели бывают круглыми диаметром от 5 до 7 мм, а двухжильные, как правило, овальными размерами около 5,3x7,6 мм.

Современные греющие кабели имеют токопроводящую жилу, выполненную из материалов, обладающих низким температурным коэффициентом сопротивления, что значительно упрощает тепловые расчеты.

В настоящее время разработана принципиально новая конструкция кабеля, теплоотдача которого определяется только напряжением питания. В этих **саморегулирующихся** кабелях теплота выделяется в полупроводящей пластмассе (рис. 2.3), заполняющей пространство между двумя токопроводящими жилами. При повышении температуры электрическое сопротивление пластмассы возрастает и тепловыделение падает, благодаря чему создается эффект саморегулирования. Конструкция окружена электроизолирующими и защитными оболочками и экранами. Запитывается с одного конца.

Работа саморегулирующегося нагревательного кабеля основана на простом свойстве проводника электрического тока: при нагревании

увеличивается его сопротивление, а чем выше сопротивление, тем меньше сила тока, а следовательно и затрачиваемая мощность. Участок кабеля, который находится в более холодном месте имеет меньшее сопротивление, через нагревательную матрицу в этом участке протекает больших ток, что приводит к большему нагреву кабеля и более интенсивному обогреву трубы. Там где температура выше, сопротивление матрицы больше и ток, протекающий через неё меньше. Таким образом, при включении саморегулирующегося кабеля у замерзающей водопроводной трубы, он включается на полную мощность, а по мере прогрева трубы, его мощность постепенно увеличивается.

Сам по себе греющий кабель не выключается при достижении нужной температуры обогреваемой трубы, он продолжает работать постоянно, просто с меньшей мощностью. Например, кабель используется на участке водопроводной трубы на вводе в дом в зимний период, и его задача поддерживать температуру трубы +5 градусов, чтобы предотвратить замерзание. Саморегулирующийся кабель не будет отключать обогрев при температуре +5 градусов и выше, и не будет сам включаться при падении температуры ниже +5, он будет работать постоянно, просто с разной интенсивностью. Потребляемая мощность саморегулирующегося греющего кабеля составляет около 10 Вт на метр длины (минимум 5 Вт, а самые мощные модели потребляют и 150 Вт), это немного с точки зрения потребления электричества, и можно позволить себе в холодное время года просто постоянно держать его включенным. Но ресурс работы такого кабеля не бесконечен, поэтому использовать его при положительных температурах, когда в этом нет необходимости неразумно.

Чтобы выключать обогрев кабелем, тогда, когда он не нужен, надо использовать автоматику - термостаты и реле, которые будут включать питание кабеля при падении температуры и выключать, когда труба обогрета.

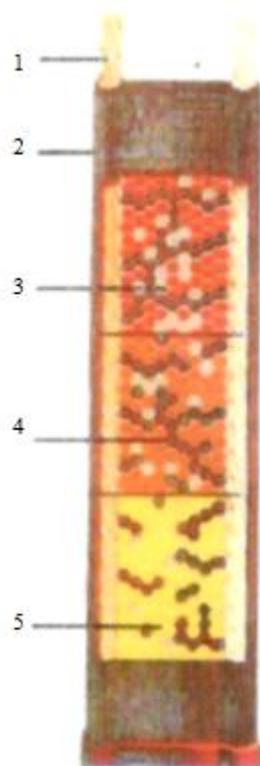


Рисунок 2.3 – Принцип саморегулирования: 1 – токопроводящие жилы, 2 – саморегулирующаяся полупроводниковая матрица, 3 – холодная труба: много проводящих путей, высокое тепловыделение, 4 – теплая труба: меньше проводящих путей, среднее тепловыделение, 5 – горячая труба мало проводящих путей, низкое тепловыделение

Большим преимуществом такого кабеля является возможность использования произвольными длинами (от 20 см), отрезаемыми по месту. При таких кабелях необходимая плотность теплового потока будет достигаться варьированием шага их раскладки. Саморегулирующиеся кабели не перегреваются и не перегорают.

Недостатком кабеля следует считать большой стартовый ток, превышающий номинальный в 1,5-2 раза. Кроме того, к недостаткам относят невозможность обеспечить форсированный обогрев. Саморегулирующийся кабель довольно дорог. Но при серийном производстве, цена возможно, будет снижена.

Еще одной разновидностью кабелей по принципу тепловыделения являются **скин-кабели** (рис. 2.4). Принцип действия основан на явлении скин-эффекта в ферромагнитном материале на промышленной частоте. Теплота

выделяется в основном в стальной трубке, внутри которой располагается изолированный кабель. Благодаря скин-эффекту ток течет по внутренней поверхности трубки, потенциал снаружи отсутствует. Запитываются с одного конца.

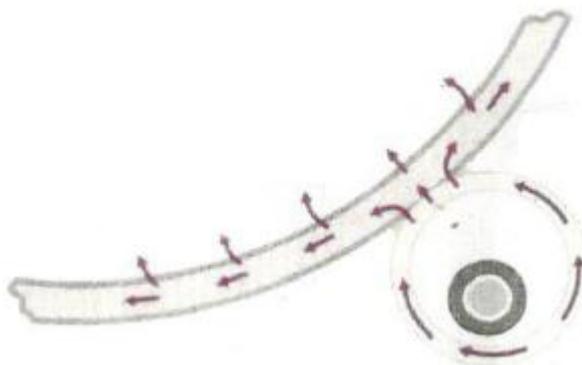


Рисунок 2.4 – Принцип действия скин-эффекта: 1 – тепловые потоки, 2 – нагревательный элемент скин-системы, 3 – стенка нагреваемого трубопровода

В СКИН-СИСТЕМЕ применяются специальные нагревательные элементы, использующие явление скин-эффекта и эффекта близости в проводниках из ферромагнитных материалов на переменном токе промышленной частоты.

Нагревательный элемент представляет собой трубу из низкоуглеродистой стали с наружным диаметром 20–60 мм и толщиной стенки не менее 2-х мм, внутри которой располагается проводник из немагнитного материала (меди или алюминия) сечением 25–50 кв.мм. Проводник в конце плеча обогрева надежно соединяется со стальной трубой, а в начале плеча между трубой и проводником подается переменное напряжение, величина которого рассчитывается исходя из необходимого тепловыделения и длины участка обогрева.

Переменный ток течет по всему сечению внутреннего проводника, поскольку на промышленной частоте в немагнитном материале с хорошей проводимостью заметного поверхностного эффекта не возникает. В ферромагнитном внешнем проводнике (стальной трубе) скин-эффект ярко выражен и весь ток течет по внутреннему слою трубы толщиной около 1 мм, а потенциал наружной поверхности трубы остается практически нулевым. В силу

малой толщины скин-слоя, основное тепловыделение (до 80%) происходит в стальной трубе.

Преимущества скин-кабеля заключаются в том, что благодаря отсутствию наружного потенциала скин-трубки не требуют электрической изоляции и могут привариваться непосредственно к обогреваемому объекту, что обеспечивает наилучший тепловой контакт. При этом достигается полная электробезопасность. Большая (до 30 км) длина обогреваемого участка. При соответствующих соединительных и оконечных муфтах возможно использование во взрывоопасных зонах и при подводной прокладке.

К недостаткам скин-кабелей следует отнести то, что большие габариты и жесткость скин-трубок ограничивает их область применения магистральными трубопроводами. Необходимость использования высоковольтных источников питания для обогрева длинных участков трубы.

Отопительные приборы.

Переносные электроотопительные приборы применяют для дополнительного отопления жилых и общественных зданий, садовых домиков.

Распространенным электроотопительным прибором является электрокамин, который по исполнению может быть настенным, напольным, универсальным. Нагревательные элементы бывают сосредоточенными или линейными с температурой 750—800 °С.

Выпускают электрокамины чисто функциональные, предназначенные только для отопления, и декоративно-функциональные, являющиеся, кроме того, частью интерьера. На рис. 2.5 показана конструкция функционального электрокамина со сферическим отражателем. Для изменения направления радиационного теплового потока отражатель может поворачиваться. В декоративно-функциональном электрокамине (рис. 2.6) имитируется горение дров. Теплый воздух вращает вертушку с прорезями, и на панель и экран падают блики света от красной лампы.

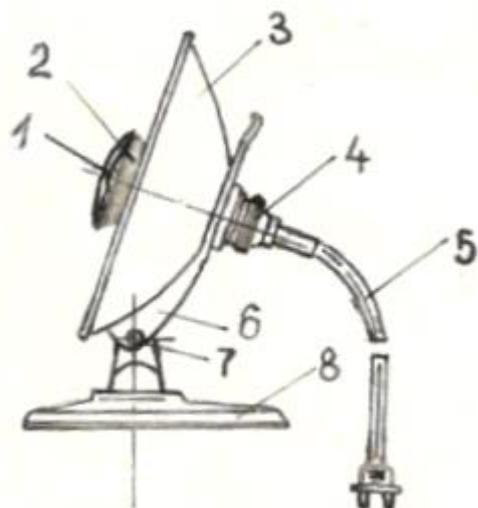


Рисунок 2.5 – Функциональный электрокамин со сферическим отражателем: 1 – декоративная защитная решетка; 2 – нагревательный элемент; 3 – отражатель; 4 – патрон; 5 – шнур электропитания; 6 – кронштейн; 7 – поворотный винт; 8 – подставка

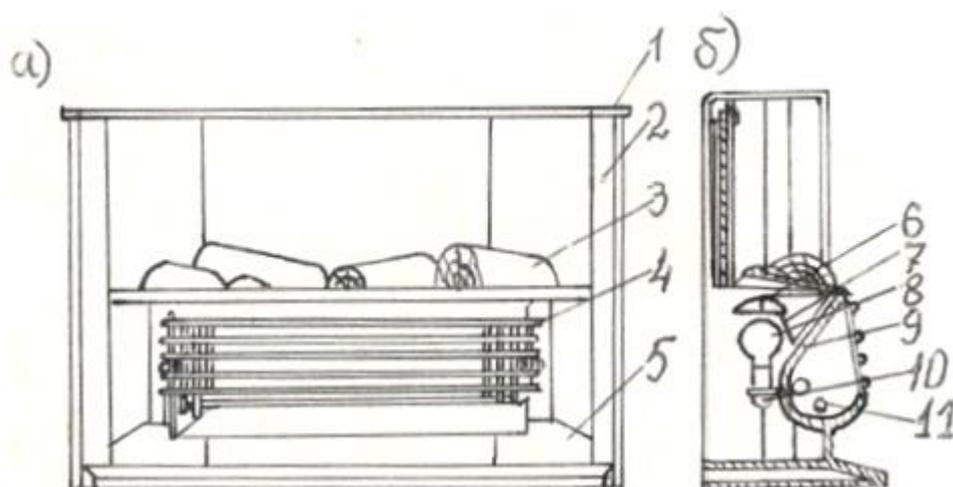


Рисунок 2.6 – Декоративно-функциональный электрокамин: а – вид спереди; б – вид сбоку; 1 – декоративный внешний корпус; 2 – внутренний металлический корпус; 3 – панель имитации топлива; 4 – декоративно - защитная решетка; 5 – полупрозрачный экран; 6 – вертушка; 7 – кронштейн с иглой; 8 – красная лампа; 9 – отражатель; 10 – патрон; 11 – нагревательные элементы

Электрорадиаторы делают напольными (с промежуточным теплоносителем минеральным маслом) мощностью 0,5—3 кВт. Они бывают панельными (рис. 2.7) и секционными, когда корпус собирается из отдельных секций, сваренных между собой.

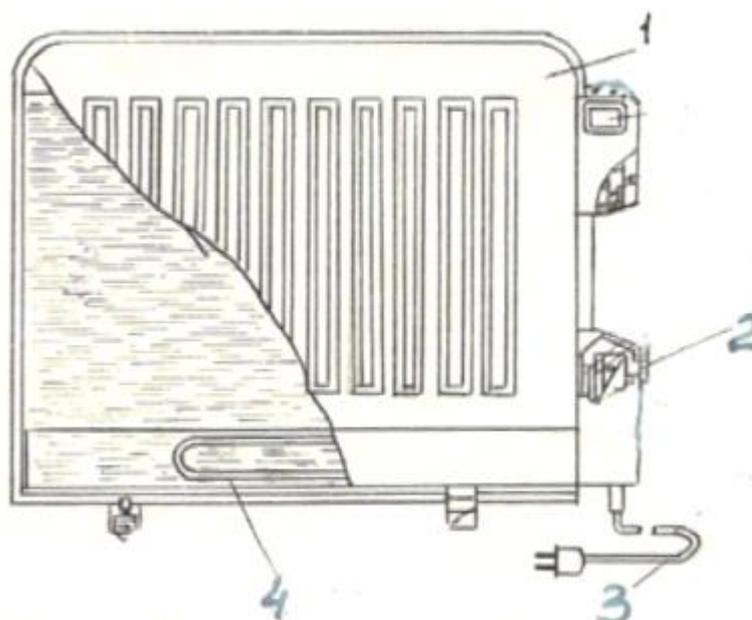


Рисунок 2.7 – Панельный электрорадиатор: 1 – герметичный корпус, заполненный маслом; 2 – регулятор температуры; 3 – шнур электропитания; 4 - электронагреватель

Теплоотдача электрорадиатора излучением составляет 50% общего теплового потока. Максимальная температура поверхности радиатора достигает 110°C, а средняя —85—95 °С. Электрорадиаторы, как правило, имеют термоограничитель, отключающий прибор при достижении температуры 130 °С на корпусе. Выносной терморегулятор, которым укомплектовано большинство электрорадиаторов, позволяет поддерживать необходимую температуру в обогреваемом помещении.

В электроконвекторах теплоотдача осуществляется преимущественно (90%) естественной конвекцией. Наиболее распространенной является напольная модель (рис. 2.8).

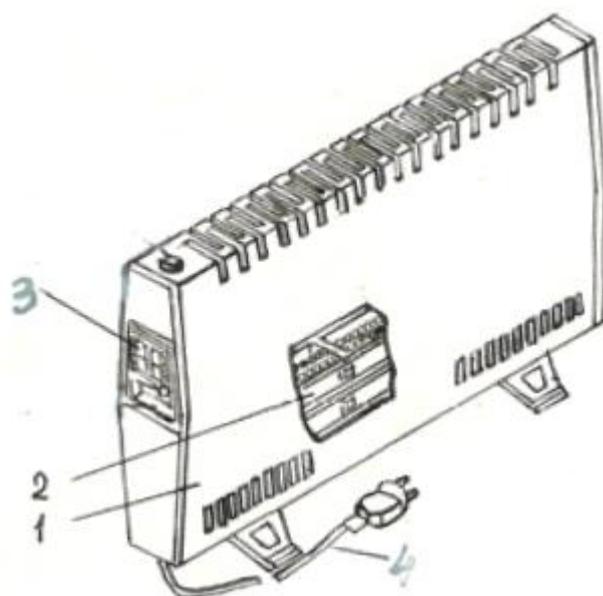


Рисунок 2.8 – Электроконвектор: 1. Корпус; 2 – нагревательный элемент в виде стальных пластин; 3 – выключатели; 4 – шнур электропитания

Электроконвектор мощностью 0,5—3 кВт представляет собой корпус, внутри которого расположены нагревательные элементы — спираль из сплава высокого сопротивления (как правило, нихрома) или трубчатый электронагреватель. Температура открытой спирали 600—900 °С, трубчатого нагревателя — 450—500 °С. Температура выходящего из конвектора воздуха не превышает температуры окружающего воздуха более чем на 85 °С. Новые конструкции конвекторов оснащают терморегуляторами.

Электротепловентилятор — отопительный прибор с теплоотдачей при вынужденной конвекции, создаваемой встроенным вентилятором. Мощность прибора доходит до 9 кВт, поэтому тепловентилятор иногда называют тепловой пушкой, выбрасывающей мощную тепловую струю.

Нагревательные элементы в электротепловентиляторах такие же, как в электроконвекторах. Приборы имеют ступени регулирования мощности и, как правило, две частоты вращения вентилятора. Для защиты от перегрева в цепь нагревательных элементов включают термоограничитель.

Выпускают также комбинированные электроприборы: электрокамины-конвекторы и электрокамины-радиаторы.

Глава 3. Этапы выпуска проектной документации инженерных систем ОВ и КВ

3.1 Формирование заданий для смежных разделов при проектировании

Каждый проект связан с другими разделами проектной документации. Между подразделениями проектной организации происходит обмен заданиями для выполнения взаимосвязанных проектов.

Разберем подробнее задания и правила составления данных заданий для каждого смежника.

1. Архитекторы.

Архитекторы выдают в работу планировки здания, на которых работают не только инженеры ОВ и КВ, но и другие смежные подразделения. В свою очередь, инженеры ОВ и КВ должны выдать задание архитекторам на размещение ниш для отопительных приборов, зашивку вентиляционных коробов, стояков системы отопления.

Для зашивки необходимо на планах указать привязки, отметки по высоте и размеры вентиляционных коробов и стояков системы отопления.

Неизолированные трубопроводы систем отопления, теплоснабжения, внутреннего холодного и горячего водоснабжения не должны примыкать к поверхности строительных конструкций.

Расстояние от поверхности штукатурки или облицовки до оси неизолированных трубопроводов при открытой прокладке должно быть в пределах:

- от 35 до 55 мм при диаметре условного прохода до 32 мм включительно;
- от 50 до 60 мм при диаметрах 40-50 мм;
- значений, указанных в рабочей документации, при диаметрах более 50 мм.

Расстояние в свету от поверхности трубопроводов, отопительных приборов и воздухонагревателей с теплоносителем температурой свыше 100°C

до поверхности конструкции из горючих материалов должно быть не менее 100 мм. При меньшем расстоянии следует предусмотреть тепловую изоляцию поверхности этой конструкции из негорючих материалов.

Для размещения отопительных приборов в нишах по требованию СП 73.13330.2016 «Внутренние санитарно-технические системы зданий» радиаторы всех типов следует устанавливать на расстояниях не менее: 60 мм - от пола; 50 мм - от нижней поверхности подоконных досок; 25 мм - от поверхности штукатурки стен, если другие размеры не указаны изготовителем.

В помещениях лечебно-профилактических и детских учреждений радиаторы следует устанавливать на расстоянии не менее 100 мм от пола и 60 мм от поверхности стены.

При отсутствии подоконной доски расстояние 50 мм следует принимать от верха прибора до низа оконного проема.

2. Конструктора.

Конструкторам необходимо выдавать задания на: отверстия в несущих стенах, перекрытиях и покрытиях, если размер отверстия более 100×100 мм.; на разработку нетиповых конструктивных элементов, например неподвижных опор для крепления трубопроводов; расчет несущей способности основания для установки оборудования систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

Задание на отверстия выдаются на планах, где указываются размеры отверстий, привязки и отметками по высоте. Привязки указываются от несущих строительных конструкций или от осей здания. Отметка по высоте указывается относительно отметки 0,000 (а не от отметки пола этажа!) до низа отверстия, если отверстие прямоугольное и до центра отверстия, если круглое. Размеры отверстий и борозд для прокладки трубопроводов (воздуховодов) в перекрытиях, стенах и перегородках зданий и сооружений принимают по таблице Приложения А СП 73.13330.2016:

Таблица 1

Размеры отверстий и борозд для прокладки трубопроводов (воздуховодов)

Назначение трубопровода (воздуховода)	Размер, мм		
	Отверстия	Борозды	
		Ширина	Глубина
Отопление			
Стойка однотрубной системы	100x100	130	130
Два стояка двухтрубной системы	150x100	200	130
Подводка к приборам и сцепки	100x100	60	60
Главный стояк	200x200	200	200
Магистраль	250x300	-	-
Вентиляция			
Воздуховоды круглого сечения (D - диаметр воздуховода)	$D+150$	-	-
Воздуховоды прямоугольного сечения (A и B - размеры сторон воздуховода)	$A+150$ $B+150$	-	-

Для разработки нетиповых конструкций на плане выдается привязка места установки данной конструкции, нагрузку на эту конструкцию. Например, одним из наиболее частых нетиповых изделий является неподвижная опора для системы отопления.

Для установки крупногабаритного оборудования системы вентиляции и кондиционирования воздуха так же конструктора предусматривают платформы. Для этого выдаются планы с привязками, размерами оборудования и нагрузка в кг. В дополнение может быть предоставлена техническая документация на данное оборудование, чтобы конструктора могли уточнить особенности крепления.

3. Электрики.

Электрикам выдается задание на подключение систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха к сетям электроснабжения с указанием точек подключения на плане, мощности, напряжения и описания подключаемого оборудования.

4. Автоматчики.

Для автоматизации систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха необходимо выдавать задание с местом установки и подробным описанием работы оборудования.

5. Инженеры систем водоснабжения и водоотведения.

Для данного раздела выдается задание при сливе конденсата от системы кондиционирования воздуха в систему канализации. При этом указывается объем воды и точка предполагаемого слива конденсата. Кроме того, необходимо задание на проектирование трапов для слива воды из системы отопления в ИТП с указанием объема сливаемого теплоносителя.

6. Сметчики.

Для разработки смет на системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха предоставляются спецификации оборудования и материалов.

3.1 Оформление документации в соответствии с требованиями нормативных документов

ГОСТ Р 21.1101-2013 «Система проектной документации для строительства (СПДС). Основные требования к проектной и рабочей документации» устанавливает основные требования к проектной и рабочей документации для строительства объектов различного назначения.

В состав рабочей документации, включают:

- рабочие чертежи, объединенные в основные комплекты рабочих чертежей по маркам.

Таблица 2

Обозначение марок рабочих чертежей

Наименование основного комплекта рабочих чертежей	Марка	Примечание
Генеральный план и сооружения транспорта	ГТ	При объединении рабочих чертежей генерального плана и сооружений транспорта
Генеральный план	ГП	-
Автомобильные дороги	АД	-
Железнодорожные пути	ПЖ	-
Сооружения транспорта	ТР	При объединении рабочих чертежей автомобильных, железных и других дорог
Архитектурно-строительные решения	АС	При объединении рабочих чертежей архитектурных и конструктивных решений (кроме КМ)
Архитектурные решения	АР	-
Интерьеры	АИ	Рабочие чертежи могут быть объединены с основным комплектом марки АР или АС
Конструкции железобетонные	КЖ	-
Конструкции металлические	КМ	-
Конструкции металлические детализированные	КМ Д	-
Конструкции деревянные	кд	-
Гидротехнические решения	"Р	-
Антикоррозионная защита конструкций зданий сооружений	АЗ	-
Электроснабжение	ЭС	-
Наружное электроосвещение	ЭН	-
Силовое электрооборудование	ЭМ	-
Электрическое освещение (внутреннее)	ЭО	-
Наружные сети водоснабжения	НБ	-
Наружные сети канализации	НК	-
Наружные сети водоснабжения и канализации	НБК	При объединении рабочих чертежей наружных сетей водоснабжения и канализации
Внутренние системы водоснабжения и канализации	БК	-
Пожаротушение	ПТ	-
Отопление, вентиляция и кондиционирование	ОБ	-
Воздухоснабжение	ВС	-
Пылеудаление	ПУ	-
Холодоснабжение	ХС	-
Тепломеханические решения	ТМ	Котельных, ТЭЦ и т.п.
Тепломеханические решения тепловых сетей	ТС	-
Радиосвязь, радиовещание и телевидение	РТ	-
Пожарная сигнализация	ПС	-
Охранная и охранно-пожарная сигнализация	ОС	-
Наружные газопроводы	ГСН	-

Газоснабжение (внутренние устройства)	ГСВ	-
Технология производства	ТХ	-
Технологические коммуникации	ТК	При объединении рабочих чертежей всех технологических коммуникаций
Антикоррозионная защита технологических аппаратов газоходов и трубопроводов	АЗО	-
Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов	ТИ	--
Автоматизация комплексная	АК	При объединении рабочих чертежей автоматизации различных технологических процессов и инженерных систем

- прилагаемые документы, разработанные в дополнение к рабочим чертежам основного комплекта.

В состав основных комплектов рабочих чертежей включают общие данные по рабочим чертежам, чертежи и схемы, предусмотренные соответствующими стандартами СПДС.

Каждому основному комплекту рабочих чертежей присваивают обозначение, в состав которого включают базовое обозначение, устанавливаемое по действующей в организации системе, и через дефис - марку основного комплекта.

Например: 2345-12-ОВ,

где 2345-12 - базовое обозначение. В базовое обозначение включают, например, номер договора (контракта) и/или код объекта строительства, а также номер здания или сооружения по генеральному плану;

ОВ - марка основного комплекта рабочих чертежей.

К прилагаемым документам относят:

- рабочую документацию на строительные изделия;
- эскизные чертежи общих видов нетиповых изделий
- спецификацию оборудования, изделий и материалов
- опросные листы и габаритные чертежи, выполняемые в соответствии с данными изготовителей (поставщиков) оборудования;
- локальную смету;
- другие документы

Каждому прилагаемому документу присваивают обозначение основного комплекта с добавлением через точку шифра прилагаемого документа. Шифры прилагаемых документов приведены в таблице 3.

Таблица 3

Обозначение шифров прилагаемых документов

Наименование прилагаемого документа	Шифр
Спецификация оборудования, изделий и материалов	С
Эскизный чертеж общего вида нетипового изделия	н
Рабочий чертеж строительного изделия	и
Опросный лист, габаритный чертеж	ОЛ
Локальная смета	ЛС
Расчеты*	РР

Например: 2345-12-ОВ.С,

где 2345-12-ОВ - обозначение основного комплекта рабочих чертежей; С - шифр спецификации оборудования, изделий и материалов.

Копии текстовых и графических материалов проектной документации и отчетной технической документации по инженерным изысканиям брошюруют в тома, сложенными на формат А4 ГОСТ 2.301.

Каждый документ, том или альбом, предназначенный для брошюровки, а также папку со сложенными в нее документами оформляют обложкой.

Обложку не нумеруют и не включают в общее количество листов.

Титульные листы томов проектной документации оформляют подписями:

- руководителя или главного инженера организации;
- лица, ответственного за подготовку проектной документации, например главного инженера (архитектора) проекта.

На первых листах каждого основного комплекта рабочих чертежей приводят общие данные по рабочим чертежам, в которые включают:

- ведомость рабочих чертежей основного комплекта;
- ведомость ссылочных и прилагаемых документов;
- ведомость основных комплектов рабочих чертежей;
- ведомость спецификаций;

- условные обозначения, не установленные национальными стандартами и значения которых не указаны на других листах основного комплекта рабочих чертежей;

- общие указания;

- другие данные, предусмотренные соответствующими стандартами СПДС.

На первых листах каждого основного комплекта рабочих чертежей приводят общие данные по рабочим чертежам, в которые включают:

- ведомость рабочих чертежей основного комплекта;
- ведомость ссылочных и прилагаемых документов;
- ведомость основных комплектов рабочих чертежей;
- ведомость спецификаций;
- условные обозначения, не установленные национальными стандартами и значения которых не указаны на других листах основного комплекта рабочих чертежей;
- общие указания;
- другие данные, предусмотренные соответствующими стандартами СПДС.

Ведомость рабочих чертежей основного комплекта содержит последовательный перечень листов основного комплекта.

Ведомость ссылочных и прилагаемых документов составляют по разделам:

- ссылочные документы;
- прилагаемые документы.

В общих указаниях приводят:

- сведения о документах, на основании которых принято решение о разработке рабочей документации (например, задание на проектирование, утвержденная проектная документация);
- запись о соответствии рабочей документации заданию на проектирование, выданным техническим условиям, требованиям

действующих технических регламентов, стандартов, сводов правил, других документов, содержащих установленные требования;

- перечень технических регламентов и нормативных документов, содержащих требования к техническим решениям и дальнейшему производству работ, ссылки на которые даны в рабочих чертежах;

- перечень видов работ, которые оказывают влияние на безопасность здания или сооружения и для которых необходимо составлять акты освидетельствования скрытых работ, ответственных конструкций и участков сетей инженерно-технического обеспечения;

- эксплуатационные требования, предъявляемые к проектируемому зданию или сооружению (при необходимости);

- другие необходимые указания.

Чертежи выполняют в оптимальных масштабах с учетом их сложности и насыщенности информацией.

К чертежам составляют спецификацию.

Раздел 4. Отопление и вентиляция 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 $t_g=18^\circ\text{C}$, плотность внутреннего воздуха $\rho_g = 1,21\text{кг} / \text{м}^3$;
- температура наружного воздуха $t_n=-32^\circ\text{C}$, плотность наружного воздуха $\rho_g = 1,46\text{кг} / \text{м}^3$;
- 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 $R_n=0,32(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}$;
- 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 $H=6$ м, высота от земли до верха окна $h=5$ 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 $c_n=0,8$ и заветренной $c_z=-0,5$ поверхностей ограждений здания;
- коэффициент учета изменения скорости ветра по высоте $k_{дин}=1$.

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

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

Теплопотери помещения за счёт инфильтрации наружного воздуха:

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

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

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

Разность давлений ΔP по обе стороны окна:

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

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

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

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

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

Суммарные теплопотери в сварочно-термическом цехе:

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

Задача 2. Определение теплоступлений от кузнечной печи

Задача. Определить теплоступления 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·°С),

- трепельный кирпич толщиной $\delta_{т} = 0,232$ м и теплопроводностью $\lambda_{т} = 0,198$ Вт/(м·°С);

- 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·°С);

- температура в печи $t_{печи} = 1200^\circ\text{С}$;

- температура воздуха в помещении $t_{в} = 20^\circ\text{С}$;

- 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°С ниже температуры в печи:

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

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

3. По рис.2-1 коэффициент теплообмена на внешней поверхности печи:

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

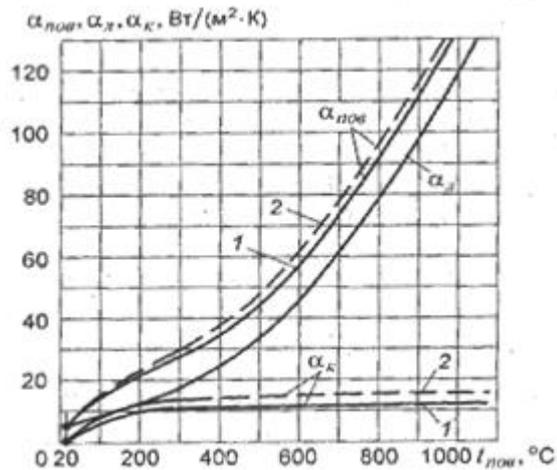


Рис.2-1. Коэффициент теплообмена на внешней поверхности печи

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

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

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

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

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

$$t_1 = (1,5 \cdot 1195 + 0,198 \cdot 150)/(1,5 + 0,198) = 1070 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^{\circ}\text{C}).$$

5. Определяем среднюю температуру шамотного кирпича:

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

6. Определяем теплопроводность шамотного кирпича:

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

Изначально принятая и вычисленные величины λ совпадают.

7. Определяем коэффициент теплопередачи от внутренней поверхности к наружной:

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

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

8. Определяем количество теплоты, проходящей через 1 м² стенки при заданных температурах $t_{в.н}$ $t_{нов}$:

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

9. Определяем количество теплоты, отдаваемого 1 м² поверхности стенки печи в помещение:

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

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

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

11. По рис.2-1 находим коэффициент теплообмена на внешней поверхности печи:

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

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

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

13. Определяем количество теплоты, проходящего через 1 м² стенки при $t_{нов} = 70^\circ\text{С}$:

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

14. Определяем количество теплоты, отдаваемой 1 м² поверхности стенки печи в помещение:

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

15. Проводим графическую интерполяцию (рис. 2-2).

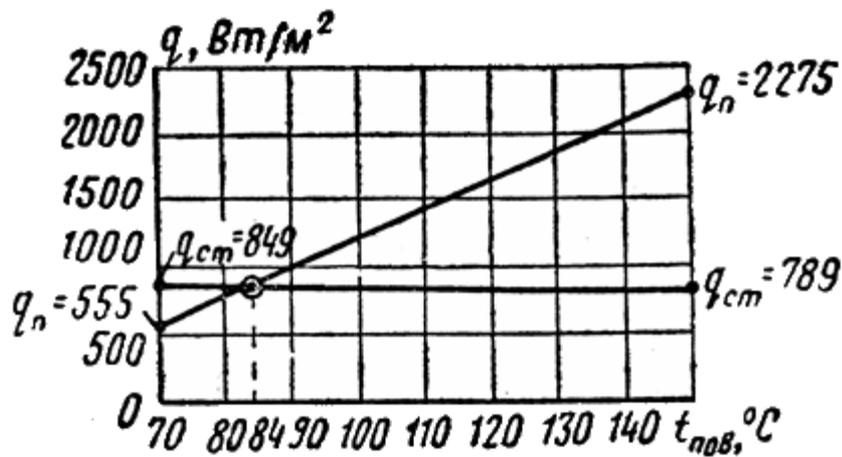


Рис. 2-2. Графическое интерполирование

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

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

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

18. Определяем теплопоступления от стенок печи:

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

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

В. Теплопоступления от пода печи.

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

1. Фактор формы доля 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:

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

5. Определяем теплоотдачу пода по формуле:

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

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: $(1190 + 370)/2 = 780\text{°C}$.

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:

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

6. По рис.2-1 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:

$$q_n = \alpha_{cm}(t_{nos} - t_6) = 26,0 \cdot (370 - 20) = 9100 \text{ Вт/м}^2.$$

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

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

Е. Определение теплоступлений от открытого отверстия печи.

1. Определяем интенсивность теплового излучения из загрузочного отверстия:

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

2. Определяем $\varphi_{отв}$, пользуясь рис.2-3:

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

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

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

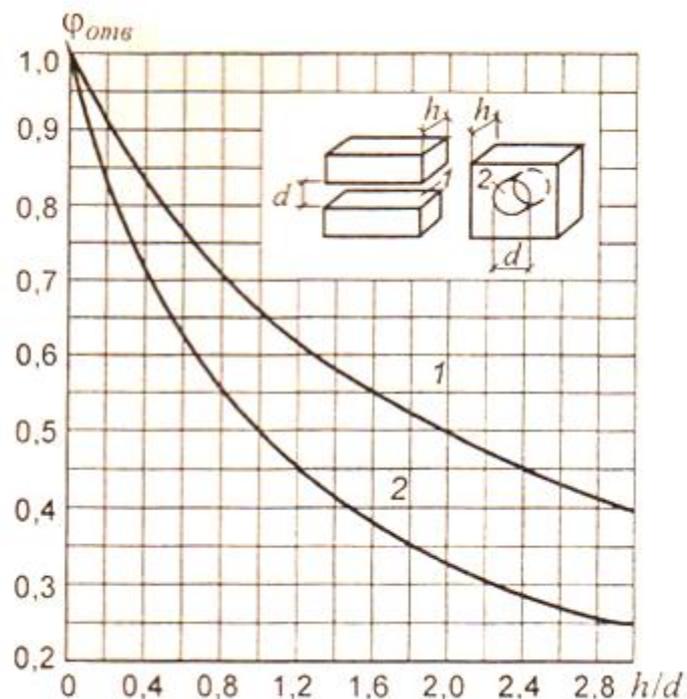


Рис. 2-3. Коэффициент облучённости $\varphi_{отв}$ плоскости в пределах загрузочного отверстия в стенке толщиной h на отметке наружной поверхности печи с учётом отражения от поверхности откосов в рабочий объём печи для щелевого (1) и цилиндрического отверстий (2)

3. Определяем интенсивность теплового излучения в помещении:

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

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 теплоступлений от печи в окружающую среду.

Теплоступления:

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

Задача 3. Расчёт зонта-козырька

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 230x230 мм и загрузочным отверстием размером 700x480 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:

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

Плотность воздуха в цехе:

$$\rho_6 = \frac{353}{273 + 16} = 1,221 \text{ кг / м}^3$$

Плотность дымовых газов:

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

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:

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

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»:

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

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

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

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

Баланс газа в печи:

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

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(h) 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:

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

Избыточное давление в плоскости входного отверстия в газоход:

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

Определяем расходы газа в отверстиях печи:

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

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

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

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: $700 \times 87,2$ мм, верхней части, из которой истекает струя, - $700 \times 392,8$ 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:

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

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

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 $612,8/0,24 = 2553,3$ м³/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:

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

Критерий Архимеда:

$$Ar = \frac{gd_{экв}^3}{\nu^2} \cdot \frac{T_{печи} - T_в}{T_в} = \frac{9,81 \cdot 0,5032^3}{2,69^2} \cdot \frac{1200 - 16}{273 + 16} = 2,795$$

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

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

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 $1,55 \times 1,15$ 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 $12154,5 \sim 12155 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Задача 4. Расчёт общеобменного воздухообмена и температуры притока производственного 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 приточная 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 выделения 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 теплопоступлений 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 крата. 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 теплопоступлений 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 4.1. 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.

Принимаются по СП 131.13330.2012 «Строительная климатология». Актуализированная редакция СНиП 23-01-99*.

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.

Выбор параметров воздуха выполняется в зависимости от степени тяжести работы, различные температуры на постоянных и непостоянных рабочих местах.

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 $k_t = 2,0$. 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 °С. 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 °С:

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

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

Тёплый период года.

Воздушный душ.

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

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

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

Массовый расход воздуха в холодный и переходный периоды:

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

Местные отсосы.

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

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

$$35,2^{\circ}\text{C}, \rho_{вз} = \frac{353}{273 + 35,2} = 1,145 \text{ кг/ч}$$

Массовый расход вытяжки из верхней зоны в ТП:

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

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 °С) до (+ 20 °С), 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:

$$G_{доп.приток} + G_{души} - G_{мо} - G_{вз} = 0$$
$$cG_{доп.приток} \cdot t_{доп} + cG_{души} \cdot t_{души} - cG_{мо} \cdot t_{пз} - cG_{вз} \cdot t_{вз} + Q_{изб} = 0$$

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

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

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

Переходный период.

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

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

Теплоизбытки равны 2623500 кДж/ч, что существенно превышает требуемые.

Поэтому в переходный период принимается следующая схема воздухообмена: 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:

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

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

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

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

Откуда $G_{np}^{aэp} = G_{выт}^{aэp} + 137498$, 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.

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

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

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

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

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 4.1.

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

Задача 5. Расчёт системы пневматического транспорта с центральным сборником древесных отходов



Рис.5-1 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 5.1.

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 – 0,15x2=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 – 0,15x3=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 – 0,15x2=0,30 внезапное расширение – 1,0 $\Sigma\zeta = 2,40$
Шипорезный станок:	Напольный отсос:
приёмник отходов – 0,8 2 отвода 90°; R/d=2 – 0,15x2=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 5.2).

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:

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

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 5.2.

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

№№ отв.	Заданные величины			Принимаемые величины		
	L м ³ /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 5.2.

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 5.3.

Таблица 5.3.

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_d	$v_{\text{тр}}$	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 5.3.

d _{ст}	v_{ϕ}	λ/d	$(\lambda/d) l + \zeta$	$P_{\text{ст}d}$	P_{ϕ}	ΔP	Невязка, $\Delta\%$
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:

$$P_d = \Delta P_{\text{расч}} / [(\lambda/d) 1 + \zeta] = 1110/3,067 = 361,92 \text{ Па}$$

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

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

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

3. определяем величину диаметра воздуховода:

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

Принимаем расчётную величину стандартного диаметра равной 140 мм.

Примечание: требуемая скорость вышла за пределы скоростного диапазона, при котором в предыдущем расчёте вычислялись $[(\lambda/d) 1 + \zeta]$, 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:

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

• величина $(\lambda/d) 1 + \zeta = 0,141 \cdot 6,75 + 2,25 = 3,2$

• фактические потери давления:

$$P_{\text{ф}} = P_d^{\text{ст}} [(\lambda/d) 1 + \zeta] = 340,44 \cdot 3,2 = 1089,4 \text{ Па.}$$

• давление, которое необходимо погасить в диафрагме:

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

• невязка давлений составляет:

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

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:

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

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

• фактические потери давления:

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

• 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:

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

Результаты расчётов диаметров прочих ответвлений, приведенные в таблице 5.3 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:

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

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

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

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

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.

Задача 6. 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/м², душирование выполняется наружным воздухом. Температуры воздуха рабочей зоны для тёплого периода года +29⁰С, в холодного и переходного +16 ⁰С. Наружного для холодного периода (-27)⁰С, тёплого (+24,6)⁰С. Степень тяжести работы - тяжёлая III. Рекомендуются адиабатическое охлаждение воздуха.

Предварительные операции.

В соответствии с нормами, при интенсивности теплового облучения в 1400 Вт/м², скорость воздуха на рабочем месте может приниматься в пределах 2...3,5 м/с, температура воздуха 16...22⁰С при температуре рабочей зоны + 29...31⁰С. Принимаем в качестве расчётных значений на рабочих местах: скорость – 3,5 м/с, температуру – 22⁰С. Согласно I-d диаграммы, адиабатически наружный воздух можно охладить до + 18,5⁰С, с учётом подогрева воздуха в вентиляторе на + 0,5⁰С, минимальная при адиабатическом охлаждении температура воздуха на выходе из душирующего патрубка составит + 19⁰С.

Выписываем характеристики типоразмеров душирующих патрубков типа УДВ, пригодных для данного случая душирования (таблица 6.1).

Таблица 6.1.

Воздухораспределитель	Марка	Размеры, мм			Расчётная площадь F ₀ , 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 1x1 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:

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

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

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: $L = 3600v_0A_0 = 3600 \cdot 4,2 \cdot 0,68 = 10281 \text{ м}^3 / \text{ч}$.

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:

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

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:

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

Скорость притока:

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

Расход воздуха душирующим патрубком:

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

Тёплый период года.

Избыточная температура в центре расчётной площадки:

- средняя избыточная температура на рабочем месте:

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

- разность температур в центре расчётной площадки и рабочей зоны:

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

Избыточная температура на выходе из насадка:

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

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

Расход холода:

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

Холодный период года.

Избыточная температура в центре расчётной площадки:

- средняя избыточная температура на рабочем месте:

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

- разность температур в центре расчётной площадки и рабочей зоны:

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

Избыточная температура на выходе из насадка:

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

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

Расход теплоты:

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

Литература

1. Тертичник Е.И. Вентиляция: Учебник. – М.: Изд-во АСВ, 2015. – 608 с.
2. СП 60.13330.2016. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Актуализированная редакция СНиП 41-01-2003. – М.: Минстрой России, 2016. – 78 с.