



ТЕОРИЯ, КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТЫ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ПЕЧЕЙ

ТЕОРИЯ, КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТЫ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ПЕЧЕЙ

Издание второе, переработанное и дополненное

Под научной редакцией проф. докт. техн. наук В. А. КРИВАНДИНА

ТОМ 2

Б. С. Мастрюков

РАСЧЕТЫ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ПЕЧЕЙ

Допущено Министерством высшего и среднего
специального образования СССР в качестве
учебника для учащихся металлургических
техникумов



МОСКВА
«МЕТАЛЛУРГИЯ»
1986

Рецензент докт. техн. наук Л. А. Шульц

УДК 669.04.1(075)

Теория, конструкции и расчеты металлургических печей: Учебник для техникумов. В 2-х томах. 2-е изд. перераб. и доп.

Т. 2. М а с т р ю к о в Б. С. Расчеты металлургических печей. М.: Металлургия, 1986. 376 с.

Второе издание (первое — в 1978 г.) дополнено расчетами плавильных печей — дуговой сталеплавильной, двухванной мартеновской и конвертера. Приведены основные формулы, а также примеры расчетов механики печных газов, теплопередачи, нагрева металла, устройств для сжигания топлива и утилизации тепла уходящих газов, электронагревателей и индукторов, тепловых балансов печей. Даны примерные расчеты наиболее распространенных типов пламенных и электрических плавильных и нагревательных печей.

Учебник предназначен для учащихся металлургических и машиностроительных техникумов. Ил. 76. Табл. 71. Библиогр. список: 5 назв.

Т $\frac{2602000000-183}{040(01)-86}$ 31—86

Оглавление

Предисловие	5
Глава I. Механика жидкости и газа	6
§ 1. Основные расчетные соотношения	6
§ 2. Примеры расчетов	13
Глава II. Расчеты процессов теплообмена	25
§ 1. Основные расчетные соотношения и примеры расчетов кон- вективного теплообмена	25
§ 2. Основные расчетные соотношения и примеры расчетов радиа- ционного теплообмена	40
§ 3. Основные расчетные соотношения и примеры расчетов пере- дачи тепла теплопроводностью	58
Глава III. Расчеты нагрева и охлаждения металла	74
§ 1. Особенности расчета нагрева металла в печах	74
§ 2. Рекомендации по режимам нагрева металла	77
§ 3. Примеры расчетов нагрева металла	79
Глава IV. Расчеты горения топлива и выбор топливосжигаю- щих устройств	82
§ 1. Основные расчетные соотношения и примеры расчетов горе- ния топлива	82
§ 2. Последовательность и примеры выбора устройств для сжи- гания топлива	98
Глава V. Расчет устройств для утилизации тепла уходящих дымовых газов	120
§ 1. Основные расчетные соотношения и примеры расчетов реку- перативных теплообменников	120
§ 2. Расчет регенеративных теплообменников	156
§ 3. Пример расчета воздухонагревателей доменной печи	162
§ 4. Расчет котлов-утилизаторов	169
§ 5. Пример расчета котла-утилизатора	173
Глава VI. Составление теплового баланса рабочего простран- ства печи	180
§ 1. Основные расчетные формулы и примеры составления тепло- вых балансов	180
Глава VII. Расчеты топливных печей	185
§ 1. Примерный расчет двухфазной сталеплавильной печи	185
Материальный баланс	186
Тепловой баланс	193
Расход топлива по периодам плавки	200
§ 2. Примерный расчет кислородного конвертера	201
Материальный баланс	201
Определение основных размеров конвертера	205
Расчет кислородной фурмы	206
Тепловой баланс	207
§ 3. Примерный расчет методической толкательной печи	212
Расчет горения топлива	213
Время нагрева металла	215
Определение основных размеров печи	221

Тепловой баланс	222
Расчет рекуператора для подогрева воздуха	226
Выбор горелок	230
Расчет аэродинамического сопротивления дымового тракта	231
§ 4. Примерный расчет печи с шагающим подом со сводовым отоплением	232
Расчет горения топлива	232
Расчет времени нагрева металла	232
Определение основных размеров печи	241
Тепловой баланс печи	242
Выбор горелок	249
§ 5. Примерный расчет печи с выкатным подом	250
Расчет горения топлива	250
Определение размеров печи	251
Температурный режим и время нагрева металла	251
Тепловой баланс печи	258
Выбор форсунок	265
§ 6. Примерный расчет печи с роликовым подом с радиационными трубами	265
Компоновка рабочего пространства печи	265
Расчеты времени нагрева и длины печи	266
Тепловой баланс печи	267
Выбор радиационных труб	270
Глава VIII. Расчеты электрических печей	272
§ 1. Примерный расчет дуговой сталеплавильной печи	272
Материальный баланс	273
Определение основных размеров печи	277
Энергетический баланс периода расплавления	278
Мощность печного трансформатора	286
§ 2. Расчет электропечей сопротивления	286
Расчет металлических нагревателей	287
Расчет карборундовых нагревателей	291
Расчет нагревателей из дисилицида молибдена	296
§ 3. Примерный расчет камерной электропечи сопротивления	299
Тепловой расчет печи	300
Электрический расчет печи	304
§ 4. Расчет индукционных установок	309
Тепловой расчет	310
Электрический расчет	315
Расчет индуктора для поверхностного нагрева	319
Расчет охлаждения индуктора	327
Расчет индуктора для сквозного (глубинного) нагрева	330
§ 5. Примерный расчет индукционной установки для поверхностного нагрева	332
Тепловой расчет	333
Электрический расчет	334
Расчет охлаждения индуктора	341
Приложения	344
Рекомендательный библиографический список	372
Условные обозначения	372
Предметный указатель	374

Предисловие

Основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1986—1990 годы и на период до 2000 года намечено опережающими темпами развивать отрасли и производства, определяющие научно-технический прогресс. Неуклонно укреплять тяжелую индустрию — фундамент экономики страны. Планомерно проводить во всех отраслях народного хозяйства целенаправленную энергосберегающую политику. Большие задачи поставлены перед металлургической промышленностью, которая является одной из энергоемких отраслей народного хозяйства. Металлургические печи — основные потребители энергии в металлургии. Рациональная организация тепловой работы металлургических печей не только определяет высокую эффективность их работы, но и в значительной степени влияет на качество производимой продукции. Знание закономерностей процессов теплообмена, понимание сути происходящих в металлургических печах тепловых процессов является необходимым для металлурга. Однако нужно не только обладать знанием, но и уметь его применять, в частности уметь рассчитывать процессы теплообмена при нагреве, плавлении и обработке металла, движение жидкостей и газов по трубам, каналам и в рабочем пространстве печи; процессы горения топлива и т. п. Научить учащихся средних учебных заведений выполнять такие расчеты и предназначен 2-й том данного учебника. Материал, представленный в 1-м томе, позволит учащимся получить необходимую теоретическую подготовку, изучить конструкции современных печей и их элементов. Во 2-м томе расчетные формулы приведены в виде сводных таблиц с указанием расчетной схемы и пределов применимости. Примеры расчетов помогут учащимся при выполнении домашних заданий, курсовом и дипломном проектировании. Автор считает своим долгом выразить глубокую благодарность проф. Л. А. Шульцу за ценные замечания, сделанные при рецензировании учебника.

Глава МЕХАНИКА ЖИДКОСТИ И ГАЗА

§ 1. ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ СООТНОШЕНИЯ

Расчеты механики жидкости и газа выполняют с целью определения распределения давления в покоем газе или жидкости (статика жидкости и газа), либо одной из трех величин — перепада давлений, расхода жидкости (газа), геометрического размера канала по заданным двум остальным. Основные расчетные соотношения приведены в табл. 1—3 и на рис. 1 и 2.

Таблица 1. Абсолютная шероховатость Δ для труб из различных материалов

Материал трубы	Состояние трубы	Δ , мм
Стекло и цветные металлы Стальные	Новые технически гладкие	0,001
	Новые	0,05
	Умеренные заржавевшие	0,50
	Старые заржавленные	1,0
	Оцинкованные	0,5
Чугунные	Новые	0,3
	Бывшие в употреблении	1,1
	Старые	3,0
Асбоцементные	Новые	0,085
Бетонные	Новые	0,2
	Бывшие в употреблении	0,5
	Из необработанного бетона	1,0—3,0

Таблица 2. Коэффициенты истечения жидкости из различных отверстий и насадков

Тип отверстий и насадков	φ	ϵ	μ
Круглое отверстие в тонкой стенке	0,97	0,62—0,64	0,61
Круглое отверстие в толстой стенке	0,82	1,0	0,82
Наружный цилиндрический насадок	0,82	1,0	0,82
Внутренний цилиндрический насадок	0,71	1,0	0,71
Внутренний короткий насадок	0,98	0,5	0,49
Конический суживающийся насадок ($\theta = 13^\circ 24'$)	0,93	0,982	0,946
Конический расходящийся насадок ($\theta = 8^\circ$)	0,45	1,0	0,45

Примечание. Для конических насадков коэффициенты относятся к сечению выходного отверстия.

Таблица 1.3. Основные расчетные соотношения

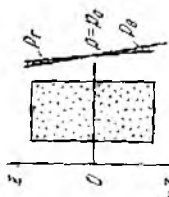
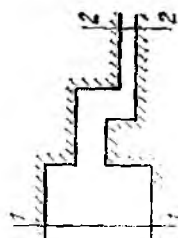
Схема	Формула	Единица измерения	Примечание
	Статика жидкостей и газа		
	$p = p_0 - \rho_0 g z T_0 / T; \quad (1)$ $\Delta p_{геом} = p_Г - p_В = gH \left(\rho_{В0} \frac{T_0}{T_В} - \rho_{Г0} \frac{T_0}{T_Г} \right) \quad (2)$	Па Па	—
	Динамика несжимаемого газа и жидкостей		
	$\rho g z_1 + \rho_1 + \rho \frac{w_1^2}{2} = \rho g z_2 + \rho_2 + \rho \frac{w_2^2}{2} + \Delta p_{пот}; \quad (3)$ $\Delta p_{пот} = \Delta p_{тр} + \Delta p_{мс} \pm \Delta p_{геом} \quad (4)$	— Па	Уравнение Бернулли
Потери на трение	$\Delta p_{тр} = \lambda \rho_0 \frac{w_0^2}{2} \frac{l}{d_{уп}} \frac{T}{T_0}; \quad (5)$ $d_{уп} = 4F/\Pi; \quad (6)$ $\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d_{уп}} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} \quad (7)$	Па м —	См. табл. 2

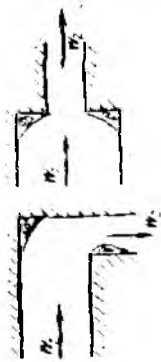
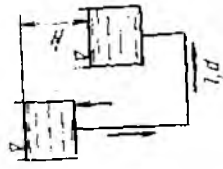
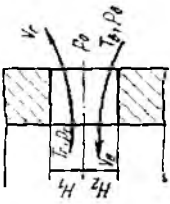
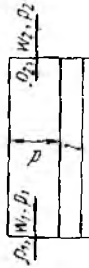
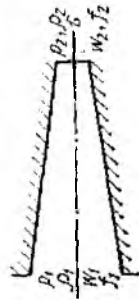
Схема	Формулы	Единица измерения	Примечание
Местные сопротивления 	(8) $\Delta p_{\text{м.с}} = \zeta \rho_0 \frac{w_0^2}{2} \frac{T}{T_0}$	Па	См. приложение V
Простая сеть 	(9) $H = \frac{8V^2}{g\pi^2 d^4} \left(1 + \lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right);$ (10) $V = \frac{\pi d^4}{4} \sqrt{\frac{2gH}{1 + \lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta}}$	м с	—

Схема	Формула	Единица измерения	Примечание
Эжектор 	$w_3 = \sqrt{\frac{2 \Sigma p_{\text{пот}}}{\rho_3 \left[\frac{2\beta(1+\sin n)}{\beta^2(1+m)(1+n)} - 1, 2\alpha^2 m n \right] - \frac{2 \Sigma p_{\text{пот}}}{(2 - \eta_{\text{диф}})}}} \quad (15)$	м/с	См. рис. 2
Выбивание и подсос через окна печи 	$V_r = \frac{2}{3} H_1 B \sqrt{\frac{2gH_1 \left(\rho_{B0} \frac{T_0}{T_B} - \rho_{r0} \frac{T_r}{T_r} \right)}{\rho_{r0} \frac{T_0}{T_r}}} \quad (16)$ $V_B = \frac{2}{3} H_2 B \sqrt{\frac{2gH_2 \left(\rho_{B0} \frac{T_0}{T_B} - \rho_{r0} \frac{T_r}{T_r} \right)}{\rho_{B0} \frac{T_0}{T_B}}} \quad (17)$	м³/с м³/с	 В — ширина окна

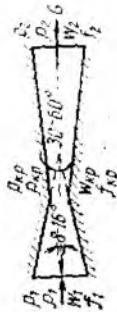
Газопровод высокого давления



Суживающееся сопло



Сопло Лаваля



	Па	(18)	—
	м/с	(19)	Для двухатомных газов $\chi = 1,4$; для сжатого пара $\chi = 1,3$
	м/с	(20)	
	Па	(21)	
	кг/с	(22)	
	м/с	(23)	—
	кг/с	(24)	
	м²	(25)	

Схема	Формула	Единица измерения	Примечание
Пересчет аэродинамических характеристик вентилятора	$V_2 = V_1 \frac{n_2}{n_1} \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3; \quad (26)$	м³/ч	n — частота вращения ротора, об/мин;
	$p_2 = p_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \frac{\rho_2}{\rho_1} \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^5; \quad (27)$	Па	
	$N_2 = N_1 \frac{\rho_2}{\rho_1} \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^5; \quad (28)$	кВт	
Мощность на валу электродвигателя	$N = k \frac{2,7 \cdot 10^{-7} V p}{\eta} \quad (29)$	кВт	η — к. п. д.
	$N, \text{ кВт} \quad \begin{array}{ c c c } \hline < 0,5 & 0,5-1 & 1-2 \\ \hline \end{array}$		$\begin{array}{ c c c } \hline 2-5 & 5 & \\ \hline \end{array}$
	$k \quad \begin{array}{ c c c } \hline 1,5 & 1,3 & 1,2 \\ \hline \end{array}$		$\begin{array}{ c c c } \hline 1,15 & 1,1 & \\ \hline \end{array}$

Рис. 1. График для ориентировочного определения высоты дымовой трубы в зависимости от требуемого разрежения ($T_{\text{ок}} = 273 \text{ K}$)

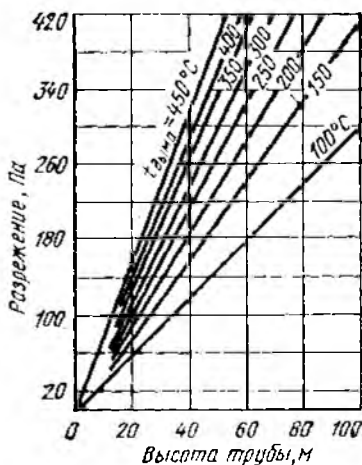
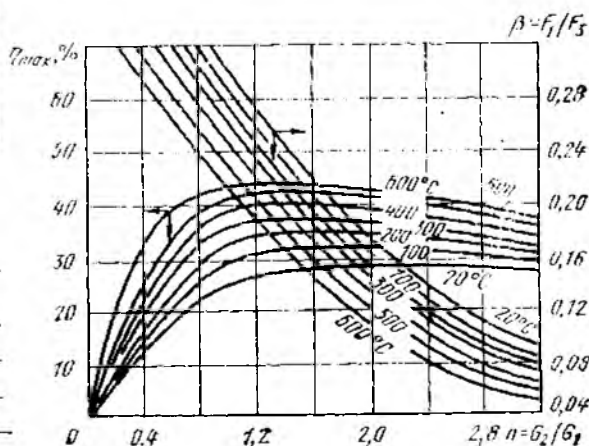


Рис. 2. Схема эжектора и зависимость к. п. д. эжектора от температуры дыма и параметра $\beta = F_1/F_2$ ($\rho_{1,0} = 1,293 \text{ кг/м}^3$, $\rho_{2,0} = 1,28 \text{ кг/м}^3$)



§ 2. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

Пример 1. Высота рабочего пространства камерной печи $H = 1,2 \text{ м}$. На уровне пода печи поддерживается давление, равное давлению окружающей среды $p_0 = 101,3 \text{ кПа}$. Принимая температуру дыма равной $T_{\text{г}} = 1273 \text{ К}$, а воздуха $T_{\text{в}} = 293 \text{ К}$, найти абсолютное и геометрическое давление газа под сводом печи.

Плотность газа и воздуха при нормальных условиях равна $1,29 \text{ кг/м}^3$.

Абсолютное давление находим по формуле (1)

$$p_T = p_0 - \rho_{г0} \frac{T_0}{T_T} gH = 101\,300 - 1,29 \frac{273}{1273} 9,8 \cdot 1,2 = 101\,296,7 \text{ Па.}$$

По формуле (2) находим геометрическое давление дыма под сводом

$$p_{\text{геом}} = 9,8 \cdot 1,2 \left(1,29 \frac{273}{293} - 1,29 \frac{273}{1273} \right) \approx 10,9 \text{ Па.}$$

Пример 2. Определить суммарные потери давления на пути движения продуктов сгорания от рабочего пространства печи до шибер

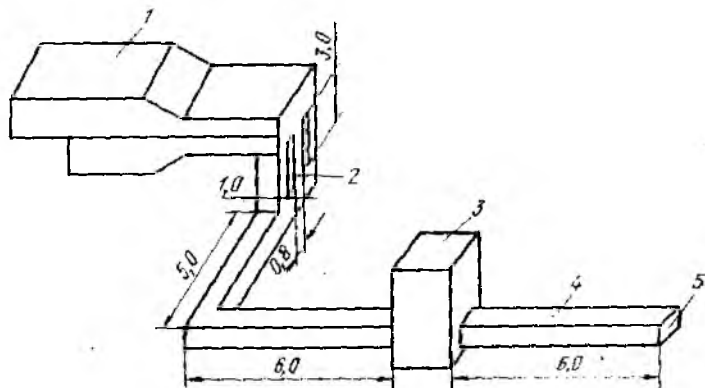


Рис. 3. Схема дымового тракта методической печи:

1 — печь; 2 — вертикальные каналы; 3 — рекуператор; 4 — боров; 5 — шибер

(рис. 3). Количество продуктов сгорания $19165 \text{ м}^3/\text{ч}$, плотность дымовых газов $1,28 \text{ кг/м}^3$, размеры рабочего пространства в конце печи $3,55 \times 2,15 \text{ м}^2$, температура дыма в конце печи 1223 К , температура дыма в вертикальных каналах $T_{\text{верт}}^{\text{д}} = 1198 \text{ К}$, падение температуры дыма в рекуператоре $\Delta T_p = 450 \text{ К}$.

Потери давления в вертикальных каналах складываются из потерь на трение, местных сопротивлений (поворот на 90° и изменение скорости потока при выходе в каналы) и преодоление геометрического давления $\Delta p_{\text{пот}}^{\text{верт}} = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{м.с}} + \Delta p_{\text{геом}}$.

Скорость движения дымовых газов в конце печи с учетом уменьшения сечения рабочего пространства печи за счет нагреваемых заготовок толщиной $0,15 \text{ м}$ составит

$$\omega_0 = \frac{19\,165}{3600 \cdot 3,55 (2,15 - 0,15)} = 0,75 \text{ м/с}$$

Скорость движения в вертикальных каналах принимаем равной $\omega_0^{\text{верт}} = 2,5 \text{ м/с}$. Тогда площадь сечения каждого канала

$$F_{\text{кан}} = \frac{19\,165}{3 \cdot 3600 \cdot 2,5} = 0,7 \text{ м}^2.$$

Размеры вертикальных каналов принимаем следующими: длина $a=1$ м, ширина $b=0,8$ м и высота $H_{\text{верт}}=3$ м. Тогда приведенный диаметр

$$d_{\text{пр}} = 4F/\Pi = 4 \cdot 0,8 \cdot 1,0 / [2(1,0 + 0,8)] = 0,89 \text{ м.}$$

Потери давления на трение [формула (5)]

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{тр}} &= \lambda \frac{H_{\text{верт}}}{d_{\text{пр}}} \rho_{\text{до}} \frac{\omega_0^2}{2} \frac{T_{\text{д}}}{T_0} = \\ &= 0,05 \frac{3,0}{0,89} 1,28 \frac{2,5^2}{2} \frac{1198}{273} = 2,96 \text{ Па,} \end{aligned}$$

где для кирпичных каналов $\lambda=0,05$; $T_{\text{д}}^{\text{верт}} = 1198$ К — средняя температура в канале.

Потери давления при повороте на 90° с сужением [формула (8)]

$$\Delta p_{\text{м.с}} = \xi \rho_{\text{до}} \frac{\omega_0^2}{2} \frac{T_{\text{д}}}{T_0} = 1,7 \cdot 1,28 \frac{0,75^2}{2} \frac{1223}{273} = 2,74 \text{ Па,}$$

где $\xi=1,7$ (приложение V, № 8) для случая $b_2/b_1=3 \cdot 0,7/3,55=0,6$ и $a/b_2=1,0/0,8=1,25$.

Потери на преодоление геометрического давления [формула (2)]

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{геом}} &= H_{\text{верт}} g \left(\rho_{\text{ва}} \frac{T_0}{T_{\text{в}}} - \rho_{\text{до}} \frac{T_0}{T_{\text{д}}} \right) = \\ &= 3,0 \cdot 9,8 \left(1,29 \frac{273}{293} - 1,28 \frac{273}{1198} \right) = 26,73 \text{ Па,} \end{aligned}$$

где $\rho_{\text{ва}}=1,29$ г/м³ — плотность воздуха при $T_0=273$ К и давлении 101,3 кПа.

Суммарные потери давления в вертикальных каналах

$$\Delta p_{\text{пот}}^{\text{верт}} = 2,96 + 2,74 + 26,73 = 32,43 \text{ Па.}$$

Определяем потери давления при движении дымовых газов от вертикальных каналов до рекуператора, которые складываются из потерь при повороте на 90° с изменением сечения из вертикальных каналов в боров, потерь на трение и поворот на 90° в борове без изменения сечения, т. е. $\Delta p_1^6 = \Delta p_{\text{м.с.1}}^6 + \Delta p_{\text{тр}}^6 + \Delta p_{\text{м.с.2}}^6$.

Скорость движения дыма в борове принимаем $\omega_{60}=2,5$ м/с. Сечение борова $F_6 = V_{\text{д}}/3600 \omega_{60} = 19165/3600 \cdot 2,5 = 2,13$ м². Ширину борова сохраняем равной длине вертикальных каналов $b=1,0$ м. В этом случае высота борова $h_6 = 2,13/1,0 = 2,13$ м.

Приведенный диаметр борова $d_{\text{пр}} = 4F_6/\Pi = 4 \cdot 2,13/2(1+2,13) = 1,36$ м.

Принимаем падение температуры дыма равным 2 К на 1 м длины борова. При длине борова от вертикальных каналов до рекуператора 11 м падение температуры дыма равно 22 К. Температура дыма перед рекуператором $T_{\text{р}}^* = 1198 - 22 = 1176$ К.

Средняя температура дыма в борове $T_{\text{д}}^6 = (1198 + 1176)/2 = 1187$ К.

Потери давления на трение [формула (5)]

$$\Delta p_{\text{тр}} = 0,05 \frac{11}{1,36} 1,28 \frac{2,5^2}{2} \frac{1187}{273} = 7,03 \text{ Па.}$$

Потери давления при входе в боров [формула (8)]

$$\Delta p_{\text{м.с}}^6 = 0,8 \cdot 1,28 \frac{2,5^2}{2} \frac{1198}{273} = 14,04 \text{ Па,}$$

где $\zeta=0,8$ для случая $b_2/b_1=1,36/0,8=1,7$ (здесь $b_2=h_6$, $b_1=b$) и $h/b_2=1,36/1,0=1,36$ (см. приложение V, № 8). Значение ζ находится интерполяцией, полагая линейный характер изменения коэффициента местного сопротивления между двумя соседними значениями.

Потери давления при повороте борова на 90°

$$\Delta p_{\text{м.с.2}}^6 = 1,19 \cdot 1,28 \frac{2,5^2}{2} \frac{1187}{273} = 20,7 \text{ Па,}$$

где $\zeta=1,25 \cdot 1,0 \cdot 0,95=1,19$ для $h/b=1,36$ (см. приложение V, № 6).

Суммарные потери давления на участке от вертикальных каналов до рекуператора

$$\Delta p_1^6 = 7,03 + 14,04 + 20,70 = 41,77 \text{ Па.}$$

Потери давления в рекуператоре складываются из потерь при внезапном расширении на входе, потерь при внезапном сужении на выходе из рекуператора и потерь давления при поперечном омывании дымом шахматного пучка труб.

Размеры камеры для установки рекуператора равны $1,4 \times 2,5 \text{ м}^2$, диаметр труб $d=57 \text{ мм}$, $S_1=S_2=2d$. Температура дыма на входе в рекуператор $T_p=1176 \text{ К}$, на выходе $T_p^*=T_p-\Delta T_p=1176-450=726 \text{ К}$. Средняя температура дыма в рекуператоре $T_p=(1176+726)/2=951 \text{ К}$. Скорость движения дыма в рекуператоре принята равной $w_p^0=4 \text{ м/с}$. Число рядов труб по глубине пучка $n=14$. Потери давления при внезапном расширении (изменение скорости) при входе в рекуператор [формула (8)]

$$\Delta p_{\text{м.с.1}}^{\text{рек}} = 0,152 \cdot 1,28 \frac{2,5^2}{2} \frac{1176}{273} = 2,62 \text{ Па,}$$

где $\zeta=0,152$ (приложение V, № 2) для $F_1/F_2=(1 \cdot 2,13)/(1,4 \cdot 2,5)=0,61$.

При поперечном омывании дымом шахматного пучка труб (приложение V, № 15)

$$\Delta p_{\text{пуч}}^{\text{рек}} = C_s C_d \Delta p_{\text{гр}} (n+1) = 1,0 \cdot 0,86 \cdot 12,26 (14+1) = 158,15 \text{ Па,}$$

где $C_s=1$ (для $S_1/d=S_2/d=2$); $C_d=0,86$ (для $d=57 \text{ мм}$); а $\Delta p_{\text{гр}}=12,26 \text{ Па}$ (для $t_p=678^\circ\text{C}$ и действительной скорости $w^p=4 \cdot 951/273=13,93 \text{ м/с}$).

Потери давления при внезапном сужении на выходе из рекуператора

$$\Delta p_{\text{м.с.2}}^{\text{рек}} = 0,26 \cdot 1,28 \frac{1,5^2}{2} \frac{726}{273} = 1,02 \text{ Па}$$

$\zeta=0,26$ (приложение V, № 4) для случая $F_2/F_1=1,0 \cdot 2,13/1,4 \cdot 2,5=0,61$, а скорость движения дыма в камере рекуператора за трубами $w_0^p=19165/(3600 \cdot 1,4 \cdot 2,5)=1,52 \text{ м/с}$.

Потери давления в рекуператоре $\Delta p^{\text{рек}} = 2,62 + 158,15 + 1,02 = 161,79$ Па.

Определим потери давления на участке от рекуператора дошибера. Принимаем падение температуры дыма на этом отрезке 1,5 К на 1 м длины борова (длина борова 6 м).

Тогда средняя температура дыма на этом участке $T_d = (726 + 717)/2 = 721,5$ К.

При том же сечении борова, что и до рекуператора, потери на трение составят

$$\Delta p_2^b = 0,05 \frac{6,0}{1,36} 1,28 \frac{2,5^2}{2} \frac{721,5}{273} = 2,33 \text{ Па.}$$

Общие потери давления при движении продуктов сгорания от рабочего пространства дошибера

$$\Delta p_{\text{пот}} = \Delta p_{\text{пот}}^{\text{верт}} + \Delta p_1^b + \Delta p^{\text{рек}} + \Delta p_2^b =$$

$$32,43 + 41,77 + 161,79 + 2,33 = 238,39 \text{ Па.}$$

Пример 3. Определить высоту кирпичной трубы, предназначенной для удаления продуктов сгорания из методической нагревательной печи (см. пример 2). Общие потери давления при движении дымовых газов $\Delta p_{\text{пот}} = 238,39$ Па. Температура дыма перед трубой $T_{c,1} = 717$ К. Плотность дымовых газов $\rho_{g0} = 1,28$ кг/м³. Температура окружающего воздуха $T_b = 293$ К.

Количество продуктов сгорания, проходящих через трубу, составляет 19465 м³/ч или 5,32 м³/с.

Находим площадь сечения устья трубы, принимая скорость движения дыма в устье равной 3 м/с.

$$F_2 = V_d / w_{0,2} = 5,32 / 3,0 = 1,77 \text{ м}^2.$$

$$\text{Отсюда диаметр устья } d_2 = \sqrt{4F_2/\pi} = \sqrt{4 \cdot 1,77/3,14} = 1,5 \text{ м.}$$

Диаметр основания трубы находим из соотношения $d_1 = 1,5 d_2$, т.е. $d_1 = 2,25$ м.

Скорость движения дымовых газов в основании трубы

$$w_{0,1} = \frac{4\bar{V}_d}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 5,32}{3,14 \cdot 2,25^2} = 1,34 \text{ м/с.}$$

Действительное разрежение, создаваемое трубой, должно быть на 40 % больше потерь давления при движении дымовых газов, т.е. $\Delta p_{\text{деств}} = 1,3 \Delta p_{\text{пот}} = 1,3 \cdot 238,39 = 309,82$ Па.

Для определения температуры газов в устье трубы по графику на рис. 1 ориентируясь принимаем высоту трубы $H = 40$ м.

Падение температуры для кирпичной трубы принимаем равным 1,0–1,5 К на 1 м высоты трубы: $\Delta T = 1,25 \cdot 40 = 50$ К. Тогда температура газов в устье трубы равна $T_{r2} = 717 - 50 = 667$ К, а средняя температура газа $T_r = (T_{r1} + T_{r2})/2 = (717 + 667)/2 = 692$ К. Средний диаметр трубы $d = (d_1 + d_2)/2 = (2,25 + 1,5)/2 = 1,875$ м. Тогда $\bar{F} = \pi \bar{d}^2/4 = 3,14 \cdot 1,875^2/4 = 2,76 \text{ м}^2$.

Средняя скорость движения дымовых газов в трубе

$$\bar{w}_0 = \bar{V}_d / \bar{F} = 5,32 / 2,76 = 1,93 \text{ м/с.}$$

Коэффициент трения λ для кирпичных труб принимаем равным 0,05.

Подставляя полученные значения в формулу (14), получим

$$H = \frac{309,82 - 1,28 \frac{1,34^2}{2} \frac{717}{273} + 1,28 \frac{3,02}{2} \frac{667}{273}}{9,81 \left(1,29 \frac{273}{293} - 1,28 \frac{273}{692} \right) - \frac{0,05}{1,875} 1,28 \frac{1,93^2}{2} \frac{692}{273}} = 47,85 \text{ м.}$$

Пример 4. Рассчитать эжектор для удаления продуктов сгорания из методической нагревательной печи (см. пример 2), если количество эжектируемых дымовых газов $V_{до} = 5,32 \text{ м}^3/\text{с}$. Температура дымовых газов $T_d = 717 \text{ К}$, плотность $\rho_{до} = 1,28 \text{ кг/м}^3$. Сопротивление на пути движения продуктов сгорания от рабочего пространства до эжектора $\Sigma \Delta p_{пот} = 238,32 \text{ Па}$. Определить основные размеры эжектора и скорость эжектируемого газа на выходе из сопла, если эжекция производится воздухом при $T_v = 293 \text{ К}$, нагнетаемым вентилятором высокого давления.

Конструктивное оформление эжекторов представлено на рис. 2.

Расход массы эжектируемых дымовых газов $G_d = 1,28 \cdot 5,32 = 6,81 \text{ кг/с}$.

Принимаем массовую кратность эжекции $n = G_d/G_v = 1,6$. Принятому значению $n = 1,6$ при температуре $T_d = 717 \text{ К}$ (444°C) (согласно рис. 2) соответствуют $\beta = F_1/F_2 = 0,115$ и $\eta_{max} = 40\%$. Тогда $G_v = 6,81/1,6 = 4,26 \text{ кг/с}$.

Действительный объем эжектируемых дымовых газов

$$V_d = V_{до} T_d/T_0 = 5,32 \cdot 717/273 = 13,97 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Действительный объем эжектирующего воздуха

$$V_v = \frac{G_v}{\rho_{во}} \frac{T_v}{T_0} = \frac{4,26}{1,29} \frac{293}{273} = 3,54 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Объемная кратность эжекции

$$m = \frac{V_d}{V_v} = \frac{13,97}{3,54} = 3,95.$$

Плотность смеси дыма и воздуха

$$\rho_3 = \frac{G_v + G_d}{V_v + V_d} = \frac{4,26 + 6,81}{3,54 + 13,97} = 0,63 \text{ кг/м}^3.$$

Принимая $\alpha = \beta$ и коэффициент полезного действия диффузора $\eta_{диф} = 0,8$, приведем уравнение (15) к виду

$$\omega_3 = \sqrt{\frac{2 \Sigma \Delta p_{пот}}{\rho_3 \left[\frac{2 + 0,8 \beta m n}{\beta (1 + m) (1 + n)} - 1,2 \right]}}, \text{ м/с.}$$

Скорость смеси в смесителе равна

$$\omega_3 = \sqrt{\frac{2 \cdot 238,32}{0,63 \left[\frac{2 + 0,8 \cdot 0,115 \cdot 3,95 \cdot 1,6}{0,115 (1 + 3,95) (1 + 1,6)} - 1,2 \right]}} = 37,29 \text{ м/с}$$

Площадь поперечного сечения смесителя

$$F_3 = \frac{V_B + V_D}{w_3} = \frac{3,54 + 13,97}{37,29} = 0,47 \text{ м}^2.$$

Откуда

$$d_3 = \sqrt{4F_3/\pi} = \sqrt{4 \cdot 0,47/3,14} = 0,77 \text{ м}.$$

Для обеспечения максимального к.п.д. эжектора необходимо иметь следующее оптимальное соотношение его размеров (см. рис. 2)

$$l_1 = 17d_3 = 17 \cdot 0,77 = 13,09 \text{ м}; \quad l_1 = 10d_3 = 10 \cdot 0,77 = 7,7 \text{ м};$$

$$l_3 = 3d_3 = 3 \cdot 0,77 = 2,31 \text{ м}; \quad l_4 = 2d_3 = 2 \cdot 0,77 = 1,54 \text{ м};$$

$$l_6 = 2d_3 = 2 \cdot 0,77 = 1,54 \text{ м}; \quad d_1 = d_3 \sqrt{\beta} = 0,77 \sqrt{0,115} = 0,261 \text{ м};$$

$$d_2 = 2d_3 = 2 \cdot 0,77 = 1,54 \text{ м}; \quad d_4 = 2d_3 = 2 \cdot 0,77 = 1,54 \text{ м};$$

Скорость эжектирующего воздуха в сопле

$$w_1 = \frac{4V_B}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 3,54}{3,14 \cdot 0,261^2} = 66,2 \text{ м/с}.$$

Пример 5. Определить необходимое давление воды в точке 0 магистрального водопровода (рис. 4), если расход воды на охлаждение

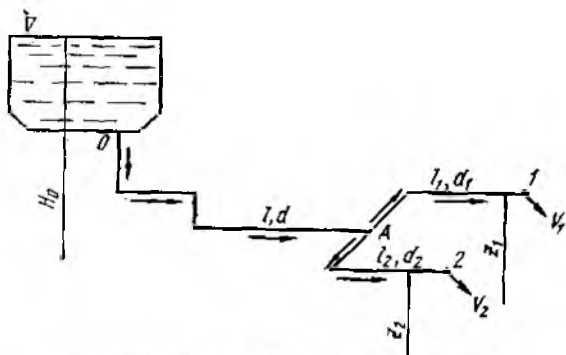


Рис. 4. Схема простой разветвленной сети

тепловых заслонок $V_1 = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, $V_2 = 1,25 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$. Длина магистрального водопровода $l_{OA} = 25 \text{ м}$; $l_{1A} = 15 \text{ мм}$; $l_{2A} = 10 \text{ м}$; $d_{OA} = 50,8 \text{ мм}$; $d_{1A} = 38 \text{ мм}$; $d_{2A} = 31,7 \text{ мм}$. Принимаем $z_1 = z_2 = 5 \text{ м}$.

Требуемый напор находим по формуле (11)

$$H_0 = z_1 + \frac{8}{g\pi^2} \left[\frac{(V_1 + V_2)^2}{d_{OA}^4} \left(\lambda_{OA} \frac{l_{OA}}{d_{OA}} + \Sigma \zeta_{OA} \right) + \frac{V_1^2}{d_{1A}^4} \left(\lambda_{1A} \frac{l_{1A}}{d_{1A}} + \Sigma \zeta_{1A} \right) \right].$$

Потери напора на участке водопровода OA складываются из потерь на трение $\Delta p_{OA}^{тр}$ и потерь при повороте водопровода на 90° .

Считая водопроводные трубы стальными, умеренно заржавевшими, по табл. 2. находим значение $\Delta=0,5$ мм. Принимая для воды значение $\nu=1 \cdot 10^{-6}$ м²/с, находим критерий Рейнольдса для отдельных участков водопровода

$$\begin{aligned} Re_{OA} &= \frac{w_{OA} d_{OA}}{\nu} = \frac{4(V_1 + V_3)}{\pi d_{OA} \nu} = \\ &= \frac{4(1 + 1,25) 10^{-3}}{3,14 \cdot 5,08 \cdot 10^{-2} \cdot 1 \cdot 10^{-6}} = 0,565 \cdot 10^5; \\ Re_{IA} &= \frac{4V_1}{\pi d_{IA} \nu} = \frac{4 \cdot 1 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 3,8 \cdot 10^{-2} \cdot 1 \cdot 10^{-6}} = 0,335 \cdot 10^5. \end{aligned}$$

Коэффициенты трения при движении воды [формула (7)]

$$\begin{aligned} \lambda_{OA} &= 0,11 \left(\frac{\Delta}{d_{OA}} + \frac{68}{Re_{OA}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,11 \left(\frac{0,5}{50,8} + \frac{68}{0,565 \cdot 10^5} \right)^{0,25} = 0,035; \\ \lambda_{IA} &= 0,11 \left(\frac{0,5}{38} + \frac{68}{0,335 \cdot 10^5} \right)^{0,25} = 0,039. \end{aligned}$$

Учитывая, что коэффициент местного сопротивления при повороте водопровода на 90° без изменения сечения равен $\zeta=1,25$ (приложение V, № 6), а коэффициент местного сопротивления раздающего короба (точка А) при $F_1/F_2=1,054$ $\zeta_A=1,5$ (приложение V, № 11) находим требуемый напор

$$\begin{aligned} H_0 &= 5 + \frac{8}{9,81 \cdot 3,14^2} \left[\frac{(1 + 1,25)^2 \cdot 10^{-6}}{(5,08 \cdot 10^{-2})^4} \times \right. \\ &\times \left(0,035 \frac{25}{5,08 \cdot 10^{-2}} + 1,25 \right) + \\ &\left. + \frac{1 \cdot 10^{-6}}{(3,8 \cdot 10^{-2})^4} \left(0,039 \frac{15}{3,8 \cdot 10^{-2}} + 1,25 + 1,5 \right) \right] = 6,88 \text{ м.} \end{aligned}$$

Этот напор эквивалентен давлению 67,424 кПа.

Пример 6. Рассчитать объем продуктов сгорания, выбивающихся через окно камерной печи во время загрузки металла. Температура дымовых газов в печи $T_d=1500$ К, температура окружающей среды $T_s=300$ К. Высота окна $H=0,6$ м, ширина $B=0,8$ м.

Объем выбивающихся продуктов сгорания находим по формуле (16).

$$\begin{aligned} V_d &= \frac{2}{3} 0,6 \cdot 0,8 \times \\ &\times \sqrt{\frac{2 \cdot 9,8 \cdot 0,6 \left(1,29 \frac{273}{300} - 1,28 \frac{273}{1500} \right)}{1,28 \frac{273}{1500}}} = 2,21 \text{ м}^3/\text{с.} \end{aligned}$$

Если давление печных газов у верхней кромки окна окажется равным атмосферному, тогда у нижней кромки будет разрежение, равное [формула (2)]

$$\Delta p_{\max} = gH \left(\rho_{\text{в0}} \frac{T_0}{T_{\text{в}}} - \rho_{\text{до}} \frac{T_0}{T_{\text{д}}} \right).$$

В этом случае через открытое окно в печь будет поступать холодный воздух в количестве [формула (16 а)]

$$\begin{aligned} V_{\text{в}} &= \frac{2}{3} HB \sqrt{\frac{2gH \left(\rho_{\text{в0}} \frac{T_0}{T_{\text{в}}} - \rho_{\text{до}} \frac{T_0}{T_{\text{д}}} \right)}{\rho_{\text{в0}} \frac{T_0}{T_{\text{в}}}}} = \\ &= \frac{2}{3} 0,6 \cdot 0,8 \sqrt{\frac{2 \cdot 9,8 \cdot 0,6 \left(1,29 \frac{273}{300} - 1,28 \frac{273}{1500} \right)}{1,29 \frac{273}{300}}} = \\ &= 0,982 \text{ м}^3/\text{с}. \end{aligned}$$

Если давление печных газов, равное атмосферному, будет в середине окна, то через верхнюю половину окна будет происходить утечка дымовых газов в количестве

$$\begin{aligned} V_{\text{д}} &= \frac{2}{3} 0,8 \cdot 0,3 \times \\ &\times \sqrt{\frac{2 \cdot 9,8 \cdot 0,3 \left(1,29 \frac{273}{300} - 1,28 \frac{273}{1500} \right)}{1,28 \frac{273}{1500}}} = 0,78 \text{ м}^3/\text{с}; \end{aligned}$$

а через нижнюю половину будет подсасываться холодный воздух в количестве

$$\begin{aligned} V'_{\text{в}} &= \frac{2}{3} 0,8 \cdot 0,3 \times \\ &\times \sqrt{\frac{2 \cdot 9,8 \cdot 0,3 \left(1,29 \frac{273}{300} - 1,28 \frac{273}{1500} \right)}{1,29 \frac{273}{300}}} = 0,347 \text{ м}^3/\text{с}. \end{aligned}$$

Пример 7. Через продувочную фурму необходимо подавать $G = 3$ кг/с кислорода. Кислород подается по стальным трубам диаметром $d = 0,1$ м. Давление на входе в трубопровод $p_1 = 1 \cdot 10^5$ Па, температура $T_1 = 293$ К. Длина трубопровода $l = 100$ м. Вязкость кислорода $\nu = 15,7 \cdot 10^{-6}$ м²/с. Найти давление кислорода перед фурмой.

Плотность кислорода в начале трубопровода

$$\rho_1 = p_1 / RT_1 = 1 \cdot 10^5 / 260 \cdot 293 = 13,13 \text{ кг/м}^3,$$

где R — универсальная газовая постоянная, равная для кислорода 260; для воздуха 287; для сухого пара 463; для CH_4 —519 Дж/(кг·К).

Скорость движения в начале трубопровода

$$w_1 = \frac{G}{\rho_1 f} = \frac{3,0 \cdot 4}{13,13 \cdot 3,14 \cdot 0,1^2} = 29,1 \text{ м/с.}$$

Определяем коэффициент трения в трубопроводе, для чего найдем число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{w_1 d}{\nu} = \frac{29,1 \cdot 0,1}{15,7 \cdot 10^{-6}} = 1,85 \cdot 10^5.$$

Согласно табл. 2 абсолютная шероховатость стальных умеренно заржавевших труб равна $\Delta=0,5$ мм, а коэффициент трения [формула (7)]

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{0,5 \cdot 10^{-3}}{0,1 \cdot 10^{-1}} + \frac{68}{1,85 \cdot 10^5} \right)^{0,25} = 0,03.$$

По формуле (18) находим давление кислорода перед фурмой

$$p_2 = \sqrt{(1 \cdot 10^6)^2 - 2 \cdot 1 \cdot 10^6 \cdot 0,03 \frac{100}{0,1} \frac{13,13 \cdot 29,1^2}{2}} = 0,816 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Пример 8. Используя условия примера 7, определить диаметр сопла фурмы, обеспечивающего критическую скорость истечения. Каковы будут скорость истечения, плотность, температура и давление кислорода на выходе из фурмы? Давление атмосферы за соплом равно $p_a = 10^5$ Па.

Диаметр сопла, обеспечивающего критический расход, можно получить, используя формулу (22)

$$\begin{aligned} \dot{V}_{\text{кр}} &= \frac{3,0}{\left(\frac{2}{1,4+1} \right)^{\frac{1,4+1}{2(1,4-1)}} \sqrt{0,816 \cdot 10^6 \cdot 10,71 \cdot 1,4}} = \\ &= 1,48 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 \end{aligned}$$

Здесь $\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} = \frac{0,816 \cdot 10^6}{260 \cdot 293} = 10,71 \text{ кг/м}^3$ — плотность кислорода перед фурмой.

Теперь легко найти критический диаметр сопла

$$d_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{4\dot{V}_2}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,48 \cdot 10^{-3}}{3,14}} = 4,32 \cdot 10^{-2} \text{ м} = 43,2 \text{ мм.}$$

Давление кислорода на выходе из сопла (формула 21)

$$p_{\text{кр}} = 0,816 \cdot 10^6 \left(\frac{2}{1,4+1} \right)^{\frac{1,4}{1,4-1}} = 0,431 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Используя приближенное выражение $p_{кр} = 0,53 p_1$, получим $p_{кр} = 0,53 \cdot 0,816 \cdot 10^6 = 0,432 \cdot 10^6$ Па. Критическая скорость истечения равна [формула 20]

$$\omega_{кр} = \sqrt{2 \frac{\chi}{\chi + 1} \frac{p_1}{\rho_1}} =$$

$$= \sqrt{2 \frac{1,4}{1,4 + 1} \cdot \frac{0,816 \cdot 10^6}{10,71}} = 298,1 \text{ м/с}.$$

Температура кислорода на выходе из сопла

$$T_{кр} = \frac{2}{\chi + 1} T_1 = \frac{2}{1,4 + 1} 293 = 244 \text{ К } (-29^\circ \text{C}),$$

и плотность

$$\rho_{кр} = \rho_1 \left(\frac{2}{\chi + 1} \right)^{\frac{1}{\chi - 1}} = 10,71 \left(\frac{2}{1,4 + 1} \right)^{\frac{1}{1,4 - 1}} = 6,79 \text{ кг/м}^3.$$

Пример 8а. Используя условия примеров 7 и 8 определить скорость истечения кислорода и размеры сопла Лаваля, используемого в качестве продувочной фурмы.

Скорость истечения из сопла находим по формуле (23)

$$\omega_2 = \sqrt{2 \frac{1,4}{1,4 - 1} \frac{0,816 \cdot 10^6}{10,71} \left[1 - \left(\frac{1 \cdot 10^5}{8,16 \cdot 10^5} \right)^{\frac{1,4 - 1}{1,4}} \right]} =$$

$$= 490,4 \text{ м/с}.$$

Сечение горловины соответствует $f_{кр}$ в примере 8. Выходное сечение сопла находим по формуле (25)

$$f_2 = \frac{3,0}{10,71 \cdot 490,4 \left(\frac{1 \cdot 10^5}{4,31 \cdot 10^6} \right)^{1/1,4}} = 1,62 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2,$$

$$d_2 = \sqrt{4f_2/\pi} = \sqrt{4 \cdot 1,62 \cdot 10^{-3}/3,14} = 45,5 \text{ мм}.$$

Пример 9. Подобрать вентилятор, обеспечивающий подачу на печь $V = 7000 \text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха с давлением 1500 Па, если подача воздуха производится по воздухопроводу диаметром $d = 0,5 \text{ м}$, длиной $l = 25 \text{ м}$ при коэффициенте трения $\lambda = 0,03$ и суммарном коэффициенте местных сопротивлений $\Sigma \zeta = 15,5$.

Потеря давления при преодолении гидравлических сопротивлений

$$\Delta p_{пот} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right) \frac{\rho \omega^2}{2} =$$

$$= \left(0,03 \frac{25}{0,5} + 15,5 \right) \frac{1,29 \omega^2}{2} = 10,96 \omega^2.$$

Уравнение характеристики сети

$$p_0 = p + \Delta p_{пот} = 1500 + 10,96 \frac{V^2}{F^2} =$$

$$= 1500 + 10,96 \frac{V^2 \cdot 4^2}{3,14^2 \cdot 0,5^4} = 1500 + 2,85 \cdot 10^2 V^2.$$

Построение характеристики сети производим по точкам, для которых вычислены значения p в зависимости от V :

$V, \text{ м}^3/\text{ч}$	2000	4000	6000	8000
$p, \text{ Па}$	1589,4	1851,1	2294,8	2904,8

Из рис. 5 следует, что для обеспечения подачи на печь $7000 \text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха с давлением 1500 Па следует выбрать вентилятор, который

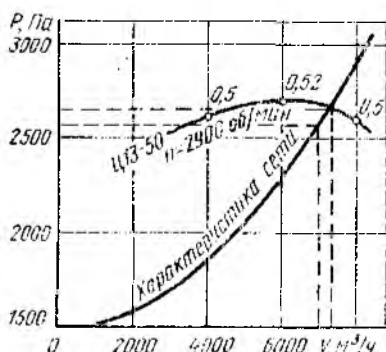


Рис. 5. Подбор вентилятора по характеристике сети

Мощность на валу электродвигателя можно найти по формуле (29)

$$N = k \frac{2,7 \cdot 10^{-7} V p_{\text{пол}}}{\eta} = 1,1 \frac{2,7 \cdot 10^{-7} \cdot 7250 \cdot 2690}{0,51} = 11,78 \text{ кВт.}$$

Вышеприведенные параметры вентилятора соответствуют нормальным атмосферным условиям: давление $p=101,3 \text{ кПа}$, температура $T=293 \text{ К}$, относительная влажность $\varphi=50 \%$, чему соответствует плотность воздуха $\rho_{\text{воз}}=1,2 \text{ кг/м}^3$. Если параметры среды не соответствуют нормальным, необходимо пересчитать полученные значения по формулам (26) — (28).

Например, принимаем $T_2=313 \text{ К}$, $p_2=98,63 \text{ кПа}$, $\varphi_2=70 \%$. Тогда плотность воздуха при этих условиях равна

$$\begin{aligned} \rho_2 &= \rho_1 \frac{T_1}{T_2} \frac{p_2}{p_1} \frac{4336 - \varphi_2}{4286} = \\ &= 1,2 \frac{293}{313} \frac{98,63}{101,3} \frac{4336 - 70}{4286} = 1,088 \text{ кг/м}^3. \end{aligned}$$

Объемный расход воздуха не изменится, так как $V_2=V_1=7250 \text{ м}^3/\text{ч}$. Полное давление, развиваемое вентилятором, равно [формула (27)]

$$p_{\text{пол}} = p_1 \rho_2 / \rho_1 = 2690 \cdot 1,088 / 1,2 = 2438,9 \text{ Па},$$

что позволит получить давление перед печью

$$p_2 = p_{\text{пол}2} - 2,85 \cdot 10^2 V^2 = 2438,9 - 2,85 \cdot 10^2 \cdot 2,01^2 = 1287,5 \text{ Па.}$$

Мощность на валу электродвигателя равна [формула (28)]

$$N_2 = N_1 \frac{\rho_2}{\rho_1} = 11,78 \frac{1,088}{1,2} = 10,68 \text{ кВт}$$

Глава РАСЧЕТЫ ПРОЦЕССОВ II ТЕПЛООБМЕНА

§ 1. ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ СООТНОШЕНИЯ И ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА

В большинстве случаев целью расчета конвективного теплообмена является определение величины теплового потока (или его плотности), падающей по закону Ньютона — Рихмана

$$Q = \alpha (T_{\text{ст}} - T_{\text{ж}}) F \tau, \text{ Дж}, \quad (30)$$

или

$$q = Q/F\tau = \alpha (T_{\text{ст}} - T_{\text{ж}}), \text{ Вт/м}^2. \quad (30a)$$

Обычно все величины, кроме коэффициента конвективной теплоотдачи α , заданы по условиям задачи. Коэффициент конвективной теплоотдачи α , Вт/(м²·К), можно найти по формулам, приведенным в табл. 4—8 и на рис. 6—9.

Пример 10. Определить мощность холостого хода лабораторной электропечи сопротивления, представляющей собой параллелепипед со сторонами 0,75×0,6×0,5 м. В установившемся тепловом состоянии температура кожуха печи равна $t_{\text{ст}}=80^\circ\text{C}$, температура воздуха $t_{\text{ж}}=20^\circ\text{C}$.

Мощность холостого хода печи (без загрузки) определяется потерями тепла через стенки печи или, другими словами, количеством тепла, отводимым стенами печи конвекцией в окружающую среду в единицу времени (Вт), т. е.

$$N = \sum q_i F_i,$$

где q_i — плотность теплового потока с i -той поверхности печи, Вт/м²; F_i — площадь поверхности i -той стены, м².

Плотность теплового потока находим по формуле (30, а), а коэффициент конвективной теплоотдачи по формулам (31) — (33). В рассматриваемом случае определяющая температура для всех поверхностей равна $\bar{t} = 0,5(t_{\text{ж}} + t_{\text{ст}}) = 0,5(80 + 20) = 50^\circ\text{C}$. При этой температуре для воздуха $\nu_{\text{ж}} = 17,95 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, $\lambda_{\text{ж}} = 2,83 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, $\text{Pr}_{\text{ж}} = 0,698$ (приложение IV).

$$\beta = \frac{1}{\bar{t} + 273} = \frac{1}{323} \text{ 1/К}.$$

За определяющий размер при расчете коэффициента теплоотдачи свободной конвекцией боковых стен принимаем их высоту $h=0,5 \text{ м}$,

Таблица 4. Основные формулы для расчета конвективного теплообмена

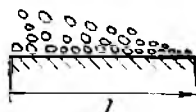
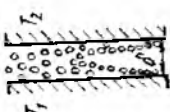
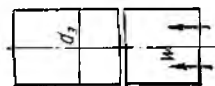
Схема	Формула	Примечание
<i>Свободная конвекция</i>		
	Неограниченный объем При $5 \cdot 10^3 \leq GrPr < 2 \cdot 10^7$ $\alpha = 0,54 \frac{\lambda_r}{l} (GrPr)^{0,25}$ (31)	Для приближенных расчетов можно принять $\alpha = 10 + 0,06 t_{ст}$
	При $2 \cdot 10^7 \leq GrPr \leq 1 \cdot 10^{12}$ $\alpha = 0,135 \frac{\lambda_r}{l} (GrPr)^{1/3}$ (31 а)	
	$\alpha = 1,3\alpha_0$, если $T_{ст} < T_{ж}$; $\alpha = 0,7\alpha_0$, если $T_{ст} > T_{ж}$	α_0 определяют по формулам (31) и (31, а); l — наименьший линейный размер
	$\alpha = 1,3\alpha_0$, если $T_{ст} < T_{ж}$; $\alpha = 0,7\alpha_0$, если $T_{ст} > T_{ж}$	(33) (33 а)

Схема	Формула	Примечание
	Ограниченный объем $q = \frac{\lambda_{\text{эв}}}{\delta} (T_2 - T_1); \quad (34)$ $\lambda_{\text{эв}} = \lambda_r, \text{ если } (GrPr) < 1000;$ $\lambda_{\text{эв}} = 0,18 (GrPr)^{0,25} \lambda_r, \text{ если } (GrPr) > 1000$	—
	Вынужденная конвекция Движение газа в трубе При $Re < 2000$ $\alpha = 0,17 \frac{\lambda}{d_0} Re^{0,33} Pr^{0,43} \quad (35)$ При $Re > 5000$: если $0,5 < T_{\text{ст}}/T_{\text{ж}} \leq 1,0$, то $\alpha = 0,023 \frac{\lambda}{d_0} Re_{\text{ж}}^{0,8} Pr_{\text{ж}}^{0,4} \left(1,27 - 0,27 \frac{T_{\text{ст}}}{T_{\text{ж}}} \right); \quad (36)$ если $1,0 < T_{\text{ст}}/T_{\text{ж}} \leq 3,5$, то $\alpha = 0,023 \frac{\lambda}{d_0} Re_{\text{ж}}^{0,8} Pr_{\text{ж}}^{0,4} \left(\frac{T_{\text{ст}}}{T_{\text{ж}}} \right)^{-0,55} \quad (36a)$	Индексы «ж» и «ст» при критерии или параметре означают, что теплофизические параметры взяты при $T_{\text{ж}}$ и $T_{\text{ст}}$ соответственно. В случае отсутствия индекса при $T = 0,5(T_{\text{ж}} + T_{\text{ст}})$

Продолжение табл. 4

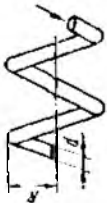
Схема	Формула	Примечание
	Движение жидкости в трубе Если $T_{ст} > T_{ж}$ $\alpha = 0,023 \frac{\lambda}{d_3} Re_{ж}^{0,8} Pr_{ж}^{0,4} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,66} \quad (37)$ Если $T_{ст} < T_{ж}$ $\alpha = 0,023 \frac{\lambda}{d_3} Re_{ж}^{0,8} Pr_{ж}^{0,4} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,35} \quad (37 а)$ При $300 < RePr < 15000$ $\alpha = \frac{\lambda}{d_3} \left[5 + 0,021 (RePr)^{0,75} \right] \quad (38)$ Жидкий металл $Pr \ll 1$	$1 \leq Pr \leq 100$ $1 \leq Pr \leq 100$ Жидкий металл $Pr \ll 1$
	Движение жидкости по змеевику $\alpha = \left(1 + 1,75 \frac{d}{R} \right) \alpha_{37} \quad (39)$	α_{37} — коэффициент теплоотдачи, определяемый по формулам (37) и (37 а)

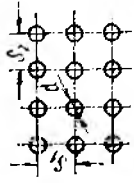
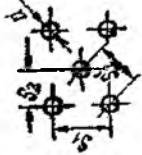
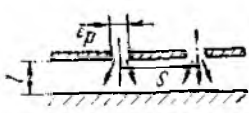
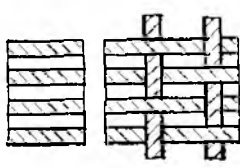
Схема	Формула	Примечание
	Внешнее омывание труб $\alpha = \frac{\lambda_{ж}}{d_{\theta}} \cdot \text{Re}_{ж}^n \quad (40)$	См. табл. 5 и 6
	Коридорное расположение труб в пучке $\alpha = 0,117 \frac{\lambda}{d} \text{Re}^{0,64} k_2 k_t; \quad (41)$ $\alpha = \alpha_0 k_2 k_t \quad (41 а)$	См. рис. 6
	Шахматное расположение труб в пучке При $(S_1/d-1)/(S_2/d-1) \leq 0,7$ $\alpha = 0,27 \frac{\lambda}{d} \text{Re}^{0,6} k_2 k_t k_s \quad (42)$ При $(S_1/d-1)/(S_2/d-1) > 0,7$ $\alpha = 0,295 \frac{\lambda}{d} \text{Re} \left(\frac{S_1/d-1}{S_2/d-1} \right)^{0,23} k_t k_s k_s \quad (42 а)$ $\alpha = \alpha_0 k_2 k_t k_s \quad (42 б)$	При нагревании потока омывающего коридорный или шахматный пучок, найденное по формулам (41) и (42) значение α надо умножить на $(1,6 - 0,6 T_{ж}/T_{ст})$ См. рис. 7

Схема	Формула	Примечание
	Струйная обдувка При $l/d_s \geq 8$ $\alpha = 0,933 \frac{\lambda}{S} \left(\frac{S}{l} \right)^{0,625} Re^{0,625} Pr^{0,33}$ (43)	Круглые отверстия $d_s = d$ См. рис. 8
	При $l/d_s < 8$ $\alpha = 0,286 \frac{\lambda}{S} \left(\frac{S}{d_s} \right)^{0,625} Re^{0,625} Pr^{0,33}$; (43a)	То же
	$\alpha = 0,0288 \frac{\lambda}{S} \left(\frac{l}{d_s} \right)^{-0,346} \left(\frac{S}{d_s} \right)^{0,89} Re^{0,89} Pr^{0,33}$ (43б)	Щелевидные отверстия $d_s = 4F/P$. См. рис. 9
	Игольчатая поверхность $\alpha = Bw^n$ (44)	См. табл. 7
	Регенеративная насадка $\alpha = ARe^n$. (45) Для насадок Каупера d — размер ячейки; для насадок Сименса, Петерсена и брусковой $d = 4f_k/P_k$, где f_k — площадь наименьшего сечения кирпича, m^2 ; P_k — периметр того же сечения, m	См. табл. 8

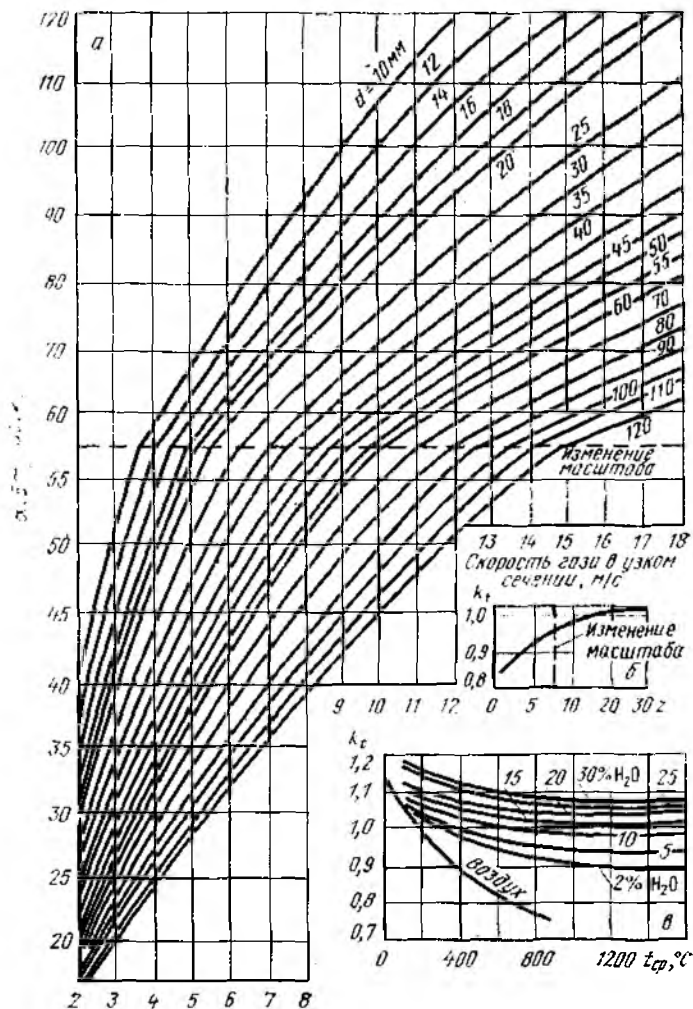


Рис. 6. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном обтекании гладкотрубного пучка с коридорным расположением труб:

α — коэффициент теплоотдачи; b — поправка на число рядов; c — поправка на температуру

при расчете коэффициента теплоотдачи свода и пода — наименьшую сторону $a=0,6$ м.

Находим значение комплекса $GrPr$:

для боковых стен

$$(GrPr) = \frac{g\beta\Delta t h^3}{\nu_B^2} Pr = \frac{9,81 \cdot 60 \cdot 0,5^3}{323 (17,95 \cdot 10^{-6})^2} 0,698 = 4,93 \cdot 10^6;$$

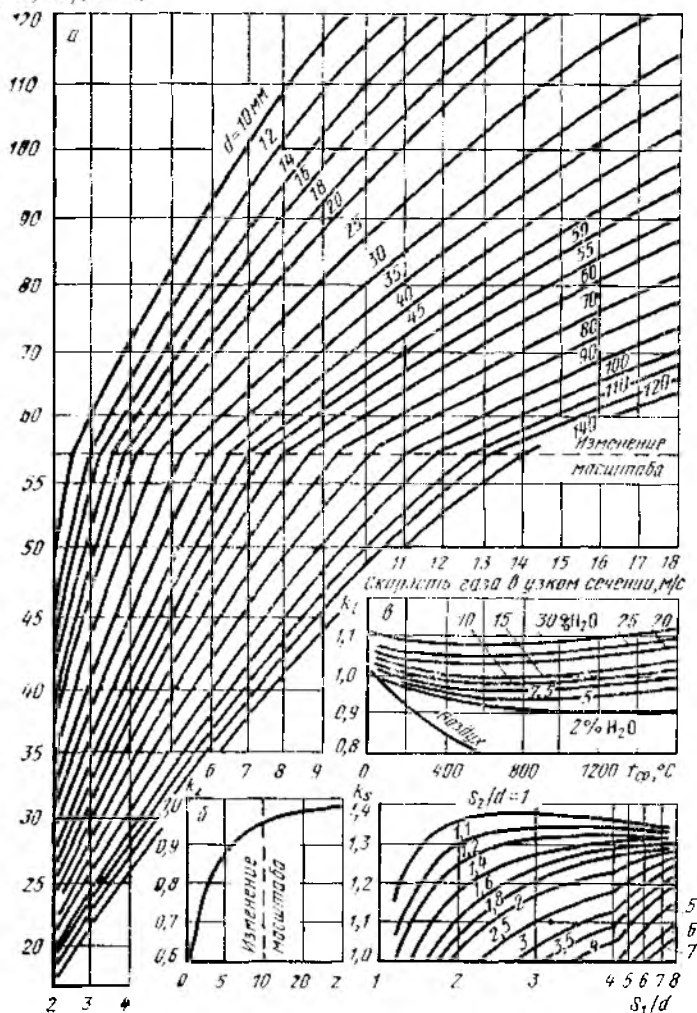
$\alpha, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$


Рис. 7. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном обтекании гладкотрубного пучка с шахматным расположением труб:

α — коэффициент теплоотдачи; b — поправка на число рядов; ϵ — поправка на температуру; ϵ — поправка на относительный шаг

для горизонтальных стен

$$(\text{GrPr}) = \frac{g\beta\Delta t a^3}{\nu_b^2} \text{Pr} = \frac{9,81 \cdot 60 \cdot 0,6^3}{323 (17,95 \cdot 10^{-6})^2} 0,698 = 8,53 \cdot 10^8.$$

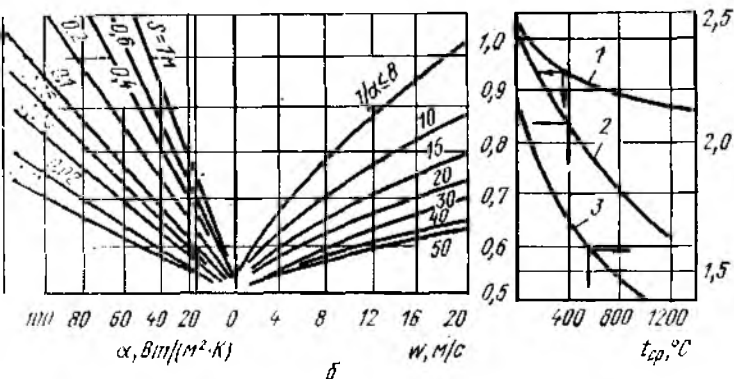
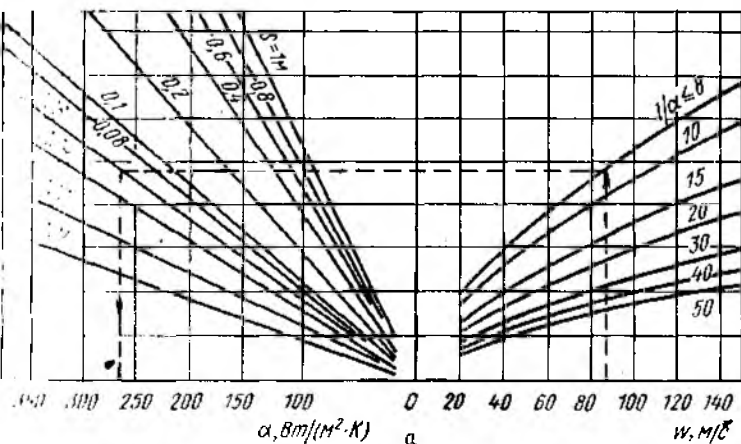


Рис. 3. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при струйной обдувке из круглых отверстий:

α — коэффициент теплоотдачи; δ — поправочный коэффициент для продуктов сгорания среднего состава (11 % H_2O и 13 % CO_2) (1); воздуха, CO и N_2 (2) и (3).

Для полученных значений комплекса $GrPr$ следует применять формулу (31, а), согласно которой;

для боковых стен

$$\alpha_0 = 0,135 \frac{\lambda_a}{h} (GrPr)^{1/3} = 0,135 \frac{2,83 \cdot 10^{-2}}{0,5} (4,93 \cdot 10^8)^{1/3} =$$

$$6,04 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

для горизонтальных стен

$$\alpha_a = 0,135 \frac{\lambda_a}{a} (GrPr)^{1/3} = 0,135 \frac{2,83 \cdot 10^{-2}}{0,6} (8,53 \cdot 10^8)^{1/3} =$$

$$6,06 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

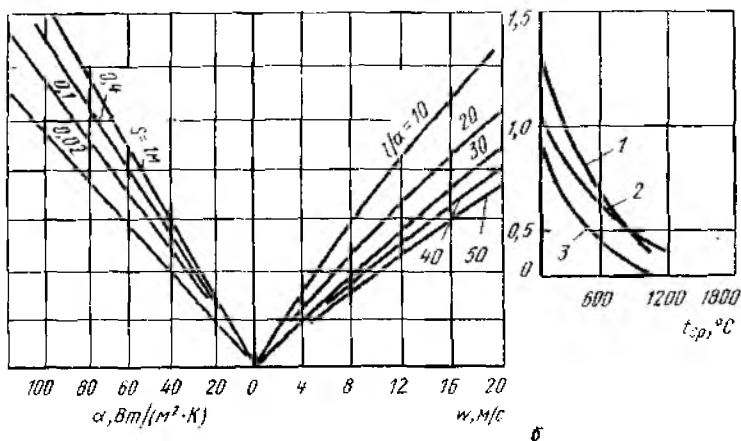
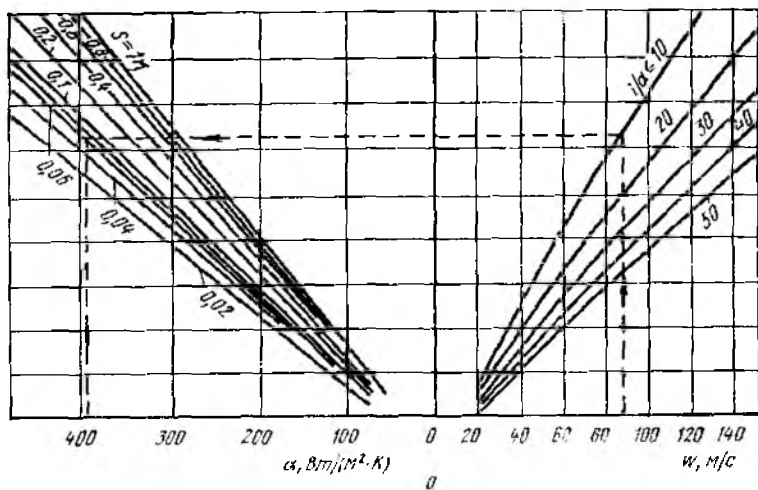


Рис. 9. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при струйной обдувке из щелевых отверстий:

α — коэффициент теплоотдачи; β — поправочный коэффициент для продуктов сгорания среднего состава (11 % H_2O и 13 % CO_2) (1); H_2 (2); воздуха, CO и N_2 (3)

Согласно формуле (32, а) для пода печи

$$\alpha_{\text{п}} = 0,7\alpha_0 = 0,7 \cdot 6,06 = 4,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

для свода печи [формула (33, а)]

$$\alpha_{\text{св}} = 1,3\alpha_0 = 1,3 \cdot 6,06 = 7,88 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Таблица 5. Зависимость коэффициента ε от угла атаки θ

α	ε	θ	ε
20	0,57	60	0,93
30	0,66	70	0,99
40	0,76	80	1,0
50	0,87	90	1,0

Таблица 6. Коэффициенты c и n в формуле (40) для теплоотдачи одиночных поперечно обтекаемых круглых труб

Re	c	n
0,1—4,0	0,99	0,305
4,0—50	0,86	0,41
8,0—1000	0,59	0,47
1000—5000	0,665	0,47
5000—50000	0,22	0,6
>50000	0,026	0,8

Таблица 7. Коэффициенты B и n для игольчатых труб

Поверхность	B		n
	Условная поверхность	Действительная поверхность	
Внутренняя поверхность игольчатых труб всех типов	41,2	12,5	1,03
Наружная поверхность труб при расстоянии между иглами, мм:			
17,5 мм	118,5	22,1	0,755
28 мм	69,0	17,9	0,74
60 мм	17,0	10,7	0,72

Примечание. Действительная поверхность учитывает, а условная — не учитывает поверхность игл.

Теперь легко найти мощность холостого хода печи

$$N = [(\alpha_{св} + \alpha_{п}) F_{св} + \alpha_0 (2F_{\delta 1} + 2F_{\delta 2})] (t_c - t_{ж}) = \\ = [(7,88 + 4,2) 0,75 \cdot 0,6 + 6,04 (2 \cdot 0,75 \cdot 0,5 + 2 \cdot 0,6 \cdot 0,5)] (80 - 20) = \\ = 815,4 \text{ Вт} = 0,8154 \text{ кВт}.$$

Пример 11. В стенках камерной печи в качестве тепловой изоляции используют щель, шириной $\delta = 50$ мм, заполненную воздухом. Определить потери тепла через 1 м^2 стенки печи, если температура горячей поверхности $t_{c1} = 730^\circ\text{C}$, холодной $t_{c2} = 400^\circ\text{C}$. Какой должна быть толщина диатомитовой засыпки, чтобы при тех же температурах на внешней и внутренней поверхностях стенки потери тепла остались бы неизменными?

Расчет тепловых потерь проводим по формуле (34), а для определения величины $\lambda_{зас}$ необходимо найти произведение $GrPr$.

В качестве определяющей температуры принимаем

$$t = 0,5 (t_{c1} + t_{c2}) = 0,5 (730 + 400) = 565^\circ\text{C},$$

Таблица 8. Коэффициенты A и n в формуле (45)

Тип насадки	Размер ячейки, мм	A	n	Re
Сименса (сплошными каналами) . . .	165×165	0,200	0,61	600—13500
	120×120	0,193	0,62	600—15000
	50×50	0,045	0,78	900—18000
Петерсена I (нормальный вариант, полка 20 мм) . . .	120×120	0,034	0,79	650—17000
Петерсона II (с полкой 40 мм и уменьшенной высотой) . .	120×120	0,025	0,8	2000—17000
Брусковая	120×120	0,072	0,74	550—14000
Сименса (шахматная насадка)	120×120	0,149	0,68	650—16500
Каупера	Любого размера	0,024—0,018	0,8	>4500
	При $H/d > 80^*$	0,0465	0,8	2500—4500
	При $H/d < 80$	$0,0961(H/d)^{-1/4}$	0,8	>4500
Из блочного кирпича с горизонтальными проходами и вертикальными выступами ($d=0,031$ м) .	45×45	0,0346	0,8	2240—18000
Из блочного кирпича со щелевидными каналами и горизонтальными проходами ($d=0,043$ м) . . .	125×125	0,0224	0,8	4000—14000

* H — высота насадки, м.

при которой согласно приложению IV

$$\nu_B = 89,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \lambda_B = 6,0 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \quad \text{Pr} = 0,703;$$

$$\beta = \frac{1}{t + 273} = \frac{1}{838} \text{ 1/К}.$$

Тогда

$$(\text{GrPr}) = \frac{g\beta\delta^3\Delta t}{\nu_B^2} \text{Pr} = \frac{9,81 \cdot (5 \cdot 10^{-2})^3 (730 - 400)}{838 (89,5 \cdot 10^{-6})^2} 0,703 =$$

$$= 4,24 \cdot 10^4.$$

Так как $(\text{GrPr}) > 1000$, то

$$\lambda_{\text{экв}} = 0,18 (\text{GrPr})^{0,25} \lambda_B = 0,18 (4,24 \cdot 10^4)^{0,25} 6,0 \cdot 10^{-2} =$$

$$= 15,5 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}),$$

плотность теплового потока [формула (34)]

$$q = \frac{\lambda_{\text{зипо}}}{\delta} (t_{c1} - t_{c2}) = \frac{15,5 \cdot 10^{-2}}{5 \cdot 10^{-2}} (730 - 400) = 1023 \text{ Вт/м}^2.$$

Поскольку тепловые потери через стенку и наружные температуры в случае замены воздушного зазора слоем диатомитовой засыпки должны остаться неизменными, то, следовательно, и температуры на обеих сторонах диатомитовой засыпки должны равняться температурам стенок воздушного зазора.

Коэффициент теплопроводности диатомитовой засыпки согласно приложению XI равен

$$\lambda_d = 0,091 + 0,00028t = 0,091 + 0,00028 \cdot 565 = 0,249 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

Толщина диатомитовой засыпки должна быть равна

$$\delta^* = \frac{\Delta t}{q} \lambda_d = \frac{730 - 400}{1023} 0,249 = 8,03 \cdot 10^{-2} \text{ м} = 80,3 \text{ мм}.$$

Пример 12. Ток к индукционной установке подводится по медным токопроводам круглого сечения диаметром $d=20$ мм. Рассчитать допустимую силу тока в токопроводе при условии, что температура его поверхности не должна превышать $t_{c1}=75^\circ\text{C}$. Токопровод охлаждается поперечным потоком воздуха, скорость и средняя температура которого соответственно равны $w=1$ м/с и $t_{ж}=20^\circ\text{C}$.

Как изменится величина допустимой силы тока, если поток охлаждающего воздуха будет направлен под углом 60° и 30° к оси токопровода? Удельное электрическое сопротивление меди принять равным $\rho=1,75 \cdot 10^{-8}$ Ом $\cdot$ м.

Допустимую силу тока можно определить из уравнения теплового баланса токопровода

$$\alpha (t_{c1} - t_{ж}) \pi d l = I^2 R,$$

где $R = \rho l / \pi d^2$ — сопротивление токопровода, Ом.

Для расчета допустимой силы тока следует найти коэффициент конвективной теплоотдачи от токопровода к воздуху, определяемый по формуле (40)

$$\alpha = \frac{\lambda_a}{d} \varepsilon c \text{Re}_a^n,$$

где значения коэффициентов ε , c и n находим по табл. 5 и 6. Согласно приложению IV при $t_a=t_{ж}=20^\circ$ $\nu_a=15,06 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $\lambda_a=2,6 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м $\cdot$ К). Поскольку число Рейнольдса равно

$$\text{Re}_a = \frac{wd}{\nu_a} = \frac{1 \cdot 2 \cdot 10^{-2}}{15,6 \cdot 10^{-6}} = 1328,$$

то согласно табл. 6 $\varepsilon=0,665$ и $n=0,47$. При поперечном обдуве токопровода (угол атаки 90°) согласно табл. 5 $\varepsilon=1,0$ и

$$\alpha = \frac{2,6 \cdot 10^{-2}}{2 \cdot 10^{-2}} 1,0 \cdot 0,665 (1328)^{0,47} = 25,4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Теперь из уравнения теплового баланса токопровода получим

$$I = \pi d \sqrt{\frac{\alpha (t_{ст} - t_{ж}) d}{4\rho}} =$$

$$= 3,14 \cdot 2 \cdot 10^{-2} \sqrt{\frac{25,4 (75 - 20) 2 \cdot 10^{-2}}{4 \cdot 1,75 \cdot 10^{-8}}} = 1254,6 \text{ А.}$$

Если обдув токопровода происходит под углом 60° , то в соответствии с табл. 5 $\varepsilon = 0,93$ и

$$\alpha = \frac{2,6 \cdot 10^{-2}}{2 \cdot 10^{-2}} 0,93 \cdot 0,665 (1328)^{0,47} = 23,62 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

$$I = 3,14 \cdot 2 \cdot 10^{-2} \sqrt{\frac{23,62 (75 - 20) 2 \cdot 10^{-2}}{4 \cdot 1,75 \cdot 10^{-8}}} = 1211,4 \text{ А.}$$

При обдуве токопровода воздухом под углом 30° $\varepsilon = 0,66$ и

$$\alpha = \frac{2,6 \cdot 10^{-2}}{2 \cdot 10^{-2}} 0,66 \cdot 0,665 \cdot (1328)^{0,47} = 16,76 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

$$I = 3,14 \cdot 2 \cdot 10^{-2} \sqrt{\frac{16,76 (75 - 20) 2 \cdot 10^{-2}}{4 \cdot 1,75 \cdot 10^{-8}}} = 1019,16 \text{ А.}$$

Пример 13. Для нагрева газа в методической печи используют прямотрубный рекуператор. Трубы диаметром $d=57$ мм и длиной $l=2,94$ м расположены в шахматном порядке и образуют по ходу дыма $z=8$ рядов по $n=7$ труб в каждом ряду. Расстояние между рядами $S_2=2d$, расстояние между трубами в ряду $S_1=2,5d$. Средняя температура труб $t_c=400^\circ\text{C}$. Продукты сгорания, содержащие 10 % CO_2 и 20 % H_2O , имеют температуру перед входом в рекуператор $t_{ж1}=900^\circ\text{C}$, после рекуператора $t_{ж2}=600^\circ\text{C}$ и скорость движения $w_{ж0}=3$ м/с. Определить величину теплового потока от дыма к поверхности труб рекуператора.

Средняя плотность теплового потока от продуктов сгорания к поверхности труб равна [формула (30, а)]

$$q = \alpha (t_{ж1} - t_c),$$

где средняя температура дыма равна $t_{ж1}=0,5(900+600)=750^\circ\text{C}$.

Средний для шахматного пучка труб коэффициент конвективной теплоотдачи можно найти по формуле (42), (42, а) или по номограммам, представленным на рис. 8. Тогда $\alpha = \alpha_0 k_z k_t k_s$.

Для скорости газа в узком сечении $w = w_0 T/T_0 = 3,0(750+273)/273 = 11,24$ м/с и диаметра труб $d=57$ мм $\alpha_0=66,5$ Вт/(м²·К). При средней температуре продуктов сгорания $t_{ж1}=750^\circ\text{C}$ и содержании 20 % H_2O поправка $k_t=1,03$. Поправка на относительный шаг пучка равна $k_s=1,11$, а на число труб (при $z=8$) $k_z=0,94$. Теперь находим $\alpha = 66,5 \cdot 0,94 \cdot 1,03 \cdot 1,11 = 71,47$ Вт/(м²·К).

Средняя плотность теплового потока от продуктов сгорания к поверхности труб рекуператора

$$q = 71,47 (750 - 400) = 25\,014,5 \text{ Вт/м}^2,$$

и общий тепловой поток

$$Q = q \pi d l z n = 25\,014,5 \cdot 3,14 \cdot 5,7 \cdot 10^{-2} \cdot 2,94 \cdot 8 \cdot 7 = 73,7 \cdot 10^4 \text{ Вт.}$$

Пример 14. По данным примера 13 рассчитать величину общего теплового потока от продуктов сгорания к трубам рекуператора при коридорном расположении труб.

В этом случае необходимо воспользоваться формулой (41) или номограммой на рис. 6.

Для коридорного расположения труб (рис. 6)

$$\alpha = \alpha_0 k_z k_t,$$

$$\text{или } \alpha_0 = 60,4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, k_z = 0,98, k_t = 1,04.$$

$$\text{Тогда } \alpha = 60,4 \cdot 0,98 \cdot 1,04 = 61,56 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

$$q = 61,56 (750 - 400) = 21\,546 \text{ Вт/м}^2;$$

и

$$Q = 21\,546 \cdot 0,3,14 \cdot 5,7 \cdot 10^{-2} \cdot 2,94 \cdot 8 \cdot 7 = 63,49 \cdot 10^4 \text{ Вт.}$$

Пример 15. В камере ускоренного охлаждения протяжной печи для светлого отжига трансформаторной стали охлаждение полосы проводят струями азота, поступающего через сопла диаметром $d=10$ мм, расстояние от плоскости истечения до полосы $l=0,2$ м, расстояние между соплами $S=0,06$ м. Скорость истечения азота $w_{\text{ж}}=80$ м/с, начальная температура $t_{\text{ж}}=30^\circ\text{C}$. Определить коэффициент теплоотдачи конвекцией при струйном охлаждении. Как изменится величина α при замене азота водородом? Как изменится величина коэффициента теплоотдачи конвекцией при замене круглых сопел щелевыми с той же площадью сечения?

Расчет коэффициента теплоотдачи конвекцией при струйном охлаждении производим по формулам (43) или по номограммам, представленным на рис. 8 и 9. При использовании номограмм коэффициент теплоотдачи находим в виде $\alpha = \alpha_0 k_t$.

При реальной скорости истечения азота из круглых сопел $w_{\text{ж}} = w_{\text{ж}}(t+273)/273 = 80(273+30)/273 = 88,79$ м/с и $l/d=0,2/0,01=2$ и $S=0,06$ м $\alpha_0=265$ Вт/(м²·К) (рис. 8, а) и при $t_{\text{ж}}=30^\circ\text{C}$ $k_t=1,07$ (кривая 2 на рис. 8, б).

Тогда при использовании в качестве охлаждающей среды азота

$$\alpha = 265 \cdot 1,07 = 283,55 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

При использовании в качестве охлаждающей среды водорода $k_t=2,2$ (кривая 3 на рис. 8, б) и

$$\alpha = 265 \cdot 2,2 = 583,0 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

т. е. коэффициент теплоотдачи возрастает в $583,0/283,55=2,056$ раза.

При использовании щелевых сопел при тех же параметрах согласно рис. 9 $\alpha_0=393$ Вт/(м²·К) и для азота (кривая 3 на рис. 9, б) $k_t=0,9$. Следовательно

$$\alpha = 393 \cdot 0,9 = 353,7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Таким образом, использование щелевых сопел вместо круглых позволяет значительно интенсифицировать процесс охлаждения мегалла.

§ 2. ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ СООТНОШЕНИЯ И ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ РАДИАЦИОННОГО ТЕПЛООБМЕНА

В большинстве случаев целью расчета радиационного теплообмена (теплообмена излучением) является определение величины плотности потока результирующего излучения нагреваемого металла (теплоусвоения садки), определяемой по формуле, Вт/м²

$$q^{\text{рез}} = \varepsilon_{\text{пр}} \sigma_0 (T_{\text{к}}^4 - T_{\text{г}}^4) = \varepsilon_{\text{пр}} C_0 \left[\left(\frac{T_{\text{к}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{г}}}{100} \right)^4 \right], \quad (46)$$

где $\varepsilon_{\text{пр}}$ — приведенная степень черноты;

$\sigma_0 = 5,7 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴) — константа Стефана — Больцмана;

$C_0 = 5,7$ Вт/(м²·К⁴) — константа излучения черного тела;

$T_{\text{к}}, T_{\text{г}}$ — температуры источника и приемника излучения, К.

Наибольшую трудность представляет определение приведенной степени черноты, расчетные выражения которой для наиболее часто встречающихся практических случаев представлены в табл. 9, 10 и на рис. 10—15.

Пример 16. Рассчитать зависимость плотности потока результирующего излучения на изделие из неокисленной стали, нагреваемое

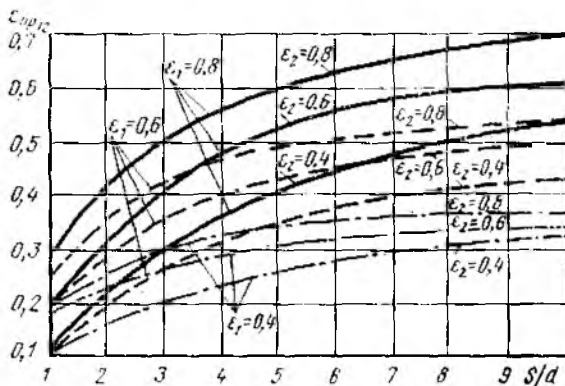


Рис. 10. Приведенная степень черноты печи с радиационными трубами (футеровка 3 адiabатика)

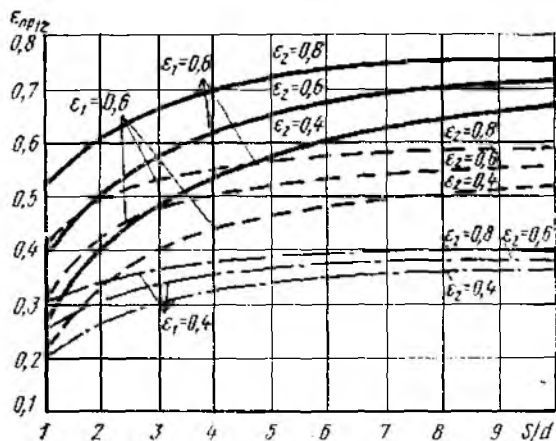


Рис. 11. Приведенная степень черноты системы цилиндрических труб между двумя адиабатными плоскостями

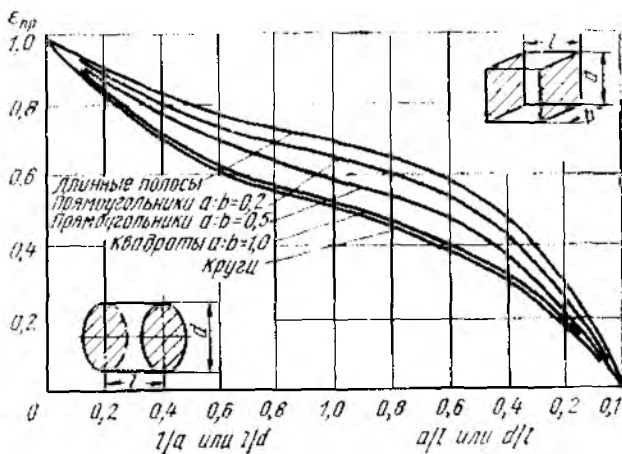
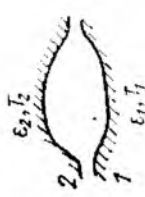
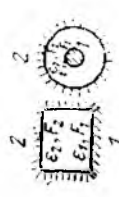


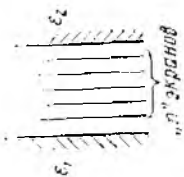
Рис. 12. Коэффициент диафрагмирования

и муфельной печи, от температуры изделия. Муфель карборундовый, средняя температура муфеля $T_2=1473$ К. Изделие нагревается до температуры $T_1=1273$ К. Соотношение поверхности изделия F_1 к поверхности муфеля F_2 равно 0,2. Как изменится плотность потока результирующего излучения при изменении отношения F_1/F_2 от 0,1 до 0,5 (при фиксированной температуре изделия $T_1=873$ К)?

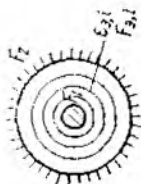
Плотность теплового потока находим по формуле (46). Приведенную степень черноты системы, состоящей из двух тел, одно из которых находится в полости второго, находим по формуле (49). Согласно приложению VI степень черноты карборунда $\epsilon_2=0,85$, а степень черноты

Таблица 9. Расчетные соотношения радиационного теплообмена

Схема	Формула	Единица измерения	Примечание
<i>Системы с лучепрозрачной средой</i>			
	Система двух серых тел $\varepsilon_{пр} = \frac{\varphi_{12}}{(e_1^{-1} - 1) \varphi_{12} + (e_2^{-1} - 1) \varphi_{21} + 1} \quad (47)$		$\varphi_{12}, \varphi_{21}$ — угловые коэффициенты излучения
	Параллельные бесконечные пластины $\varepsilon_{пр} = \frac{1}{e_1^{-1} + e_2^{-1} - 1} \quad (48)$		—
	$\varepsilon_{пр} = \frac{1}{e_1^{-1} + (e_2^{-1} - 1) \frac{F_1}{F_2}} \quad (49)$		F_1, F_2 — площади поверхностей первого и второго тела соответственно



$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{n}{\varepsilon_1^{-1} + 2 \sum_{i=1}^n \varepsilon_{3i}^{-1} + \varepsilon_2^{-1} - (n-1)} \quad (50)$$



Система цилиндрических экранов

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{12}} + \sum_{i=1}^n \frac{F_1}{F_{3i}} \left(\frac{2}{\varepsilon_{3i}} - 1 \right) + \frac{F_1}{F_2}} \quad (51)$$

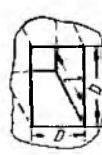


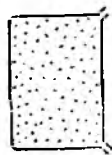
$$\varepsilon_{\text{пр}12} = \frac{\varphi_{12}^{\text{общ}}}{\varphi_{12}^{\text{общ}}(\varepsilon_1^{-1} - 1) + \varphi_{21}^{\text{общ}}(\varepsilon_2^{-1} - 1) + 1} \quad (52)$$

$$\varepsilon_{\text{пр}21} = \frac{\pi d}{S} \varepsilon_{\text{пр}12}$$

ε_{12} — приведенная степень черноты системы без экранов определяемая по формуле (49)

См. рис. 10.
Футеровка 3 адиабатная.
 $\varphi_{\text{общ}}$ — угловой коэффициент с учетом отражения от всех поверхностей

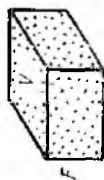
Схема	Формула	Единица измерения	Примечание
	$\varepsilon_{пр12} = \frac{\varphi_{12}}{\varphi_{12}(e_1^{-1} - 1) + \varphi_{21}(e_1^{-1} - 1) + 1}; \quad (53)$ $\varepsilon_{пр21} = \frac{\pi d}{2S} \varepsilon_{пр12}$		Поверхности 2 адиабатны. Рис. 11
	$\varepsilon_{пр} = \frac{1}{e_1^{-1} + e_1^{-1} - 1} \quad (54)$		Поверхности 2 адиабатны
	Окно печи $\varepsilon_{пр} = f\left(\frac{a}{b}; \frac{l}{a}\right) \quad (55)$		Рис. 12 $\varepsilon_{пр}$ называют также коэффициентом адияфратирования



Степень черноты объема продуктов сгорания

$$\epsilon_r = \epsilon_{CO_2} + \beta \epsilon_{H_2O} \quad (56)$$

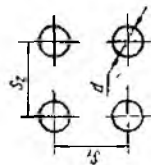
Рис. 13, 14 и 15
Для светящегося факела
природного газа $\epsilon_\phi = 1,5\epsilon_r$,
мазута $\epsilon_\phi = 2,5\epsilon_r$.



Эффективная длина луча, м:
для печей

$$S_{\phi\phi} = 3,6 \frac{V}{F} \quad (57)$$

Формула А. С. Невского



для пучка труб

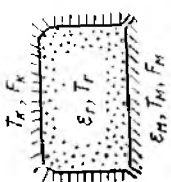
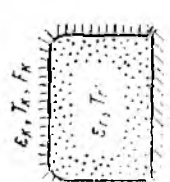
$$S_{\phi\phi} = f(S_1/d; S_2/d)$$

для регенеративной насадки

$$S_{\phi\phi} = 3,6 \frac{1-v}{f_1}$$

Табл. 10

v — удельный объем, $м^3/м^3$;
 f_1 — удельная поверхность,
 $м^2/м^3$

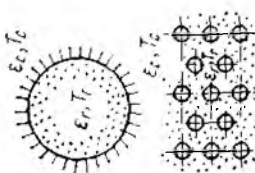
Схема	Формула	Единица измерения	Примечание
	Печи непрерывного действия $q_M^{рез} = \epsilon_{пр} C_0 \left[\left(\frac{T_r}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_M}{100} \right)^4 \right] \quad (59)$ $\epsilon_{пр} = \epsilon_M \frac{\omega + 1 - \epsilon_r}{[\epsilon_M + \epsilon_r(1 - \epsilon_M)] \frac{1 - \epsilon_r}{\epsilon_r} + \omega} \quad (60)$ $T_K = \sqrt[4]{T_M^4 + \frac{\omega + 1 - K}{K} \frac{1 - \epsilon_r}{\epsilon_r} + \omega} \times \frac{1}{\sqrt[4]{(T_r^4 - T_M^4)}} \quad (61)$	Вт/м²	Формула В. Н. Тимофеева $\omega = F_K/F_M$ — степень развигтия кладки; $K = \epsilon_M + \epsilon_r(1 - \epsilon_M)$
	Печи периодического действия $q_M^{рез} = AC_0 \left[\left(\frac{T_r}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_M}{100} \right)^4 \right] + BC_0 \left[\left(\frac{T_K}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_M}{100} \right)^4 \right]; \quad (62)$ $q_K^{рез} = DC_0 \left[\left(\frac{T_r}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_K}{100} \right)^4 \right] - \frac{B}{\omega} C_0 \left[\left(\frac{T_K}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_M}{100} \right)^4 \right] \quad (63)$	Вт/м²	

$$A = \frac{\varepsilon_r \varepsilon_M (1 - \varepsilon_r)}{M};$$

$$B = \frac{\varepsilon_M \varepsilon_K (1 - \varepsilon_r)}{M};$$

$$D = \frac{\varepsilon_r \varepsilon_K \left[1 + (1 - \varepsilon_r)(1 - \varepsilon_M) \left(\frac{1}{\omega} \right) \right]}{M};$$

$$M = 1 - (1 - \varepsilon_r)(1 - \varepsilon_K) \left(1 - \frac{1}{\omega} \right) - \\ - (1 - \varepsilon_r)^2 (1 - \varepsilon_M) (1 - \varepsilon_K) \frac{1}{\omega}$$



Система газ — поверхность

$$q^{\text{рез}} = \frac{C_0 \left[\varepsilon_r \left(\frac{T_r}{100} \right)^4 - A_r^{\text{ст}} \left(\frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 \right]}{\varepsilon_r^{-1} + \varepsilon_{\text{ст}}^{-1} - 1}; \quad (64)$$

$$\text{где } A_r^{\text{ст}} = \varepsilon_{\text{CO}_2} (T_r / T_{\text{ст}})^{0.65} + \beta \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} \quad (65)$$

$\varepsilon_{\text{CO}_2}$, $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ и β находим по рис. 13—15

Вт/м²

Схема	Формула	Единица измерения	Примечание
	Для приближенных расчетов $q_{\text{рез}} = \varepsilon_{\text{ст.эф}} C_0 \left[\varepsilon_r \left(\frac{T_r}{100} \right)^4 - A_r^{\text{ст}} \left(\frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 \right], (64, a)$ где $\varepsilon_{\text{ст.эф}} = (1 + \varepsilon_{\text{ст}}) / 2$	Вт/м ²	

Радиационно-конвективный теплообмен

	$\alpha_{\Sigma} = \alpha_{\text{конв}} + \alpha_{\text{изл}};$	(66)	Вт/(м ² ·К)	$\alpha_{\text{конв}}$ — определяется по формулам, приведенным в табл. 4
	$\alpha_{\text{изл}} = q_{\text{рез}} / (T_r - T_m)$	(67)	Вт/(м ² ·К)	

$\alpha_{изл} =$

$$C_0 \sqrt{\frac{\left(\frac{T_{г\text{нач}}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{м\text{нач}}}{100}\right)^4}{\left(\frac{T_{г\text{кон}}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{м\text{кон}}}{100}\right)^4}} \cdot \sqrt{(T_{г\text{нач}} - T_{м\text{нач}})(T_{г\text{кон}} - T_{м\text{кон}})} \quad (67, a)$$

Вт/(м²·К)

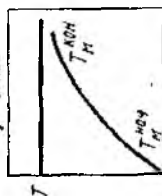
Температура печи постоянна

$\alpha_{изл} =$

$$C_{0\text{ср}} \sqrt{\frac{\left[\left(\frac{T_{г}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{м\text{нач}}}{100}\right)^4\right] \left[\left(\frac{T_{г}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{г\text{кон}}}{100}\right)^4\right]}{\left[(T_{г\text{нач}} - T_{м\text{нач}})(T_{г\text{кон}} - T_{м\text{кон}}) - \left(\frac{T_{м\text{кон}}}{100}\right)^4\right]}} \quad (67, b)$$

Вт/(м²·К)

$T_{г} = \text{const}$



$t(\tau)$

Т а б л и ц а 10. Эффективная длина луча в системе труб

Расположение труб	Расстояние между трубами	$S_{эф}$
Шахматное	$S_1 = S_2 = d$	$2,8 d$
	$S_1 = S_2 = 2d$	$3,8 d$
	$S_1 + S_2 \leq 7d$	$\left(1,87 \frac{S_1 + S_2}{d} - 4,1\right) d$
	$S_1 + S_2 > 7d$	$\left(2,87 \frac{S_1 + S_2}{d} - 10,6\right) d$
Коридорное	$S_1 = S_2 = d$	$3,5 d$

неокисленной стали $\epsilon_1 = 0,55$. Значения $\left(\frac{T}{100}\right)^4$ находим по приложению VII. Принимая значение $T_1 = 293$ К, для соотношения $F_1/F_2 = 0,2$ находим

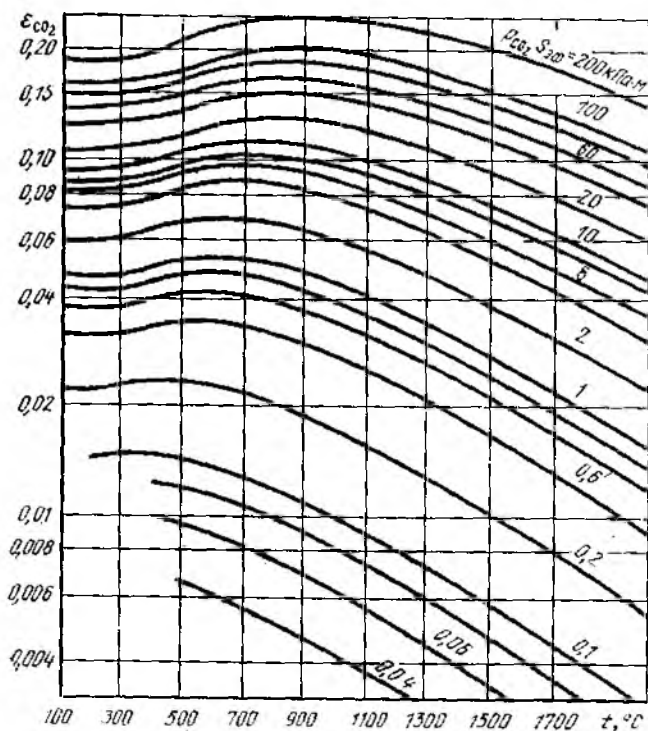


Рис. 13. Номограмма для определения степени черноты CO_2

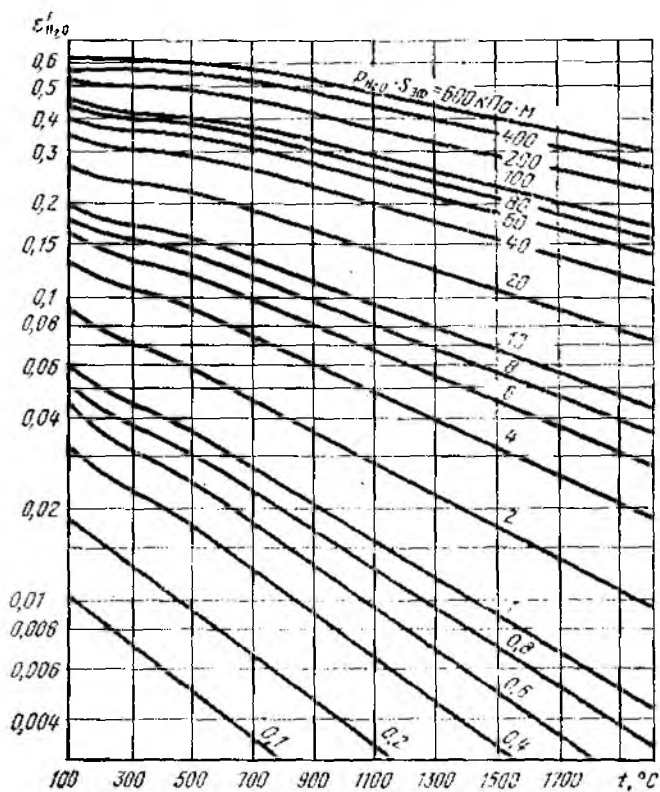


Рис. 14. Номограмма для определения степени черноты H_2O

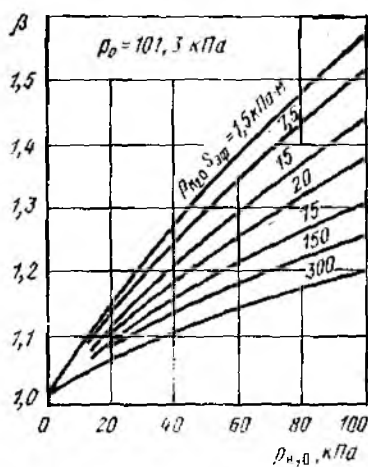


Рис. 15. Номограмма для определения поправочного коэффициента β

$$q_1^{\text{рез}} = \frac{5,7}{\frac{1}{0,55} + \left(\frac{1}{0,85} - 1\right) 0,2} \left[\left(\frac{1473}{100}\right)^4 - \left(\frac{293}{100}\right)^4 \right] = 143\,796,9 \text{ Вт/м}^2.$$

Аналогичным образом, вычислив плотность потока результирующего излучения $q_1^{\text{рез}}$ для различных температур образца, получим:

$T_1, \text{ К}$	293	473	673
$q_1^{\text{рез}}, \text{ Вт/м}^2$	143796,9	142490,9	137752,1

Продолжение

$T_1, \text{ К}$	873	1073	1273
$q_1^{\text{рез}}, \text{ Вт/м}^2$	126249,8	103459,4	62589,6

Изменение плотности потока результирующего излучения изделия при изменении соотношения F_1/F_2 определяем по тем же формулам (принимая $T_1 = 873 \text{ К}$):

F_1/F_2	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
$q_1^{\text{рез}}, \text{ Вт/м}^2$...	127463,4	126249,8	125059,1	123890,6	122743,8

Пример 17. Используя условия примера 11, определить плотность теплового потока, передаваемого излучением через щелевую изоляцию в стене камерной печи.

Поскольку ширина щели мала ($\delta = 50 \text{ мм}$), считаем стенки параллельными бесконечными поверхностями. Приведенная степень черноты такой системы представлена в виде формулы (48)

$$\begin{aligned} q_1^{\text{рез}} &= \frac{C_0}{\varepsilon_1^{-1} + \varepsilon_2^{-1} - 1} \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4 \right] = \\ &= \frac{5,7}{\frac{1}{0,59} + \frac{1}{0,59} - 1} \left[\left(\frac{730 + 273}{100}\right)^4 - \right. \\ &\quad \left. - \left(\frac{400 + 273}{100}\right)^4 \right] = 19\,144,4 \text{ Вт/м}^2. \end{aligned}$$

Здесь $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0,59$ — степень черноты шамота (приложение VI).

Таким образом плотность теплового потока, передаваемого через щель излучением, значительно превышает плотность конвективного потока ($q = 1023 \text{ Вт/м}^2$).

Если учитывать суммарный поток $q_{\Sigma} = 19144,4 + 1023 = 20167,4 \text{ Вт/м}^2$, то соответствующая толщина диатомитовой засыпки должна составлять

$$\delta' = \frac{\Delta t}{q} \lambda_{\text{д}} = \frac{730 - 400}{20167,4} 0,249 = 0,4 \cdot 10^{-2} \text{ м} = 4 \text{ мм}.$$

Пример 18. В вакуумной трубчатой электропечи сопротивления в качестве изоляции установлены молибденовые экраны. Температура трубчатого графитового нагревателя $t_1 = 1500^\circ\text{С}$. Определить необходимое число экранов, если тепловой поток на водоохлаждаемый медный кожух не должен превышать $30\,000 \text{ Вт/м}^2$, а температура кожуха должна быть не выше $t_2 = 100^\circ\text{С}$. Диаметр нагревателя $d_1 = 60 \text{ мм}$, внутренний диаметр кожуха $d_2 = 300 \text{ мм}$.

Радиационный теплообмен в системе двух цилиндрических тел с экранами между ними рассчитываем по формуле (46), причем, для определения величины приведенной степени черноты такой системы используем выражение (51). Поскольку все молибденовые экраны имеют одну и ту же степень черноты $\varepsilon_a = 0,3$, то представим выражение (51) в виде

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{12}} + \left(\frac{2}{\varepsilon_a} - 1\right) \sum_{i=1}^n \frac{F_1}{F_{2i}} + \frac{F_1}{F_2}},$$

где согласно формуле (49)

$$\varepsilon_{12} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right) \frac{F_1}{F_2}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right) \frac{\pi d_1 h}{\pi d_2 h}}.$$

По приложению VI находим, что степень черноты окисленной меди $\varepsilon_1 = 0,55$, графита $\varepsilon_2 = 0,8$. Тогда

$$\varepsilon_{12} = \frac{1}{\frac{1}{0,8} + \left(\frac{1}{0,55} - 1\right) \frac{60}{300}} = 0,707.$$

Для того, чтобы тепловой поток на водоохлаждаемую поверхность кожуха не превышал заданной величины ($q_{(12)a} = 30\,000 \text{ Вт/м}^2$), приведенная степень черноты должна быть не более

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\text{пр}} &= \frac{q_{(12)a}}{C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]} = \\ &= \frac{30\,000}{5,7 \left[\left(\frac{1773}{100} \right)^4 - \left(\frac{373}{100} \right)^4 \right]} = 0,0536. \end{aligned}$$

Теперь необходимое число экранов можно найти по формуле (51), представленной в виде

$$\left(\frac{2}{\varepsilon_a} - 1 \right) \sum_{i=1}^n \frac{F_1}{F_{2i}} > \frac{1}{\varepsilon_{\text{пр}}} - \frac{1}{\varepsilon_{12}} - \frac{F_1}{F_2}$$

$$\left(\frac{2}{0,3} - 1\right) \sum_{i=1}^n \frac{F_1}{F_{\partial i}} \geq \frac{1}{0,0536} - \frac{1}{0,707} - \frac{60}{300} = 17,042$$

$$\text{откуда } \sum_{i=1}^n \frac{F_1}{F_{\partial i}} \geq 3,0.$$

Зададим число экранов $n=5$. Тогда расстояние между экранами

$$\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2(n+1)} = \frac{300 - 60}{2(5+1)} = 20 \text{ мм.}$$

Диаметр экрана, ближайшего к нагревателю, равен $d_{\partial 1} = d_1 + 2\Delta$, второго $d_{\partial 2} = d_1 + 4\Delta$ и т. д. Тогда

$$\sum_{i=1}^{n=5} \frac{F_1}{F_{\partial i}} = \frac{60}{100} + \frac{60}{140} + \frac{60}{180} + \frac{60}{220} + \frac{60}{260} = 1,864 < 3,0,$$

т. е. 5 экранов будет недостаточно.

Зададим число экранов $n=8$. Расстояние между экранами

$$\Delta = \frac{300 - 60}{2(8+1)} = 13,33 \text{ мм.}$$

Тогда

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^{n=8} \frac{F_1}{F_{\partial i}} &= \frac{60}{86,66} + \frac{60}{113,32} + \frac{60}{139,98} + \frac{60}{166,64} + \\ &+ \frac{60}{193,3} + \frac{60}{219,96} + \frac{60}{246,62} + \frac{60}{273,28} = 3,05 > 3,0. \end{aligned}$$

Таким образом, установка 8 экранов должна удовлетворить поставленным условиям.

Проверим выполнение условий, используя уравнения (46) и (51)

$$\begin{aligned} q_{(12)g} &= \frac{C_0}{\frac{1}{\epsilon_{12}} + \left(\frac{2}{\epsilon_{\partial i}} - 1\right) \sum_{i=1}^{n=8} \frac{F_1}{F_{\partial i}} + \frac{F_1}{F_2}} \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \right. \\ &- \left. \left(\frac{T_2}{100}\right)^4 \right] = \frac{5,7}{\frac{1}{0,707} + \left(\frac{2}{0,3} - 1\right) 3,05 + \frac{60}{300}} \left[\left(\frac{1773}{100}\right)^4 - \right. \\ &- \left. \left(\frac{373}{100}\right)^4 \right] = 28\,318,2 < 30\,000 \text{ Вт/м}^2. \end{aligned}$$

Таким образом, при установке 8 экранов условия задачи выполняются.

Пример 19. Температура горячего воздуха, подаваемого на печь по воздухопроводу диаметром $d_2=500$ мм, измеряется штыковой термо-

парой, установленной так, как показано на рис. 16. Диаметр термопары $d_1 = 5$ мм. Температура внутренней поверхности трубопровода $t_2 = 300^\circ\text{C}$, показания термопары соответствуют $t_1 = 400^\circ\text{C}$. Вычислить ошибку измерения температуры газа, если $\epsilon_1 = 0,8$, а $\epsilon_2 = 0,6$. Коэффициент теплоотдачи конвекцией к поверхности термопары принять равным $\alpha_{\text{конв}} = 50$ Вт/(м²·К).

Термопара отдает тепло излучением

$$q_{12} = \frac{\pi d_1 C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]}{\frac{1}{\epsilon_1} + \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right) \frac{d_1}{d_2}}$$

и получает тепло конвекцией от газа

$$q = \alpha_{\text{конв}} \pi d_1 (t_{\text{ж}} - t_1).$$

Обе формулы записаны для единичной длины.

В установившемся режиме приход и расход равны

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{конв}} \pi d_1 (t_{\text{ж}} - t_1) &= \\ &= \frac{\pi d_1 C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]}{\frac{1}{\epsilon_1} + \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right) \frac{d_1}{d_2}}. \end{aligned}$$

Отсюда

$$t_{\text{ж}} - t_1 = \frac{5,7 \left[\left(\frac{400 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{300 + 273}{100} \right)^4 \right]}{50 \left[\frac{1}{0,8} + \left(\frac{1}{0,6} - 1 \right) \frac{5}{500} \right]} = 88,18^\circ\text{C}.$$

Истинная температура газа

$$t_{\text{ж}} = 400 + 88,18 = 488,18^\circ\text{C}.$$

Пример 20. Определить потери тепла излучением через загрузочное окно печи, если ширина окна $b = 1$ м, высота $a = 0,5$ м, а толщина кладки $l = 0,4$ м. Температура печи равна $T_1 = 1473$ К, температура окружающей среды $T_2 = 303$ К. Как изменится величина потерь, если окно наполовину высоты будет закрыто заслонкой?

Расчет потерь ведем по формуле (46), определяя значение приведенной степени черноты по графику на рис. 12. При $a/b = 0,5/1,0 = 0,5$ и $l/a = 0,4/0,5 = 0,8$ $\epsilon_{\text{пр}} = 0,65$. Тогда

$$\begin{aligned} Q^{\text{рез}} &= \epsilon_{\text{пр}} C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] ab = 0,65 \cdot 5,7 \left[\left(\frac{1473}{100} \right)^4 - \right. \\ &\quad \left. - \left(\frac{303}{100} \right)^4 \right] 0,5 \cdot 1,0 = 86601,875 \text{ Вт}. \end{aligned}$$

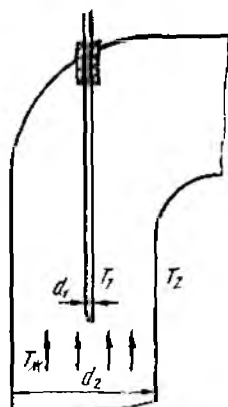


Рис. 16. Схема установки термопары в воздухопроводе

В том случае, когда окно наполовину закрыто заслонкой $a' = 0,25$ м, отношение $a'/b = 0,25/1,0 = 0,25$ и $l/a' = 0,4/0,25 = 1,6$ $\epsilon_{пр} = 0,55$. Тогда

$$Q_1^{рез} = 0,55 \cdot 5,7 \left[\left(\frac{1473}{100} \right)^4 - \left(\frac{303}{100} \right)^4 \right] 0,25 \cdot 1,0 = \\ = 36639,255 \text{ Вт.}$$

Таким образом, закрытие окна заслонкой наполовину уменьшает величину потерь тепла излучением в $86601,875/36639,255 = 2,36$ раза.

Пример 21. Металл нагревается в топливной проходной печи. Получаемые при сжигании природного газа продукты сгорания имеют состав: 9,17 % CO_2 ; 17,83 % H_2O ; 0,9 % O_2 и 72,1 % N_2 и температуру $t_r = 1300^\circ\text{C}$. Начальная температура металла $t_m^{нач} = 20^\circ\text{C}$, конечная

$t_m^{кон} = 1200^\circ\text{C}$. Размеры рабочего пространства печи $1,78 \times 1,5$ м. Металл расположен на поду сплошным слоем и на длине 1 м занимает площадь 1,6 м². Степень черноты металла $\epsilon_m = 0,8$. Рассчитать температуру кладки и средний за время нагрева коэффициент теплоотдачи излучением к металлу.

Средний за время нагрева коэффициент теплоотдачи излучением находим по формуле (67, б), а среднюю по длине температуру печи по формуле (61).

Степень развития кладки ω для 1 м длины рассматриваемой системы

$$\omega = \frac{F_R}{F_M} = \frac{1,5 \cdot 1,0 + 2 \cdot 1,78 \cdot 1,0}{1,6} = 3,16.$$

Эффективная длина луча [формула (57)]

$$S_{эф} = 3,6V/F = \frac{3,6 \cdot 1,5 \cdot 1,78 \cdot 1,0}{2 \cdot 1,5 \cdot 1,0 + 2 \cdot 1,78 + 2 \cdot 1,5 \cdot 1,78} = 0,816 \text{ м.}$$

Произведение парциального давления на эффективную длину луча

$$p_{\text{CO}_2} S_{эф} = 98,1 \cdot 0,0917 \cdot 0,816 = 7,34 \text{ кПа} \cdot \text{м};$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} S_{эф} = 98,1 \cdot 0,1783 \cdot 0,816 = 14,3 \text{ кПа} \cdot \text{м.}$$

Согласно номограммам на рис. 13—15 степени черноты CO_2 , H_2O и поправочный коэффициент β равны: $\epsilon_{\text{CO}_2} = 0,078$; $\epsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,094$; $\beta = 1,12$. Теперь по формуле (56) находим

$$\epsilon_r = \epsilon_{\text{CO}_2} + \beta \epsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,078 + 1,12 \cdot 0,094 = 0,183.$$

Приведенная степень черноты [формула (60)]

$$\epsilon_{пр} = 0,8 \frac{3,16 + 1 - 0,183}{[0,8 + 0,183(1 - 0,8)] \frac{1 - 0,183}{0,183} + 3,16} = 0,43.$$

Средний за время нагрева коэффициент теплоотдачи излучением будет равен [формула (67, б)]

$$\alpha_{\text{нэл}} =$$

$$= \frac{5,7 \cdot 0,43 \sqrt{\left[\left(\frac{1573}{100} \right)^4 - \left(\frac{1473}{100} \right)^4 \right] \left[\left(\frac{1573}{100} \right)^4 - \left(\frac{293}{100} \right)^4 \right]}}{\sqrt{(1573 - 1473)(1573 - 293)}} =$$

$$= 200,38 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Средняя по длине печи температура кладки может быть найдена, если известны температуры кладки в начале и в конце печи. По формуле (61) находим

$$T_{\text{к}}^{\text{нач}} = \sqrt[4]{293^4 + \frac{3,16 + 1 - 0,8366}{0,8366 \frac{1 - 0,183}{0,183} + 3,16} (1573^4 - 293^4)} =$$

$$= 1311,2 \text{ К}.$$

и

$$T_{\text{к}}^{\text{кон}} = \sqrt[4]{1473^4 + \frac{3,16 + 1 - 0,8366}{0,8366 \frac{1 - 0,183}{0,183} + 3,16} (1573^4 - 1473^4)} =$$

$$= 1523,7 \text{ К}.$$

Здесь $K = \epsilon_{\text{м}} + \epsilon_{\text{г}}(1 - \epsilon_{\text{м}}) = 0,8 + 0,183(1 - 0,8) = 0,8366$.
Тогда среднее арифметическое

$$T_{\text{к}} = (1311,2 + 1527,7)/2 = 1419,45 \text{ К},$$

а среднее геометрическое

$$T_{\text{к}} = \sqrt{1311,2 \cdot 1527,7} = 1415,3 \text{ К}.$$

Пример 22. Трубы металлического рекуператора, установленного в борове методической печи, расположены в шахматном порядке: шаг труб по ширине рекуператора $S_1 = 2d$; по глубине $S_2 = 2d$, внешний диаметр труб $d = 60$ мм. Продукты сгорания (14,6 % CO_2 ; 13,8 % H_2O ; 1,3 % O_2 и 70,3 % N_2) выскочат на входе в рекуператор $t_{\text{г},1} = 1100^\circ\text{C}$, на выходе $t_{\text{г},2} = 800^\circ\text{C}$. Считая среднюю температуру по всей поверхности теплообменника постоянной и равной $t_{\text{от}} = 500^\circ\text{C}$, а ее степень черноты $\epsilon_{\text{от}} = 0,8$, найти коэффициент теплоотдачи излучением от продуктов сгорания к поверхности труб рекуператора.

Согласно табл. 10 эффективная длина луча в межтрубном пространстве равна

$$S_{\text{эф}} = 3,8d = 3,8 \cdot 0,06 = 0,228 \text{ м}.$$

Произведение парциального давления H_2O и CO_2 на эффективную длину луча

$$p_{\text{CO}_2} S_{\text{эф}} = 98,1 \cdot 0,146 \cdot 0,228 = 3,27 \text{ кПа} \cdot \text{м};$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} S_{\text{эф}} = 98,1 \cdot 0,138 \cdot 0,228 = 3,09 \text{ кПа} \cdot \text{м}.$$

Средняя температура газов $t_{\text{г}} = (1100 + 800)/2 = 950^\circ\text{C}$. По номограммам на рис. 13—15 находим $\epsilon_{\text{CO}_2} = 0,07$; $\epsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,048$ и $\beta = 1,1$.

Тогда согласно формуле (56) $\epsilon_r = 0,07 + 0,048 \cdot 1,1 = 0,123$. Поглощательную способность продуктов сгорания при температуре поверхности труб найдем по формуле (65)

$$A_r^{ст} = \epsilon_{CO_2} \left(\frac{T_r}{T_{ст}} \right)^{0,65} + \beta \epsilon'_{H_2O} = 0,07 \left(\frac{1223}{773} \right)^{0,65} + 1,1 \cdot 0,048 = 0,147.$$

По формуле (64) находим плотность потока результирующего излучения от продуктов сгорания на поверхность труб

$$q^{рез} = \frac{C_0 \left[\epsilon_r \left(\frac{T_r}{100} \right)^4 - A_r^{ст} \left(\frac{T_{ст}}{100} \right)^4 \right]}{\frac{1}{\epsilon_r} + \frac{1}{\epsilon_{ст}} - 1} =$$

$$= \frac{5,7 \left[0,123 \left(\frac{1223}{100} \right)^4 - 0,147 \left(\frac{773}{100} \right)^4 \right]}{\frac{1}{0,123} + \frac{1}{0,8} - 1} = 1506,93 \text{ Вт/м}^2.$$

Коэффициент теплоотдачи излучением [формула (67)]

$$\alpha_{изл} = \frac{q^{рез}}{T_r - T_{ст}} = \frac{1506,93}{1223 - 773} = 3,35 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

§ 3. ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ СООТНОШЕНИЯ И ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ ПЕРЕДАЧИ ТЕПЛА ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬЮ

Целью расчета передачи тепла теплопроводностью в стационарном тепловом состоянии (температурное поле не меняется во времени) является либо определение величины плотности теплового потока, либо нахождение распределения температуры по толщине стенки.

При нестационарном тепловом состоянии (температурное поле меняется во времени) целью расчета является либо определение распределения температуры по сечению тела при нагреве (охлаждении) в течение заданного интервала времени, либо определение времени нагрева до заданной температуры. Соответствующие расчетные соотношения представлены в табл. 11 и на рис. 17—27.

Пример 23. Определить потери тепла через стенку печи при стационарном режиме, если температура внутренней поверхности кладки $t_{кл} = t_n = 1300^\circ\text{C}$, температура окружающей среды $t_{ок} = 0^\circ\text{C}$. Толщина шамотной кладки $\delta_{ш} = 0,46 \text{ м}$, толщина изоляционной кладки из диатомитового кирпича $\delta_{д} = 0,115 \text{ м}$ и толщина изоляции из вермикулитовых плит $\delta_{в} = 0,05 \text{ м}$. Определить температуры на границах слоев.

Согласно приложению XI коэффициент теплопроводности шамотного кирпича $\lambda_{ш} = 0,88 + 0,00023 t \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$; диатомитового кирпича $\lambda_{д} =$

Таблица 11. Основные расчетные соотношения при передаче тепла теплопроводностью

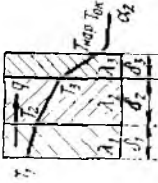
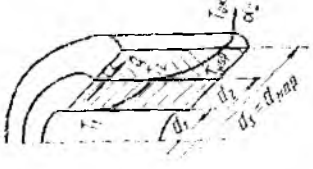
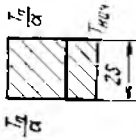
Схема	Формула	Единица измерения	Примечание
Стационарное тепловое состояние			
	Плоская стенка		α_2 определяется по формулам (31) — (33)
	$q = \frac{T_1 - T_{ок}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + 1/\alpha_2}$	Вт/м²	(68)
	$T_2 = T_1 - q\delta_1/\lambda_1;$	К	(69)
	$T_3 = T_1 - q \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} \right);$	К	(69, а)
	$T_{нар} = T_{ок} + q/\alpha_2$	К	(69, б)
	Цилиндрическая стенка		α_2 определяется по формулам (31) — (33)
	$q = \frac{T_1 - T_{ок}}{\pi \left(\sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_{нар}} \right)}$	Вт/м	(70)
	$T_2 = T_1 - \frac{q}{\pi} \frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1};$	К	(71)
	$T_{нар} = T_{ок} + \frac{q}{\pi} \frac{1}{\alpha_2 d_{нар}}$	К	(71, а)

Схема	Формула	Единица измерения	Примечание
	Критический диаметр изоляции $d_{кр} = 2\lambda_2/\alpha_2$ (72)	м	
	Нестационарное тепловое состояние «Тонкое» тело ($Bi < 0.25$) При конвективном нагреве $T_{кон} = T_{п} - (T_{п} - T_{нач}) \exp\left(-\frac{K\alpha\tau}{S\rho c}\right)$ (73)	К	Коэффициент формы равен: для пластины $K=1$; для цилиндра $K=2$; для шара $K=3$
	При радиационном нагреве $\tau = \frac{S\rho c}{K\alpha} \ln \frac{T_{п} - T_{нач}}{T_{п} - T_{кон}}$ (74)	с	
	При радиационно-конвективном нагреве расчитывается по формулам (73) — (74) $\tau = \frac{S\rho c}{K\epsilon_{пр}C_0} \frac{100}{\left(\frac{T_{п}}{100}\right)^3} \left[\psi\left(\frac{T}{T_{п}}\right) - \psi\left(\frac{T_{нач}}{T_{п}}\right) \right]$ (74, а)	К	Рис. 17
	При радиационно-конвективном нагреве расчитывается по формулам (73) — (74)		$\alpha = \alpha_{кон} + \alpha_{изл}$
	Тонкостенные трубы		При двустороннем нагреве $K'=1$. При одностороннем нагреве $m/d_{нар} \quad \quad 1,0 \quad \quad 1,5 \quad \quad 2,0$ $K' \quad \quad 0,5 \quad \quad 0,8 \quad \quad 1,0$
	$\tau = \left(1 - \frac{\delta}{d_{нар}}\right) \frac{\mu\delta}{K'\alpha} \ln \frac{T_{п} - T_{нач}}{T_{п} - T_{кон}}$ (74, б)	с	

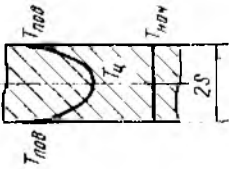
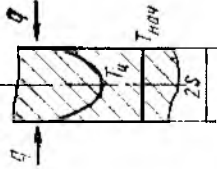
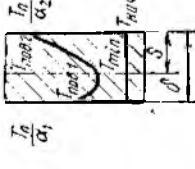
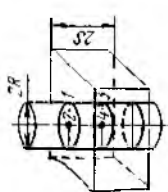
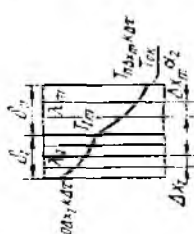
	Граничные условия I рода При $T_{\text{пов}} = \text{const}$ $T_{\text{ц}} = T_{\text{пов}} - (T_{\text{пов}} - T_{\text{нач}}) \Phi_1, \quad (75)$ $\delta_{\text{вмд}} = \Delta T_{\text{нов}} / \Delta T_{\text{нач}} = f(Fo), \quad (75, a)$ При $T_{\text{пов}} = T_{\text{нач}} + C\tau$ $T_{\text{ц}} = T_{\text{нач}} + C\tau(1 - \Phi_2) \quad (75, б)$	К Рис. 18 К Рис. 19 К Рис. 20
	Граничные условия II рода $T = q \frac{S}{\lambda} \Phi_3, \quad (76)$ При $Fo > 0.3$ для пластины и $Fo > 0.2$ для цилиндра $T = T_{\text{пов}} - T_{\text{ц}} = q \frac{S}{2\lambda}, \quad (77)$	К Рис. 21 Для цилиндра К $S = R$
	Граничные условия III рода $\theta = \frac{T_{\text{п}} - T}{T_{\text{п}} - T_{\text{нач}}} = f(Bi, Fo), \quad (78)$ где $Bi_2 = \frac{\alpha_2 S}{\lambda}; \quad Fo = \frac{\alpha \tau}{S^2}$ $S = \mu\delta$ — расчетная толщина	Рис. 21—27. Коэффициент несимметричности нагрева μ находим по табл. 12

Схема	Формула	Единица измерения	Примечание
	Тело конечного размера (79) $\theta_1 = \theta_{\text{пов}}^{\text{пл}} \theta_{\text{ц}}^{\text{шл}} ;$ $\theta_2 = \theta_{\text{пов}}^{\text{пл}} \theta_{\text{ц}}^{\text{шл}} ;$ $\theta_3 = \theta_{\text{ц}}^{\text{пл}} \theta_{\text{пов}}^{\text{шл}} ;$ $\theta_4 = \theta_{\text{ц}}^{\text{пл}} \theta_{\text{пов}}^{\text{шл}} ;$		Температурные критерии θ определяем по формуле (78) и соответствующему графику
	Метод конечных разностей (80) $\Delta \tau = (\Delta x)^2 / 2a ;$ (81) $\Delta x_m = \Delta x_l \sqrt{a_m / a_l} ;$ (82) $T_{i\Delta x, (k+1)} \Delta \tau = 0,5 [T_{(i-1)} \Delta x, k \Delta \tau + T_{(i+1)} \Delta x, k \Delta \tau] ;$ (83) $T_{im} = \frac{R_m T_{n\Delta x_1, k\Delta \tau} + R_l T_{o\Delta x_m, k\Delta \tau}}{R_m + R_l}$ (84) $T_{m\Delta x_m, k\Delta \tau} = \frac{\alpha_2 \Delta x_m T_{ок} + \lambda_m T_{(m-1)} \Delta x_m, k\Delta \tau}{\alpha_2 \Delta x_m + \lambda_m}$	с м К К К	$R_m = \frac{\Delta x_m}{\lambda_m} ; R_l = \frac{\Delta x_l}{\lambda_l} ;$

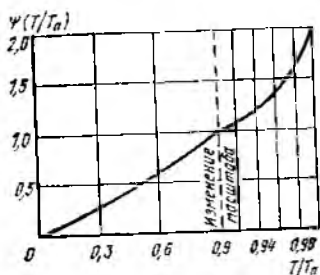


Рис. 17. Значение функции $\psi(T/T_n)$

Рис. 19. График для расчета времени выдержки металла при постоянной температуре поверхности:

1 — цилиндр бесконечной длины; 2 — вертикальная пластина бесконечных размеров; 3 — заготовки расположены на поду топочной зоны печи, $\mu=0.5$; 4 — то же, 0.75 ; 5 — то же, $\mu=1.0$

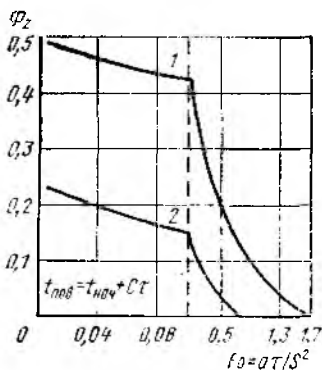


Рис. 20. Значение функции Φ_2 для центра изделий при линейном изменении температуры поверхности:

1 — пластина; 2 — цилиндр

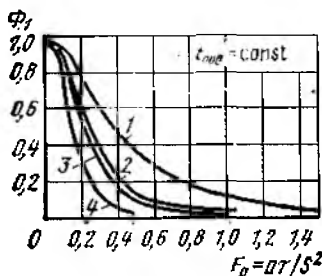


Рис. 18. Значение функции Φ_1 для центра изделий различной формы:

1 — плита; 2 — квадратный брус; 3 — цилиндр; 4 — шар

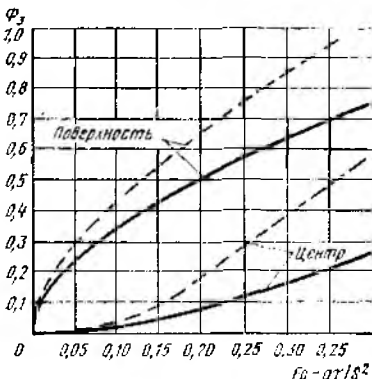
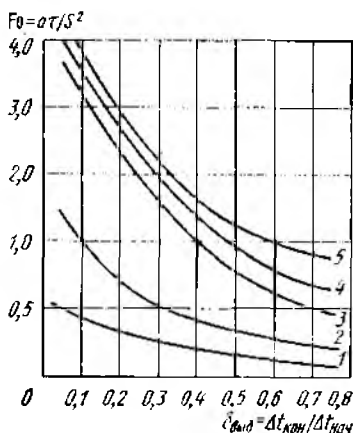


Рис. 21. Значение функции Φ_4 для поверхности и центра изделий при постоянном тепловом потоке на поверхности (сплошные линии — пластина; штриховые линии — цилиндр)

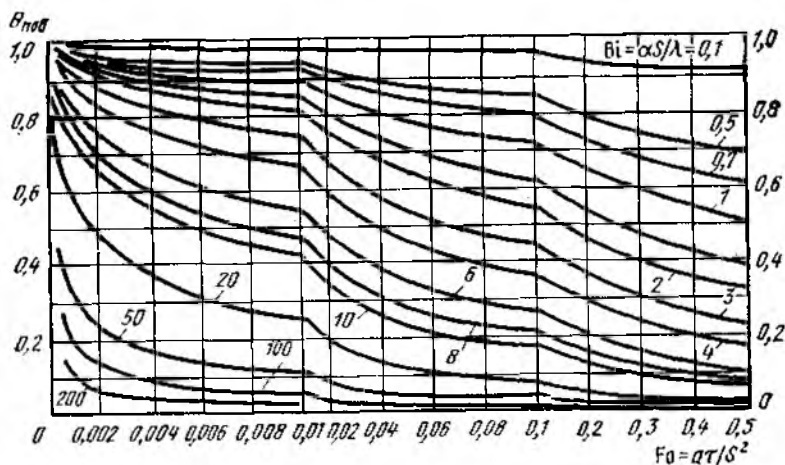


Рис. 23. Номограмма для расчета нагрева и охлаждения поверхности плиты при малых значениях Fo

$0,163 + 0,00043 t$ Вт/(м·К); вермикулитовых плит $\lambda_0 = 0,081 + 10,00023 t$ Вт/(м·К). Полагая температуру на наружной поверхности кладки равной $t_{нар} = 100^\circ\text{C}$ и принимая в первом приближении распределение температуры по толщине кладки линейным, из элементарных геометрических соотношений найдем температуры на границах раздела слоев.

$$t_{ш-д} = t_{нар} + (t_{кл} - t_{нар}) \frac{\delta_д + \delta_в}{\delta_ш + \delta_д + \delta_в} =$$

$$= 100 + (1300 - 100) \frac{0,115 + 0,05}{0,46 + 0,115 + 0,05} = 416,8^\circ\text{C};$$

$$t_{д-в} = t_{нар} + (t_{кл} - t_{нар}) \frac{\delta_в}{\delta_ш + \delta_д + \delta_в} =$$

$$= 100 + (1300 - 100) \frac{0,05}{0,46 + 0,115 + 0,05} = 196,0^\circ\text{C}.$$

При средней температуре слоя шамота

$$\bar{t}_ш = (t_{кл} + t_{ш-д})/2 = (1300 + 416,8)/2 = 858,4^\circ\text{C}$$

коэффициент теплопроводности шамота равен

$$\lambda_ш = 0,88 + 0,00023 \cdot 858,4 = 1,078 \text{ Вт/(м·К)}.$$

При средней температуре слоя диатомита

$$\bar{t}_д = (t_{ш-д} + t_{д-в})/2 = (416,8 + 196)/2 = 306,4^\circ\text{C}$$

коэффициент теплопроводности диатомита равен

$$\lambda_д = 0,163 + 0,00043 \cdot 306,4 = 0,29 \text{ Вт/(м·К)}.$$

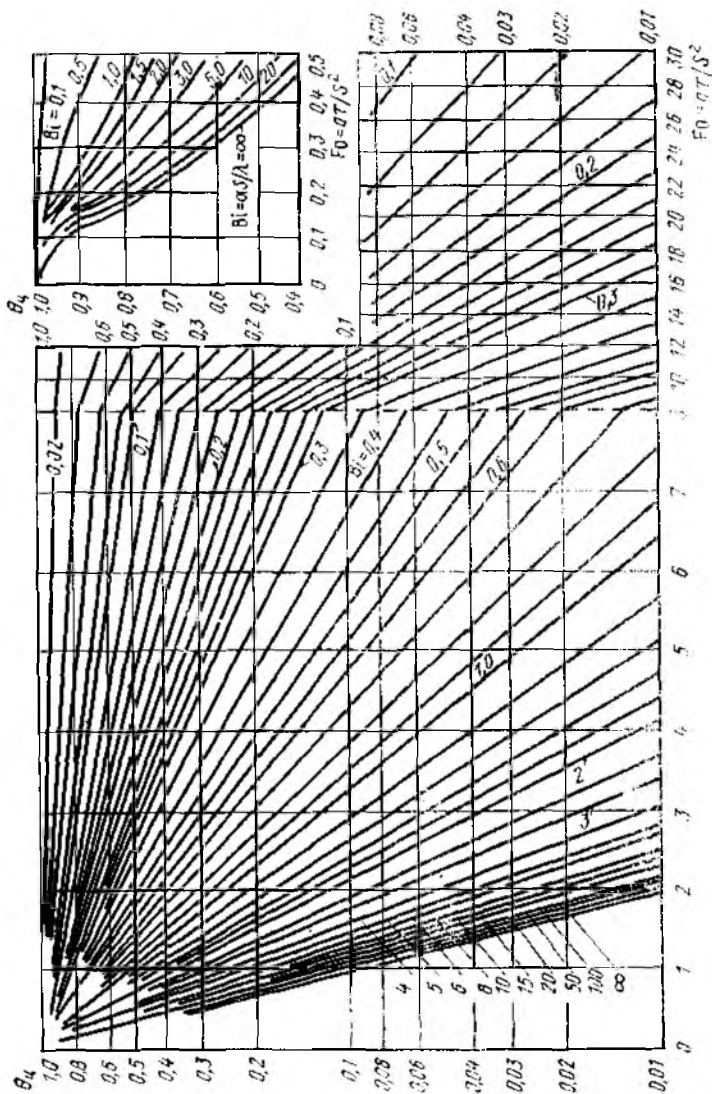


Рис. 24. Номограмма для расчета нагрева и охлаждения центра панели

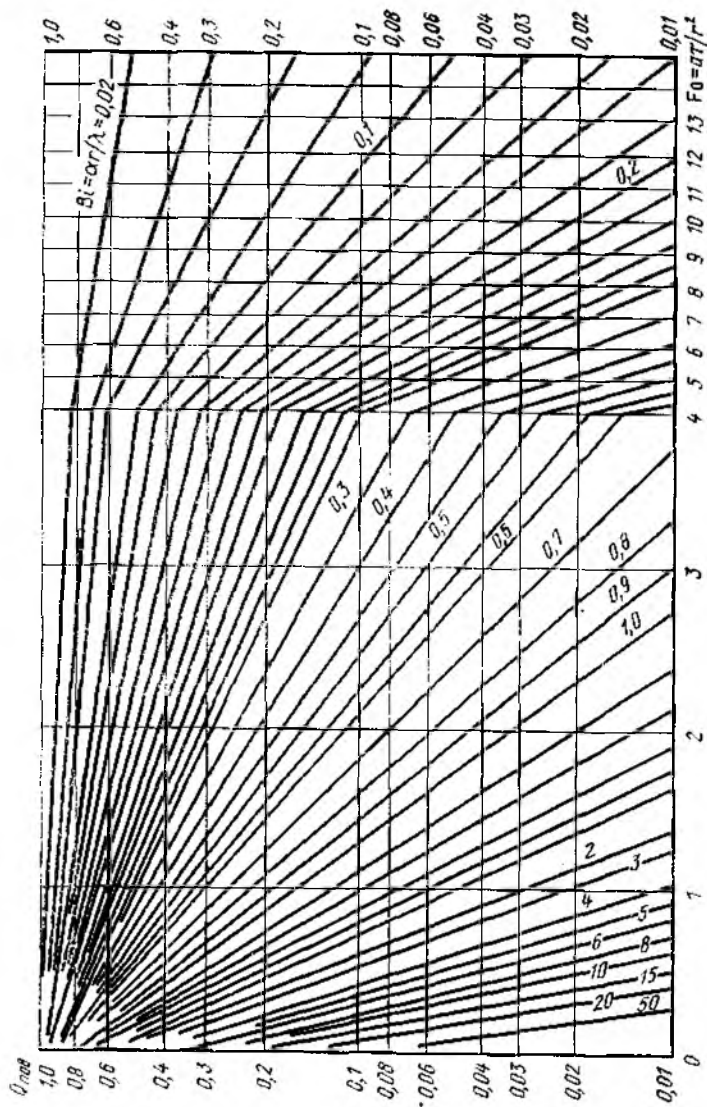


Рис. 25. Номограмма для расчета и охлаждения поверхности цилиндра

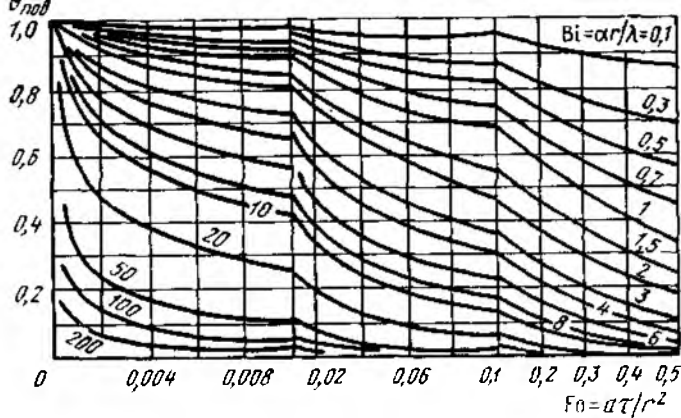


Рис. 26. Номограмма для расчета и охлаждения поверхности цилиндра при малых значениях Fo

При средней температуре слоя вермикулита $t_n = (196 + 100)/2 = 148^\circ\text{C}$ коэффициент теплопроводности вермикулита равен

$$\lambda_n = 0,081 + 0,00023 \cdot 148 = 0,115 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

Согласно формуле (68) плотность теплового потока через трехслойную стенку равна

$$q = \frac{t_{\text{кп}} - t_{\text{ок}}}{\sum_{i=1}^3 \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1300 - 0}{\frac{0,46}{1,078} + \frac{0,115}{0,29} + \frac{0,05}{0,115} + \frac{1}{16}} = 925,7 \text{ Вт/м}^2.$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от наружной поверхности футеровки в окружающую среду определен в соответствии с примечанием к формуле (31)

$$\alpha_2 = 10 + 0,06 \cdot 100 = 16 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Найдем уточнение значения температур на границах раздела слоев футеровки:

по формуле (69):

$$t_{\text{ш-д}} = t_{\text{кп}} - q \frac{\delta_{\text{ш}}}{\lambda_{\text{ш}}} = 1300 - 925,7 \frac{0,46}{1,078} = 905^\circ\text{C};$$

по формуле (69, а)

$$t_{\text{д-в}} = t_{\text{кп}} - q \left(\frac{\delta_{\text{ш}}}{\lambda_{\text{ш}}} + \frac{\delta_{\text{д}}}{\lambda_{\text{д}}} \right) = 1300 - 925,7 \left(\frac{0,46}{1,078} + \frac{0,115}{0,29} \right) = 538^\circ\text{C};$$

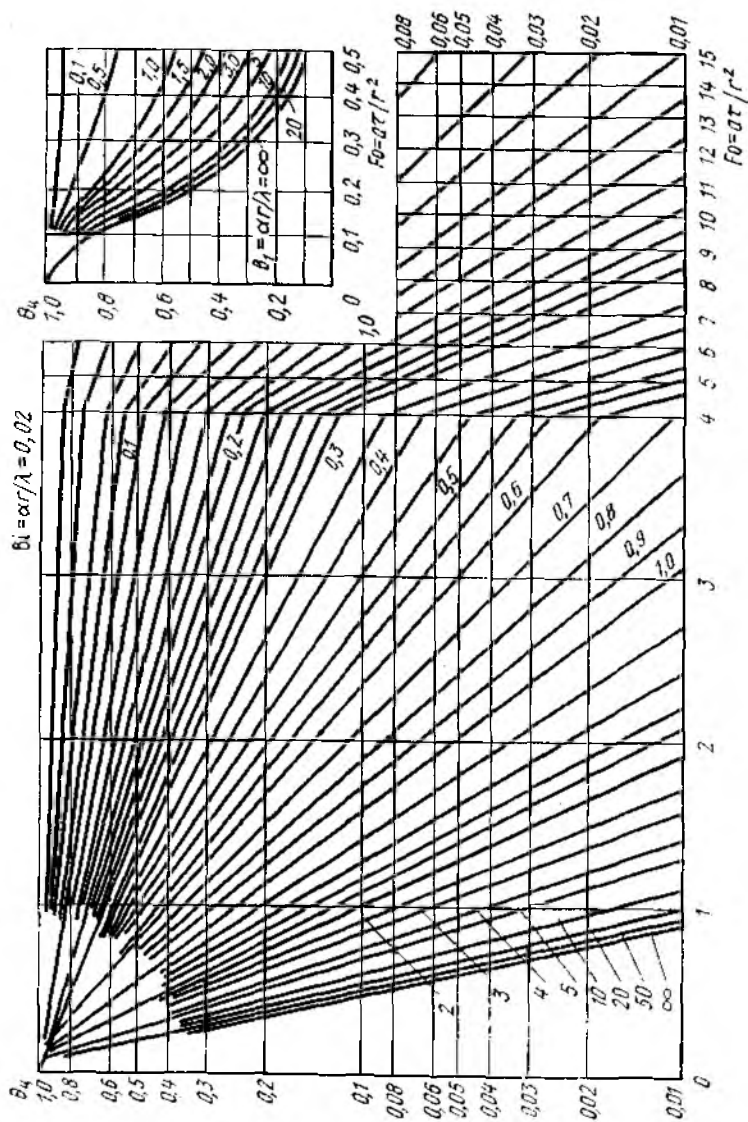


Рис. 27. Номограмма для расчета нагрева и охлаждения центра цилиндра

по формуле (69, б)

$$t_{\text{нар}} = t_{\text{ок}} + \frac{q}{\alpha_2} = 0 + \frac{925,7}{16} = 57,9^\circ\text{C}.$$

Определим уточненные значения средних температур слоев и коэффициентов теплопроводности:

$$\text{при } \bar{t}_{\text{ш}} = (1300 + 905)/2 = 1102,5^\circ\text{C} \quad \lambda_{\text{ш}} = 0,88 + 0,00023 \cdot 1102,5 = 1,13 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)};$$

$$\text{при } \bar{t}_{\text{д}} = (905 + 538)/2 = 721,5^\circ\text{C} \quad \lambda_{\text{д}} = 0,163 + 0,00043 \times 721,5 = 0,47 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)};$$

$$\text{при } \bar{t}_{\text{в}} = (538 + 57,9)/2 = 298^\circ\text{C} \quad \lambda_{\text{в}} = 0,081 + 0,00023 \cdot 298 = 0,152 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}.$$

$$\alpha_2 = 10 + 0,06 \cdot 57,9 = 13,474 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Найдем уточненное значение плотности потока тепла через стенку

$$q' = \frac{1300 - 0}{\frac{0,46}{1,13} + \frac{0,115}{0,47} + \frac{0,05}{0,152} + \frac{1}{13,474}} = 1218,7 \text{ Вт/м}^2.$$

Теперь можно найти уточненные значения температур на границах раздела слоев, средние температуры слоев и коэффициенты теплопроводности

$$t_{\text{ш-д}} = 1300 - 1218,7 \frac{0,46}{1,13} = 803,8^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{д-в}} = 1300 - 1218,7 \left(\frac{0,46}{1,13} + \frac{0,115}{0,47} \right) = 505,7^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{нар}} = 0 + \frac{1218,7}{13,474} = 90,4^\circ\text{C};$$

$$\text{при } \bar{t}_{\text{ш}} = (1300 + 803,8)/2 = 1051,9^\circ\text{C} \quad \lambda_{\text{ш}} = 0,88 + 0,00023 \cdot 1051,9 = 1,12 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)};$$

$$\text{при } \bar{t}_{\text{д}} = (803,8 + 505,7)/2 = 654,75^\circ\text{C} \quad \lambda_{\text{д}} = 0,163 + 0,00043 \cdot 654,75 = 0,44 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)};$$

$$\text{при } \bar{t}_{\text{в}} = (505,7 + 90,4)/2 = 298,05^\circ\text{C} \quad \lambda_{\text{в}} = 0,081 + 0,00023 \cdot 298,05 = 0,148 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)};$$

$$\alpha_2 = 10 + 0,06 \cdot 90,4 = 15,424 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Тогда

$$q'' = \frac{1300 - 0}{\frac{0,46}{1,12} + \frac{0,115}{0,44} + \frac{0,05}{0,151} + \frac{1}{15,424}} = 1158,3 \text{ Вт/м}^2.$$

Поскольку расхождение между двумя последними значениями плотности теплового потока через стенку менее 5 %

$$\frac{q' - q''}{q'} 100 = \frac{1218,7 - 1158,3}{1218,7} = 4,96\% < 5\%,$$

то последнее значение $q'' = 1158,3 \text{ Вт/м}^2$ считаем окончательным, а распределение температур по толщине стенки будет

$$t_{\text{вл}} = 1300^\circ\text{C}; t_{\text{ш-д}} = 803,8^\circ\text{C}; t_{\text{д-в}} = 505,7^\circ\text{C}; t_{\text{нар}} = 90,4^\circ\text{C}.$$

Пример 24. Футеровка секционной печи имеет цилиндрическую форму и состоит из слоя магнезита толщиной $\delta_{\text{м}} = 0,23 \text{ м}$ и слоя шамота толщиной $\delta_{\text{ш}} = 0,23 \text{ м}$. Диаметр рабочего пространства печи $d_1 = 1 \text{ м}$, температура печи $t_{\text{п}} = t_1 = 1500^\circ\text{C}$. Температура воздуха в цехе $t_{\text{ок}} = 30^\circ\text{C}$. Какова должна быть толщина слоя диатомитовой изоляции, чтобы тепловые потери через стенку печи не превышали $q = 10 \text{ кВт/м}^2$. Определить температуру наружной поверхности изоляционного слоя. Коэффициент теплопроводности магнезита $\lambda_{\text{м}} = 5,5 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$; шамота $\lambda_{\text{ш}} = 0,8 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$; диатомита $\lambda_{\text{д}} = 0,17 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$; коэффициент теплоотдачи конвекцией в окружающую среду $\alpha_2 = 11,63 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{K)}$.

Для решения поставленной задачи воспользуемся формулой (70)

$$q = \frac{\pi (t_1 - t_{\text{ок}})}{\frac{1}{2\lambda_{\text{м}}} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_{\text{ш}}} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2\lambda_{\text{д}}} \ln \frac{d_4}{d_3} + \frac{1}{\alpha_2 d_4}},$$

где $d_2 = d_1 + 2\delta = 1 + 2 \cdot 0,23 = 1,46 \text{ м}$; $d_3 = d_2 + 2\delta_{\text{ш}} = 1,46 + 2 \cdot 0,23 = 1,92 \text{ м}$. Применительно к сформулированным условиям

$$10000 > \frac{3,14 (1500 - 30)}{\frac{1}{2 \cdot 5,5} \ln \frac{1,46}{1} + \frac{1}{2 \cdot 0,8} \ln \frac{1,92}{1,46} + \frac{1}{2 \cdot 0,17} \ln \frac{d_4}{1,92} + \frac{3,14 (1500 - 30)}{11,63 d_4}},$$

или

$$10000 > \frac{4615,8}{0,2 + \frac{1}{0,34} \ln \frac{d_4}{1,92} + \frac{1}{11,63 d_4}}.$$

Полученное уравнение можно решить методом последовательного приближения. Принимаем $d_4 = 2 \text{ м}$. Тогда

$$q = \frac{4615,8}{0,2 + \frac{1}{0,34} \ln \frac{2}{1,92} + \frac{1}{11,63 \cdot 2}} = 12800,2 \text{ Вт/м} > 10000 \text{ Вт/м}.$$

Принимаем $d_4 = 2,1 \text{ м}$. Тогда

$$q = \frac{4615,8}{0,2 + \frac{1}{0,34} \ln \frac{2,1}{1,92} + \frac{1}{11,63 \cdot 2,1}} = 9211,3 \text{ Вт/м} < 10000 \text{ Вт/м}.$$

Таким образом толщина изоляции $\delta_d = 0,5(d_4 - d_3) = 0,5(2,1 - 1,92) = 0,09$ м будет достаточной для выполнения сформулированных условий. Поскольку стандартная ширина кирпича равна 115 мм, примем $\delta_d = 0,115$ м и $d_4 = 1,92 + 2 \cdot 0,115 = 2,15$ м. В этом случае

$$q = \frac{4615,8}{0,2 + \frac{1}{0,34} \frac{2,15}{1,92} + \frac{1}{11,63 \cdot 2,15}} = 8113,6 \text{ Вт/м}$$

и температура наружной поверхности футеровки [формула (71, а)]

$$t_{\text{нар}} = t_{\text{ок}} + \frac{q}{\pi} \frac{1}{\alpha_2 d_4} = 30 + \frac{8113,6}{3,14} \frac{1}{11,63 \cdot 2,15} = 133,3^\circ \text{C}.$$

Пример 25. Стальные изделия, имеющие форму пластины, квадратного бруса, цилиндра и шара с линейным размером $S = 0,1$ м, равномерно нагретые до температур $t_{\text{нач}} = 1000^\circ \text{C}$, погружаются в воду с температурой $t_{\text{в}} = 20^\circ \text{C}$. Считая температуру поверхности равной температуре воды ($t_{\text{пов}} = 20^\circ \text{C}$), найти время, необходимое для достижения температуры в центре изделия $t_{\text{ц}} = 300^\circ \text{C}$.

В соответствии с формулой (75)

$$\Phi_1 = \frac{t_{\text{пов}} - t_{\text{ц}}}{t_{\text{пов}} - t_{\text{нач}}} = \frac{1000 - 300}{1000 - 20} = 0,71.$$

Согласно рис. 18 полученному значению Φ_1 соответствуют значения критерия Фурье:

для плиты $Fo = 0,26$; для бруса $Fo = 0,17$; для цилиндра $Fo = 0,15$; и для шара $Fo = 0,11$.

В соответствии с приложением IX коэффициент температуропроводности среднеуглеродистой стали при средней температуре $t = [1000 + (300 + 20)/2] = 580^\circ \text{C}$ равен $a = 6,67 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Определим необходимое время охлаждения для плиты

$$\tau = \frac{S^2}{a} Fo = \frac{0,1^2 \cdot 0,26}{6,67 \cdot 10^{-6}} = 389,8 \text{ с (0,108 ч)};$$

для квадратного бруса

$$\tau = \frac{S^2}{a} Fo = \frac{0,1^2 \cdot 0,17}{6,67 \cdot 10^{-6}} = 254,8 \text{ с (0,07 ч)};$$

для цилиндра

$$\tau = \frac{0,1^2 \cdot 0,15}{6,67 \cdot 10^{-6}} = 225 \text{ с (0,0625 ч)};$$

для шара

$$\tau = \frac{0,1^2 \cdot 0,11}{6,67 \cdot 10^{-6}} = 165,6 \text{ с (0,046 ч)}.$$

Пример 26. Стальная плита, толщиной $\delta = 2S = 300$ мм равномерно нагрета до температуры $t_{\text{нач}} = 1000^\circ \text{C}$. Плита охлаждается на воздухе, имеющем температуру $t_{\text{ок}} = 30^\circ \text{C}$. Определить температуру поверхности и центра плиты через 0,5 ч после начала охлаждения, если плита изготовлена из высокоуглеродистой стали, а коэффициент теплоотдачи от поверхности плиты равен $\alpha = 100 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}$.

Принимаем, что через 0,5 ч (1800 с) после начала охлаждения средняя температура плиты равна $\bar{t}=700^\circ\text{C}$. По приложению IX находим, что при средней для интервала охлаждения температуре $t=850^\circ\text{C}$ коэффициент теплопроводности высокоуглеродистой стали равен $\lambda=26,5 \text{ Вт}(\text{м}\cdot\text{К})$, а коэффициент температуропроводности $a=5,56\cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. Критерий Био равен

$$Bi = \frac{\alpha S}{\lambda} = \frac{100 \cdot 0,15}{26,5} = 0,566,$$

а критерий Фурье

$$Fo = \frac{a\tau}{S^2} = \frac{5,56 \cdot 10^{-6} \cdot 1800}{0,15^2} = 0,44.$$

По номограмме на рис. 23 для полученных значений критериев Био и Фурье находим

$$\theta_{\text{пов}} = \frac{t_{\text{ок}} - t_{\text{пов}}}{t_{\text{ок}} - t_{\text{нач}}} = 0,68,$$

а по рис. 24

$$\theta_{\text{ц}} = \frac{t_{\text{ок}} - t_{\text{ц}}}{t_{\text{ок}} - t_{\text{нач}}} = 0,86.$$

Отсюда

$$t_{\text{пов}} = t_{\text{ок}} - (t_{\text{ок}} - t_{\text{нач}}) \theta_{\text{пов}} = 30 - (30 - 1000) 0,68 = 629,6^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{ц}} = t_{\text{ок}} - (t_{\text{ок}} - t_{\text{нач}}) \theta_{\text{ц}} = 30 - (30 - 1000) 0,86 = 804,2^\circ\text{C}.$$

Пример 27. Стальной цилиндр диаметром $2R=400 \text{ мм}$ и высотой $\delta=2S=300 \text{ мм}$, равномерно нагрет до температуры $t_{\text{нач}}=1000^\circ\text{C}$. Цилиндр охлаждается на воздухе, имеющем температуру $t_{\text{ок}}=30^\circ\text{C}$. Определить температуру поверхности и центра цилиндра через 0,5 ч (1800 с) после начала охлаждения, если цилиндр изготовлен из высокоуглеродистой стали, а коэффициент теплоотдачи от поверхности цилиндра равен $\alpha=100 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$.

Для решения поставленной задачи воспользуемся формулой 79. Поскольку условия рассматриваемой задачи аналогичны условиям примера 26, воспользуемся полученными в этом примере решениями $\theta_{\text{пов}}^{\text{пл}}=0,68$ и $\theta_{\text{ц}}^{\text{пл}}=0,86$.

Для бесконечного цилиндра диаметром $2R=400 \text{ мм}$ имеем

$$Bi_{\text{цил}} = \frac{\alpha R}{\lambda} = \frac{100 \cdot 0,2}{26,5} = 0,75;$$

$$Fo_{\text{цил}} = \frac{a\tau}{R^2} = \frac{5,56 \cdot 10^{-6} \cdot 1800}{0,2^2} = 0,26.$$

По номограмме на рис. 26 для полученных значений критериев Био и Фурье находим $\theta_{\text{пов}}^{\text{цил}}=0,62$, а по рис. 27 $\theta_{\text{ц}}^{\text{цил}}=0,81$. Теперь по формулам (79) находим (обозначения те же, что и в табл. 11)

$$\theta_1 = \theta_{\text{пов}}^{\text{пл}} \theta_{\text{пов}}^{\text{цил}} = 0,68 \cdot 0,62 = 0,4216;$$

$$\theta_2 = \theta_{\text{пол}}^{\text{пл}} \theta_{\text{ц}}^{\text{цил}} = 0,68 \cdot 0,81 = 0,55;$$

$$\theta_3 = \theta_{\text{ц}}^{\text{пл}} \theta_{\text{пов}}^{\text{илл}} = 0,86 \cdot 0,62 = 0,53;$$

$$\theta_4 = \theta_{\text{ц}}^{\text{пл}} \theta_{\text{ц}}^{\text{илл}} = 0,86 \cdot 0,81 = 0,697.$$

Отсюда

$$t_1 = t_0 - (t_0 - t_{\text{нач}}) \theta_1 = 30 - (30 - 1000) 0,4216 = 378,95^\circ \text{C}$$

$$t_2 = t_0 - (t_0 - t_{\text{нач}}) \theta_2 = 30 - (30 - 1000) 0,55 = 503,5^\circ \text{C}$$

$$t_3 = t_0 - (t_0 - t_{\text{нач}}) \theta_3 = 30 - (30 - 1000) 0,53 = 484,1^\circ \text{C}$$

$$t_4 = t_0 - (t_0 - t_{\text{нач}}) \theta_4 = 30 - (30 - 1000) 0,697 = 646,1^\circ \text{C}$$

Расчет прогрева двухслойной стенки с использованием метода конечных разностей приведен в § 5 главы VII.

Глава РАСЧЕТЫ НАГРЕВА III И ОХЛАЖДЕНИЯ МЕТАЛЛА

§ 1. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА НАГРЕВА МЕТАЛЛА В ПЕЧАХ

Расчеты нагрева и охлаждения металла проводят по формулам, представленным в табл. 11, внося необходимые поправки на реальные условия нагрева или охлаждения.

Как правило, нагрев в промышленных печах не является симметричным, что учитывается введением расчетной толщины изделия, определяемой по формуле

$$S = \mu \delta, \quad (85)$$

где δ — геометрическая толщина тела, м;

μ — коэффициент несимметричности нагрева, определяемый по табл. 12.

В случае начального параболического распределения температуры (например, при переходе металла из методической в сварочную зону методической печи) в качестве начальной температуры в температурном критерии следует использовать среднюю температуру металла:

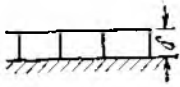
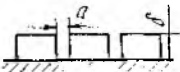
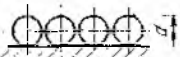
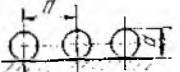
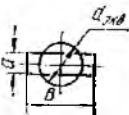
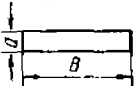
$$\text{для пластины } \bar{t} = t_{\text{пов}} - \frac{2}{3} (t_{\text{пов}} - t_{\text{ц}})$$

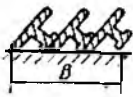
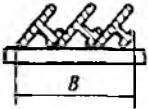
$$\text{для цилиндра } \bar{t} = t_{\text{пов}} - 0,5 (t_{\text{пов}} - t_{\text{ц}}) = 0,5 (t_{\text{пов}} + t_{\text{ц}})$$

В этом случае температурные критерии будут иметь вид

$$\theta_{\text{пов}} = \frac{t_{\text{п}} - t_{\text{пов}}^{\text{кон}}}{t_{\text{п}} - \bar{t}^{\text{нач}}} \quad \text{и} \quad \theta_{\text{ц}} = \frac{t_{\text{п}} - t_{\text{ц}}^{\text{кон}}}{t_{\text{п}} - \bar{t}^{\text{нач}}}.$$

Таблица 12. Коэффициент несимметричности нагрева

№	Расположение заготовок	μ												
	1. Односторонний нагрев на монолитном полу	1,0												
	2. Двусторонний нагрев на водоохлаждаемых трубах	0,55—0,6												
	3. Односторонний нагрев на монолитном полу	<table><tr><td>a/δ</td><td>0</td><td>0,5</td><td>1</td><td>2</td><td>>2</td></tr><tr><td>μ</td><td>1</td><td>0,6</td><td>0,55</td><td>0,5</td><td>0,4</td></tr></table>	a/δ	0	0,5	1	2	>2	μ	1	0,6	0,55	0,5	0,4
a/δ	0	0,5	1	2	>2									
μ	1	0,6	0,55	0,5	0,4									
	4. Односторонний нагрев на монолитном полу	0,75—0,8												
	5. Односторонний нагрев на монолитном полу	<table><tr><td>a/d</td><td>1</td><td>2</td><td>2</td></tr><tr><td>μ</td><td>0,8</td><td>0,6</td><td>0,5</td></tr></table>	a/d	1	2	2	μ	0,8	0,6	0,5				
a/d	1	2	2											
μ	0,8	0,6	0,5											
	6. Четырехсторонний нагрев плоской заготовки при $b/a \leq 1,8$ $d_{экв} = 1,128 \sqrt{ab}$	$\mu = 0,5;$ $S = 0,5 d_{экв}$												
	7. Четырехсторонний нагрев плоской заготовки при $b/a > 1,8$	$\mu = 0,5;$ $S = 0,5 a$												
	8. Круглые вертикальные заготовки	0,5												

№	Расположение заготовок	μ
	9. Односторонний нагрев F — площадь поперечного сечения изделия; B — ширина ряда	$S = \frac{\Sigma F}{B}$
	10. Двусторонний нагрев F — площадь поперечного сечения изделия; B — ширина ряда	$S = \frac{\Sigma F}{2B}$

При расчете томления металла (времени выдержки) при постоянной температуре поверхности используют соотношение (75, а).

$$\delta_{\text{выд}} = \frac{\Delta t_{\text{кон}}}{\Delta t_{\text{нач}}} = f(Fo),$$

где $\delta_{\text{выд}}$ — степень выравнивания температуры;

$\Delta t_{\text{кон}} = t_{\text{пов}}^{\text{кон}} - t_{\text{ц}}^{\text{кон}}$ — температурный перепад по сечению металла в конце периода выдержки, К;

$\Delta t_{\text{нач}} = t_{\text{пов}}^{\text{нач}} - t_{\text{ц}}^{\text{нач}}$ — то же, в начале выдержки, К.

Графически зависимость (75, а) представлена на рис. 19.

При нагреве толстостенных труб только с наружной стороны их расчетная толщина

$$S = \varphi_1 (R_{\text{нар}} - R_{\text{внут}}); \quad (86)$$

при нагреве только с внутренней стороны

$$S = \varphi_2 (R_{\text{нар}} - R_{\text{внут}}), \quad (87)$$

где $R_{\text{нар}}$ и $R_{\text{внут}}$ — наружный и внутренний радиусы трубы м; φ_1 и φ_2 — коэффициенты формы, определяемые по графику на рис. 28.

Расчет нагрева толстостенных труб производится по номограммам на рис. 22—24 для бесконечной пластины.

Для тел более сложной формы (например, рельс) расчетную толщину определяют как частное от деления суммарной площади поперечного сечения изделий на ширину ряда этих изделий B при одностороннем нагреве (охлаждении) и на $2B$ при двустороннем нагреве или охлаждении (см. табл. 12).

§ 2. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО РЕЖИМАМ НАГРЕВА МЕТАЛЛА

Температура металла (конечная $t_{\text{м}}^{\text{кон}}$ и начальная $t_{\text{м}}^{\text{нач}}$) обычно при расчетах задается, но график ее изменения во времени определяется технологией нагрева. Для массивных тел в холодном (не пластичном) состоянии при достаточно быстром нагреве имеется опасность появления температурных напряжений, вызывающих появление трещин. Поэтому обычно рекомендуют медленный (методический) нагрев изделий до тех пор, пока температура центра не превысит 500°C . Разность температур между поверхностью и серединой изделия в конце методической зоны можно принять равной

$$\Delta t = t_{\text{пов}} - t_{\text{ц}} = (700 \div 800) S \text{ K}, \quad (88)$$

где S — расчетная толщина изделия, м.

При дальнейшем нагреве влияние скорости подъема температуры не столь существенно, но появляется перепад температур по сечению изделия.

В термических печах перепад температур не должен превышать 20 K независимо от толщины изделия.

При нагреве металла перед обработкой давлением по технологическим соображениям перепад температур по сечению изделия $\Delta t^{\text{кон}} = t_{\text{пов}}^{\text{кон}} - t_{\text{ц}}^{\text{кон}}$ не должен превышать 50 K и ориентировочно может быть выбран по следующим рекомендациям:

Толщина изделия, δ , м	$\leq 0,1$	$> 0,2$	Высоколегированная сталь любой толщины
$\Delta t^{\text{кон}}$, . K	2000	3000	1000

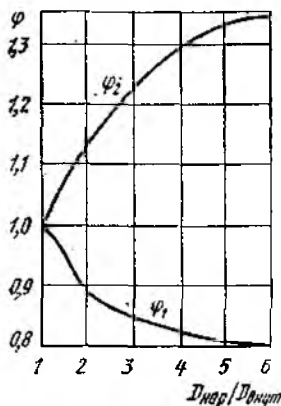


Рис. 28. Зависимость коэффициентов формы φ_1 и φ_2 от отношения диаметров полого цилиндра

Температура печи в общем случае меняется во времени (сачочные печи периодического действия) и в пространстве (печи непрерывного действия).

Температуру уходящих газов для проходных (методических) печей можно ориентировочно определить по формулам:

при $\rho_{a.п} \leq 500 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}$

$$t_{yx} = 625 + 0,68\rho_{a.п} \frac{nl}{B} \left(1 + \frac{B}{nl}\right) - 300 \frac{nl}{B} \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (89)$$

при $\rho_{a.п} > 500 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}$

$$t_{yx} = 800 + 0,42\rho_{a.п} \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (90)$$

где $\rho_{a.п}$ — напряженность активного пода, $\text{кг/м}^2 \cdot \text{ч}$;

n — число рядов заготовок в печи;

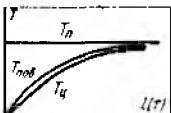
l — длина заготовки, м;

B — ширина печи, м.

Максимальная температура рабочего пространства печи $t_{п}^{\max}$ определяется стойкостью футеровки, типом печи, технологией нагрева металла и не может быть выше действительной температуры горения топлива (§ 1, гл. IV). Для ориентировочных расчетов величина температурного напора $\Delta t = t_{п} - t_{\text{пов}}^{\text{ном}}$ может быть принята в следующих пределах: для термических печей 50—70, для кузнечных печей 50—100, для прокатных печей 100—150, для печей скоростного нагрева 150—200, томильных зон проходных печей 30—50 $^\circ\text{C}$.

Изменение температуры печи во времени (по длине печи) носит название температурного режима. Наиболее часто встречающиеся температурные режимы и области их применения представлены в табл. 13.

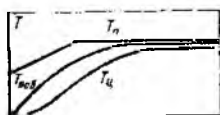
Таблица 13. Режимы нагрева металла

Режим	Область применения
Одноступенчатый 	Нагрев тонких тел (протяжные печи, печи для термообработки,ковки и штамповки мелких и средних изделий, кольцевые и секционные печи для нагрева тонкого металла)

Режим

Область применения

Двухступенчатый



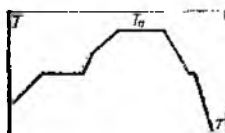
Методические печи ($\delta=0,1$ м), кузнечные печи для нагрева средних и крупных заготовок, нагревательные колодцы, печи с выдвижным подом

Трех- и более ступенчатый



Методические толкательные печи ($\delta>0,2$ м), печи с шагающим подом, печи с выдвижным подом для нагрева очень крупных заготовок

Циклический



Термические печи с заданным графиком нагрева изделий

§ 3. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ НАГРЕВА МЕТАЛЛА

Пример 28. Определить температуру ленты из среднеуглеродистой стали на выходе из камеры нагрева протяжной печи. Начальная температура ленты $T_{нач}=293$ К, температура продуктов сгорания топлива $T_r=1073$ К. В продуктах сгорания содержится 9 % CO_2 и 18 % H_2O . Толщина ленты $\delta=0,002$ м, ширина $b=1$ м. Ширина печи $B=1,5$ м, высота $2H=1,0$ м. Нагрев ленты двусторонний, время нагрева $\tau=35$ с.

Для определения температуры ленты на выходе из камеры нагрева используем формулу (73), учитывая, что в рассматриваемом случае надо использовать значение суммарного коэффициента теплоотдачи $\alpha_\Sigma = \alpha_{изл} + \alpha_{конт}$. Найдем коэффициент теплоотдачи излучением, ориентировочно принимая $T_{дон}=673$ К (400°C).

Эффективная длина луча в газовом слое [формула (57)]

$$S_{эф} = \frac{3,6BH}{2(B+H)} = \frac{3,6 \cdot 1,5 \cdot 0,5}{2(1,5+0,5)} = 0,87 \text{ м.}$$

Степень развития кладки

$$\omega = \frac{F_{\text{кл}}}{F_{\text{м}}} = \frac{2(B+H)}{2b} = \frac{2(1,5+1,0)}{2 \cdot 1,0} = 2,5.$$

Парциальное давление излучающих газов

$$p_{\text{CO}_2} = 0,09 \cdot 98,1 = 8,83 \text{ кПа и } p_{\text{H}_2\text{O}} = 0,18 \cdot 98,1 = 17,66 \text{ кПа.}$$

Произведение парциальных давлений CO_2 и H_2O на эффективную длину луча

$$p_{\text{CO}_2} S_{\text{эф}} = 8,83 \cdot 0,87 = 7,68 \text{ кПа} \cdot \text{м};$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} S_{\text{эф}} = 17,66 \cdot 0,87 = 15,36 \text{ кПа} \cdot \text{м}.$$

По графикам на рис. 13—15 находим

$$\epsilon_{\text{CO}_2} = 0,095; \quad \epsilon'_{\text{H}_2\text{O}} = 0,16; \quad \beta = 1,1.$$

Степень черноты продуктов сгорания [формула (56)]

$$\epsilon_{\text{г}} = \epsilon_{\text{CO}_2} + \beta \epsilon'_{\text{H}_2\text{O}} = 0,09 + 1,1 \cdot 0,16 = 0,266.$$

Принимая степень черноты ленты $\epsilon_{\text{л}} = 0,8$, находим приведенную степень черноты системы [формула (60)]

$$\epsilon_{\text{пр}} = 0,8 \frac{2,5 + 1 - 0,266}{[0,8 + 0,266(1 - 0,8)] \frac{1 - 0,266}{0,266} + 2,5} = 0,53.$$

Коэффициент теплоотдачи излучением находим по формуле (67, б)

$$\alpha_{\text{изл}} = \frac{5,7 \cdot 0,53 \sqrt{\left[\left(\frac{1073}{100}\right)^4 - \left(\frac{293}{100}\right)^4\right] \left[\left(\frac{1073}{100}\right)^4 - \left(\frac{973}{100}\right)^4\right]}}{\sqrt{(1073 - 293)(1073 - 973)}} =$$

$$= 65,75 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Принимая $\alpha_{\text{конв}} = 25 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, находим суммарный коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_{\Sigma} = \alpha_{\text{изл}} + \alpha_{\text{конв}} = 65,75 + 25 = 90,75 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Температура ленты на выходе из камеры нагрева печи

$$t = t_{\text{п}} - (t_{\text{п}} - t_{\text{нач}}) e^{-\frac{K \alpha_{\Sigma} \tau}{\rho c}} =$$

$$= 800 - (800 - 20) e^{-\frac{1 \cdot 90,75 \cdot 35}{0,001 \cdot 7850 \cdot 0,62 \cdot 10^3}} = 393,8 \text{ } ^\circ\text{C},$$

т. е. близко к принятому значению.

При расчете принято, что плотность стали $\rho = 7850 \text{ кг}/\text{м}^3$ и согласно приложению IX средняя теплоемкость $c = 0,62 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Пример 29. Слябы из малоуглеродистой стали, имеющие толщину $\delta=0,3$ м, нагреваются в методической зоне печи с шагающим подом с $t_m^{\text{нач}}=0^\circ\text{C}$ до $t_m^{\text{кон}}=600^\circ\text{C}$. Температура продуктов сгорания в начале зоны $t_p^{\text{нач}}=800^\circ\text{C}$, в конце $t_p^{\text{кон}}=1300^\circ\text{C}$. Принимая средний коэффициент теплоотдачи $\alpha=100$ Вт/(м²·К), определить время нагрева металла при сплошной укладке слябов и с зазором $a/\delta=0,5$; 1 и 2. Какова будет температура в центре слябов в каждом из перечисленных случаев?

Согласно приложению IX при средней температуре металла $\bar{T}=(0+600)/2=300^\circ\text{C}$, коэффициент теплопроводности малоуглеродистой стали равен $\lambda=48,6$ Вт/(м·К), а коэффициент температуропроводности $a=11,67\cdot 10^{-6}$ м²/с.

Поскольку расчетная толщина сляба зависит от способа укладки металла, то по табл. 12 находим коэффициенты несимметричности нагрева μ , расчетную толщину сляба $S=\mu\delta$ и соответствующие значения критерия $Bi=\alpha S/\lambda$:

a/δ	0	0,5	1	2
μ	1	0,6	0,55	0,5
S , м	0,3	0,18	0,165	0,15
Bi	0,62	0,37	0,34	0,3

Принимая среднюю температуру методической зоны печи равной $t_n=(800+1300)/2=1050^\circ\text{C}$, найдем температурный критерий для поверхности металла

$$\theta_{\text{пов}} = \frac{\bar{t}_n - t_m^{\text{кон}}}{t_n - t_m^{\text{нач}}} = \frac{1050 - 600}{1050 - 0} = 0,43.$$

По номограмме на рис. 22 находим значения критериев $Fo=\alpha t/S^2$, а затем соответствующие им времена нагрева слябов в методической зоне печи

a/δ	0	0,5	1	2
Fo	1,25	2,26	2,42	2,7
τ , с(ч)	9648(2,68)	6264(1,74)	5652(1,57)	5220(1,45)

По номограмме на рис. 24, используя полученные значения критериев Bi и Fo , найдем величины температурных критериев для центра сляба θ_c и температуру в центре сляба в конце методической зоны

$$t_c = \bar{t}_n - (t_n - t_m^{\text{нач}}) \theta_c:$$

a/δ	0	0,5	1	2
θ_c	0,75	0,7	0,65	0,62
t_c , °C	262,5	315	367,5	399

Пример 30. Расчет времени нагрева ленты в печи с радиационными трубами приведен в § 6, гл. VII.

Пример 31. Расчеты времени нагрева металла в методической и сварочной зонах проходной печи приведены в § 3 и 4 гл. VII.

Пример 32. Расчет времени пребывания металла в тоильной зоне методической печи приведен в § 3, гл. VII.

Глава РАСЧЕТЫ ГОРЕНИЯ ТОПЛИВА

IV И ВЫБОР ТОПЛИВОСЖИГАЮЩИХ УСТРОЙСТВ

§ 1. ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ СООТНОШЕНИЯ И ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ ГОРЕНИЯ ТОПЛИВА

Целью расчета является определение расхода воздуха, количества и состава продуктов сгорания и температуры горения.

Исходными данными для расчета являются вид топлива, конструкция сожигательного устройства, определяющая величину коэффициента расхода воздуха n и температуры подогрева топлива и воздуха.

Состав жидкого и твердого топлива обычно задается в виде органической (индекс «о», например C^o), горючей (индекс «г», например H^g), сухой (индекс «с», например A^c — содержание золы в сухой массе) или рабочей массы топлива (индекс «р», например, W^p — содержание влаги в рабочей массе топлива).

Состав газообразного топлива задается в виде процентного содержания составных частей газообразной смеси CO_2 , CO , CH_4 , H_2 и т. п. Влага задается обычно в виде массы воды на единицу объема сухого газа W г/м³.

Правильность расчета может быть проверена составлением материального баланса, составляемого в единицах массы.

Необходимые расчетные формулы приведены в табл. 14, 15.

Пример 33. Рассчитать расход воздуха, количество и состав продуктов сгорания и калориметрическую температуру горения мазута, содержащего 86,5 % C^p ; 10,5 % H^p ; 0,3 % N^p ; 0,3 % O^p ; 0,3 % S^p ; 1,8 % W^p и 0,3 % A^p .

Количество воздуха, количество и состав продуктов сгорания найти при коэффициенте расхода воздуха $n=1,1$. Калориметрическую температуру горения определить при температуре подогрева воздуха 300 °С.

По формуле (94) находим расход кислорода на горение мазута заданного состава при коэффициенте расхода воздуха $n=1,0$.

$$\begin{aligned} V_{O_2} &= 0,01 [1,867C^p + 5,6H^p + 0,7(S^p - O^p)] = \\ &= 0,01 [1,867 \cdot 86,5 + 5,6 \cdot 10,5 + 0,7(0,3 - 0,3)] = 2,2 \text{ м}^3/\text{кг}. \end{aligned}$$

При сжигании мазута в обычном воздухе ($k=3,762$) расход сухого воздуха равен [формула (95)]

$$V_B = n(1 + k) V_{O_2} = 1,1(1 + 3,762) 2,2 = 11,53 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Используя формулы (96), находим объемы компонентов продуктов сгорания:

$$V_{\text{CO}_2} = 0,01 \cdot 1,867 C^P = 0,01 \cdot 1,867 \cdot 86,5 = 1,615 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$V_{\text{SO}_2} = 0,01 \cdot 0,7 S^P = 0,01 \cdot 0,7 \cdot 0,3 = 0,002 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,01 (11,2 H^P + 1,24 W^P) = 0,01 (11,2 \cdot 10,5 + 1,24 \cdot 1,8) = 1,198 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$V_{\text{O}_2}' = (n - 1) V_{\text{O}_2} = (1,1 - 1) 2,2 = 0,22 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$V_{\text{N}_2} = 0,008 N^P + n k V_{\text{O}_2} = 0,008 \cdot 0,3 + 1,1 \cdot 3,762 \cdot 2,2 = 9,106 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Объем продуктов сгорания равен [формула (97)]

$$V_{\text{п.с}} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{O}_2}' + V_{\text{N}_2} = 1,615 + 0,002 + 1,198 + 0,22 + 9,106 = 12,141 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Процентный состав продуктов сгорания легко найти по формулам:

$$\text{CO}_2 \dots (V_{\text{CO}_2}/V_{\text{п.с}}) 100 = (1,615/12,141) 100 = 13,3\%;$$

$$\text{H}_2\text{O} \dots (V_{\text{H}_2\text{O}}/V_{\text{п.с}}) 100 = (1,198/12,141) 100 = 9,87\%;$$

$$\text{SO}_2 \dots (V_{\text{SO}_2}/V_{\text{п.с}}) 100 = (0,002/12,141) 100 = 0,02\%;$$

$$\text{O}_2 \dots (V_{\text{O}_2}'/V_{\text{п.с}}) 100 = (0,22/12,141) 100 = 1,81\%;$$

$$\text{N}_2 \dots (V_{\text{N}_2}/V_{\text{п.с}}) 100 = (9,106/12,141) 100 = 75,0\%.$$

Правильность расчета проверяем составлением материального баланса

Поступило, кг:

Мазут 1,0

Воздух $1,29 \cdot 11,53 = 14,87$

Всего 15,87

Получено, кг:

CO₂ $1,964 \cdot 1,615 = 3,172$

SO₂ $2,857 \cdot 0,002 = 0,006$

H₂O $0,804 \cdot 1,198 = 0,964$

O₂ $1,428 \cdot 0,22 = 0,315$

N₂ $1,125 \cdot 9,106 = 11,383$

Всего 15,84

Зола 0,03

Итого 15,87

Плотность каждого компонента продуктов сгорания находим, разделив молекулярную массу на объем, занимаемый одним килограмм-молем компонента (22,4 м³). Плотность продуктов сгорания можно найти, разделив их массу на объем $\rho_{\text{п.с}} = 15,84/12,141 = 1,3 \text{ кг/м}^3$.

Таблица 14. Основные формулы для расчетов горения топлива

Параметр	Жидкое и твердое топливо	Единица измерения	Газообразное топливо	Единица измерения
Пересчет на рабочий состав	$x^p = x^o \frac{100 - (S^p + A^p + W^p)}{100};$ $x^p = x^r \frac{100 - (A^p + W^p)}{100};$ $x^p = x^c \frac{100 - W^p}{100} \quad (91)$	—	$x^{вл} = x^{сух} \frac{100}{100 + 0,1242W};$ $x_{H_2O}^{сух} = H_2O^{сух} = 0,1242W \quad (91, a)$	—
Состав смеси газов	$x^{см} = x'a + x''(1 - a) \quad (92)$	Здесь	$a = \frac{(Q_H^p)' - (Q_H^{см})}{(Q_H^p)'' - (Q_H^p)'}.$	—
Низшая теплота сгорания	Формула Д. И. Менделеева $Q_H^p = 339,1C^p + 1256H^p - 108,9(O^p - S^p) - 25(W^p + 9H^p) \quad (93)$	кДж/кг	$Q_H^p = 127,7CO + 108H_2 + 358CH_4 + 590C_2H_4 + 555C_2H_2 + 636C_2H_6 + 913C_3H_8 + 1185C_4H_{10} + 1465C_6H_{12} + 234H_2S \quad (93a)$	кДж/м³
Расход кислорода на горение при коэффициенте расхода воздуха $n=1$	$V_{O_2} = 0,01[1,867C^p + 5,6H^p + 0,7(S^p - O^p)] \quad (94)$	м³/кг	$V_{O_2} = 0,01[0,5(CO + H_2 + 3H_2S) + \sum \left(m + \frac{n}{4}\right) C_m H_n] \quad (94, a)$	м³/м³

Расход сухого воздуха	$V_B = n(1+k)V_{O_2} \quad (95)$ где k — отношение объемных содержаний N_2 и O_2 в дутье (для воздуха $k = 79/21 = 3,762$); n — коэффициент расхода воздуха (табл. 15)			m^3/kg m^3/m^3
Объемы компонентов продуктов сгорания	$V_{RO_2} = 0,01(1,867C^p + 0,75^p),$ где $RO_2 = CO_2 + SO_2$ $V_{H_2O} = 0,01(11,2H^p + 1,242W^p);$ $V_{N_2} = 0,008N^p + nkV_{O_2};$ $V'_{O_2} = (n-1)V_{O_2}$	m^3/kg m^3/kg m^3/kg m^3/kg	$V_{RO_2} = 0,01(CO_2 + SO_2 + CO + H_2S + \Sigma mC_m H_n);$ $V_{H_2O} = 0,01(H_2O + H_2 + H_2S + 0,5\Sigma nC_m H_n);$ $V_{N_2} = 0,01N_2 + nkV_{O_2}$ $V'_{O_2} = (n-1)V_{O_2}$	m^3/m^3 m^3/m^3 m^3/m^3 m^3/m^3
Объем продуктов сгорания	$V_{a.c} = V_{RO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} + V'_{O_2} \quad (97)$			m^3/kg ; m^3/m^3
Калориметрическая температура горения	$t_K = t_K'' + \frac{t_0'' + t_K''}{t_K' - t_K''} 100 \quad (98)$			°C

Параметр	Жидкое и твердое топливо	Единица измерения	Газообразное топливо	Единица измерения
Энтальпия продуктов сгорания	Истинная $i_0 = c_{п.с} i'_k =$ при температуре i'_k $i'_k = \frac{i'_{RO_2} V_{RO_2} + i'_{H_2O} V_{H_2O} + i'_{N_2} V_{N_2} + i'_{O_2} V_{O_2}}{V_{п.с}}$	$\frac{Q_R^p + V_{в} c_{в} i'_в + c_{т} i'_т}{V_{п.с}}$ (99)	$\frac{Q_R^p + V_{в} c_{в} i'_в + c_{т} i'_т}{V_{п.с}}$ (99, а)	кДж/м³
Действительная температура продуктов сгорания	$t_{деств} = \eta_{пир} i'_k$ (100)		($\eta_{пир}$ — пирометрический коэффициент; для топочных камер $\eta = 0,95$; для мартеновских печей $\eta = 0,85 \div 0,9$; для садочных печей $\eta = 0,8 \div 0,85$; для проходных и протяжных печей $\eta = 0,7 \div 0,75$)	°C

Неполное сгорание газообразного топлива

Количество воздуха для сгорания	$V_B^0 = 4,762nV_{O_2}$ (101)	м³/м³
---------------------------------	----------------------------------	-------

Количество кислорода для сгорания	$V_{O_2}^0 = nV_{O_2}$	(102)	M^3/M^3
Количество в продуктах сгорания	$V_{CO_2}^0 = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4(K-1)V_{CO_2}(V_{CO_2} + V_{H_2O} - V_{O_2}(1-n))}}{2(K-1)}$ $B = V_{H_2O} - (K-2)V_{CO_2} + 2V_{O_2}(1-n)(K-1);$ K — константа равновесия реакции водяного пара (см. табл. 18);	(103)	M^3/M^3
	$V_{CO}^0 = V_{CO_2} - V_{CO_2}^0;$	(103, а)	M^3/M^3
	$V_{H_2O}^0 = V_{CO_2} + V_{H_2O} - V_{CO_2}^0 - 2(1-n)V_{O_2}$	(103, б)	M^3/M^3
	$V_{H_2}^0 = V_{CO_2}^0 + 2(1-n)V_{O_2} - V_{CO_2}$	(103, в)	M^3/M^3
	$V_{N_2}^0 = 0,01N_2 + 3,762nV_{O_2}$	(103, г)	M^3/M^3

Таблица 15. Рекомендуемые значения коэффициентов расхода воздуха

Условия сжигания топлива	Коэффициент расхода воздуха n
Дрова в шахтных печах и топках	1,25—1,35
Каменные и бурые угли в механических топках	1,20—1,40
Пылевидное топливо	1,20—1,30
Мазут в форсунках низкого давления	1,15—1,20
Мазут в форсунках высокого давления	1,10—1,15
Газ в горелках без предварительного смешения	1,10—1,15
Газ в горелках с улучшенным смешением	1,05—1,08
Газ в горелках с предварительным смешением	1,01—1,05

Низшую теплоту сгорания мазута находим по формуле Д. И. Менделеева [формула (93)]

$$Q_H^p = 339,1C^p + 1256H^p - 108,9(O^p - S^p) - 25(W^p + 9H^p) = 339,1 \cdot 86,5 + 1256 \cdot 10,5 - 108,9 \times (0,3 - 0,3) - 25(1,8 + 9 \cdot 10,5) = 40045 \text{ кДж/кг.}$$

Истинную энтальпию продуктов сгорания находим по формуле (99)

$$i_0 = \frac{Q_H^p + V_B c_B t_B}{V_{п.с}} = \frac{40045 + 11,53 \cdot 1,3181 \cdot 300}{12,141} = 3673,9 \text{ кДж/м}^3,$$

где $c_B = 1,3181 \text{ кДж/(м}^3 \cdot \text{К)}$ — удельная теплоемкость воздуха при $t_B = 300^\circ\text{C}$ (приложение I).

Зададим температуру $t_K' = 2200^\circ\text{C}$, при которой по формуле (99, а) найдем энтальпию продуктов сгорания рассматриваемого состава

$$i_{t_K'} = \frac{i_{RO_2}^{t_K'}(V_{CO_2} + V_{SO_2}) + i_{H_2O}^{t_K'} V_{H_2O} + i_{N_2}^{t_K'} V_{N_2} + i_{O_2}^{t_K'} V_{O_2}}{V_{п.с}} = \frac{5464,2(1,615 + 0,002) + 4358,83 \cdot 1,198 + 3295,84 \times \times 9,106 + 3487,44 \cdot 0,22}{12,141} = 3692,99 \text{ кДж/м}^3.$$

Поскольку $i_{t_K'} > i_0$, принимаем $t_K'' = 2100^\circ\text{C}$. Тогда

$$i_{t_K''} = \frac{5186,81(1,615 + 0,002) + 4121,79 \cdot 1,198 + 3131,96 \times \times 9,106 + 3314,85 \cdot 0,22}{12,141} = 3520,55 \text{ кДж/м}^3.$$

Значения энтальпий продуктов сгорания взяты из приложения II. Теперь по формуле (98) находим калориметрическую температуру горения мазута заданного состава

$$t_k = t_k'' + \frac{i_0 - i_k''}{i_k' - i_k''} 100 = 2100 + \\ + \frac{3673,9 - 3520,55}{3692,99 - 3520,55} 100 = 2188,9^\circ \text{C}.$$

Пример 34. Для смешанного коксодоменного газа с теплотой сгорания $Q_{\text{н}}^{\text{р.см}} = 6,7$ МДж/м³ определить расход воздуха, количество и состав продуктов сгорания и калориметрическую температуру при сжигании с коэффициентом расхода воздуха $n=1,1$; температура подогрева воздуха $t_{\text{в}}=400^\circ\text{C}$, газа $t_{\text{г}}=200^\circ\text{C}$.

Принимаем следующий состав сухих газов: коксовый 2,35 % $\text{CO}_2^{\text{с}}$; 7,44 % $\text{CO}^{\text{с}}$; 56,42 % $\text{H}_2^{\text{с}}$; 3,97 % $\text{N}_2^{\text{с}}$; 26,05 % $\text{CH}_4^{\text{с}}$; 3,14 % $\text{C}_2\text{H}_4^{\text{с}}$ и 0,63 % $\text{O}_2^{\text{с}}$; доменный — 10,7 % $\text{CO}_2^{\text{с}}$; 28,5 % $\text{CO}^{\text{с}}$; 2,5 % $\text{H}_2^{\text{с}}$; 58,2 % $\text{N}_2^{\text{с}}$ и 0,1 % $\text{CH}_4^{\text{с}}$.

Принимая влажность коксового газа равной $W_{\text{кокс}}=25$ г/м³, а влажность доменного газа $W_{\text{дом}}=30$ г/м³, по формулам (91, а) рассчитываем состав влажных газов:

$$x_{\text{вл}} = x_{\text{сух}} \frac{100}{100 + 0,1242W};$$

$$x_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{сух}} = \text{H}_2\text{O}^{\text{сух}} = 0,1242W,$$

$$\text{т. е. } x_{\text{кокс}}^{\text{вл}} = x_{\text{кокс}}^{\text{сух}} \frac{100}{100 + 0,1242 \cdot 25} = 0,97 x_{\text{кокс}}^{\text{сух}};$$

$$x_{\text{дом}}^{\text{вл}} = x_{\text{дом}}^{\text{сух}} = \frac{100}{100 + 0,1242 \cdot 30} = 0,964 x_{\text{дом}}^{\text{сух}}.$$

Тогда состав влажных газов: коксовый 2,28 % $\text{CO}_2^{\text{вл}}$; 7,21 % $\text{CO}^{\text{вл}}$; 54,72 % $\text{H}_2^{\text{вл}}$; 3,85 % $\text{N}_2^{\text{вл}}$; 25,27 % $\text{CH}_4^{\text{вл}}$; 3,04 % $\text{C}_2\text{H}_4^{\text{вл}}$; 0,61 % $\text{O}_2^{\text{вл}}$; 3,02 % H_2O ; доменный 10,3 % $\text{CO}_2^{\text{вл}}$; 27,5 % $\text{CO}^{\text{вл}}$; 2,41 % $\text{H}_2^{\text{вл}}$; 56,1 % $\text{N}_2^{\text{вл}}$; 0,09 % $\text{CH}_4^{\text{вл}}$; 3,6 % H_2O .

Низшую теплоту сгорания газов находим по формуле (93, а) $Q_{\text{н}}^{\text{р.кокс}} = 127,7 \cdot 7,21 + 108 \cdot 54,72 + 358 \cdot 25,27 + 590 \cdot 3,04 = 17670,7$ кДж/м³; $Q_{\text{н}}^{\text{р.дом}} = 127,7 \cdot 27,5 + 108 \cdot 2,41 + 358 \cdot 0,09 = 3804,3$ кДж/м³.

По формуле (92) находим

$$\alpha = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{р.кокс}} - Q_{\text{н}}^{\text{р.см}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р.кокс}} - Q_{\text{н}}^{\text{р.дом}}} = \frac{17670,7 - 6700}{17670,7 - 3804,3} = 0,796$$

$$\text{и } x^{\text{см}} = x^{\text{дом}} \alpha + x^{\text{кокс}} (1 - \alpha) = 0,796 x^{\text{дом}} + 0,204 x^{\text{кокс}},$$

откуда

$$\text{CO}_2^{\text{см}} = 10,3 \cdot 0,796 + 2,28 \cdot 0,204 = 8,68\%;$$

$$\text{CO}^{\text{см}} = 27,5 \cdot 0,796 + 7,21 \cdot 0,204 = 23,35\%;$$

$$\text{N}_2^{\text{см}} = 56,1 \cdot 0,796 + 3,85 \cdot 0,204 = 45,40\%;$$

$$\text{H}_2^{\text{см}} = 2,41 \cdot 0,796 + 54,72 \cdot 0,204 = 13,10\%;$$

$$\text{CH}_4^{\text{см}} = 0,09 \cdot 0,796 + 25,27 \cdot 0,204 = 5,23\%;$$

$$\text{C}_2\text{H}_4^{\text{см}} = 0 \cdot 0,796 + 3,04 \cdot 0,204 = 0,62\%;$$

$$\text{O}_2^{\text{см}} = 0 \cdot 0,796 + 0,61 \cdot 0,204 = 0,12\%;$$

$$\text{H}_2\text{O}^{\text{см}} = 3,6 \cdot 0,796 + \frac{3,02 \cdot 0,204}{\Sigma = 100,0\%} = 3,5\%;$$

По формуле (94, а) находим расход кислорода для сжигания смешанного газа при коэффициенте расхода воздуха $n=1,0$.

$$\begin{aligned} V_{\text{O}_2} &= 0,01 \left[0,5 (\text{CO} + \text{H}_2 + 3\text{H}_2\text{S}) + \Sigma \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m \text{H}_n \right] = \\ &= 0,01 \left[0,5 (23,35 + 13,10) + \left(1 + \frac{4}{4} \right) 5,23 + \right. \\ &\quad \left. + \left(2 + \frac{4}{4} \right) 0,62 \right] = 0,305 \text{ м}^3/\text{м}^3. \end{aligned}$$

Расход сухого воздуха при $n=1,1$ [формула (95)]

$$V_{\text{в}} = n (1 + k) V_{\text{O}_2} = 1,1 (1 + 3,762) 0,305 = 1,6 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

По формулам (96, а) находим состав продуктов сгорания:

$$\begin{aligned} V_{\text{CO}_2} &= 0,01 (\text{CO}_2^{\text{см}} + \text{CO}^{\text{см}} + \text{CH}_4^{\text{см}} + 2\text{C}_2\text{H}_4^{\text{см}}) = \\ &= 0,01 (8,68 + 23,35 + 5,23 + 2 \cdot 0,62) = 0,385 \text{ м}^3/\text{м}^3; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_{\text{H}_2\text{O}} &= 0,01 [\text{H}_2\text{O}^{\text{см}} + \text{H}_2^{\text{см}} + 0,5 (4\text{CH}_4^{\text{см}} + 4\text{C}_2\text{H}_4^{\text{см}})] = \\ &= 0,01 [3,5 + 13,1 + 0,5 (4 \cdot 5,23 + 4 \cdot 0,62)] = 0,283 \text{ м}^3/\text{м}^3; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_{\text{N}_2} &= 0,01 \text{N}^{\text{см}} + 2k V_{\text{O}_2} = 0,01 \cdot 45,4 + 1,1 \cdot 3,762 \cdot 0,305 = \\ &= 1,716 \text{ м}^3/\text{м}^3; \end{aligned}$$

$$V_{\text{O}_2} = (n - 1) V_{\text{O}_2} = (1,1 - 1) 0,305 = 0,0305 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Суммарный объем продуктов сгорания равен [формула (97)]

$$\begin{aligned} V_{\text{п.с}} &= V_{\text{CO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{N}_2} + V_{\text{O}_2} = 0,385 + 0,283 + \\ &+ 1,716 + 0,0305 = 2,414 \text{ м}^3/\text{м}^3. \end{aligned}$$

Процентный состав продуктов сгорания

$$\text{CO}_2 = \frac{0,385}{2,414} 100 = 15,95\%; \quad \text{N}_2 = \frac{1,716}{2,414} 100 = 71,09\%;$$

$$\text{H}_2\text{O} = \frac{0,283}{2,414} 100 = 11,72\%; \quad \text{O}_2 = \frac{0,0305}{2,414} 100 = 1,24\%$$

Правильность расчета проверяем составлением материального баланса.

Поступило, кг:

Получено, кг:

$$\text{CO}_2 \dots 0,0868 \cdot 1,963 = 0,1704 \quad \text{CO}_2 \dots 0,385 \cdot 1,963 = 0,7558$$

$$\text{CO} \dots 0,2335 \cdot 1,25 = 0,2919 \quad \text{H}_2\text{O} \dots 0,283 \cdot 0,804 = 0,2275$$

$$\text{CH}_4 \dots 0,0523 \cdot 0,716 = 0,0374 \quad \text{N}_2 \dots 1,716 \cdot 1,25 = 2,145$$

$$\text{C}_2\text{H}_4 \dots 0,0062 \cdot 1,25 = 0,0077 \quad \text{O}_2 \dots 0,0305 \cdot 1,428 = 0,0436$$

$$\text{H}_2 \dots 0,1310 \cdot 0,09 = 0,0118$$

$$\text{O}_2 \dots 0,0012 \cdot 1,428 = 0,0017$$

$$\text{N}_2 \dots 0,4540 \cdot 1,25 = 0,5675$$

$$\text{H}_2\text{O} \dots 0,035 \cdot 0,804 = 0,0281$$

$$\text{Всего} \dots 1,1165$$

$$\text{Воздух} \dots 1,60 \cdot 1,29 = 2,064$$

$$\text{Итого} \dots 3,1805$$

Расхождение, определяемое погрешностью расчета, составляет 0,0086 кг.

Плотность газа равна $\rho_r = 1,1165 \text{ кг/м}^3$.

Плотность продуктов сгорания $\rho_{п.с} = 3,1719/2,414 = 1,314 \text{ кг/м}^3$.

По формуле (99) определяем истинную энтальпию продуктов сгорания

$$\begin{aligned} i_0 &= \frac{Q_{н.с.м}^p + V_{в.с.в} c_{в.т.в} + c_{т.т} t_{т.т}}{V_{п.с.}} = \\ &= \frac{6700 + 1,6 \cdot 1,3302 \cdot 400 + 1,3329 \cdot 200^3}{2,414} = 3238,57 \text{ кДж/м}^3. \end{aligned}$$

Здесь $c_{в.т.в} = 1,3302 \text{ кДж/(м}^3 \cdot \text{К)}$ — удельная теплоемкость воздуха при $t_{в.т.в} = 400^\circ\text{C}$ (приложение I), а удельную теплоемкость топлива находим, заимствуя значения удельных теплоемкостей компонентов топлива при $t_{т.т.т} = 200^\circ\text{C}$ из приложения I

$$\text{CO}_2 \dots 0,0868 \cdot 1,8079 = 0,1569$$

$$\text{CO} \dots 0,2335 \cdot 1,3105 = 0,3060$$

$$\text{CH}_4 \dots 0,0523 \cdot 1,7669 = 0,0924$$

$$\text{C}_2\text{H}_4 \dots 0,0062 \cdot 2,3280 = 0,0144$$

$$H_2 \dots 0,1310 \cdot 1,2979 = 0,1700$$

$$N_2 \dots 0,4540 \cdot 1,3030 = 0,5916$$

$$O_2 \dots 0,0012 \cdot 1,3369 = 0,0016$$

$$c_r = 1,3329 \text{ кДж/(м}^3 \cdot \text{К)}$$

Зададим температуру $t_k' = 2000^\circ\text{C}$ и при этой температуре по формуле (99, а) находим энтальпию продуктов сгорания, используя приложение II

$$i_{2000} = \frac{i_{CO_2}^{2000} V_{CO_2} + i_{H_2O}^{2000} V_{H_2O} + i_{N_2}^{2000} V_{N_2} + i_{O_2}^{2000} V_{O_2}}{V_{п.с}} =$$

$$= \frac{4910,51 \cdot 0,385 + 3889,72 \cdot 0,283 + 2970,25 \cdot 1,716 + 3142,76 \cdot 0,0305}{2,414} = 3390,28 \text{ кДж/м}^3.$$

Поскольку $i_{2000} > i_0$ принимаем температуру $t_k'' = 1900^\circ\text{C}$ и снова находим энтальпию продуктов сгорания

$$i_{1900} = \frac{4634,76 \cdot 0,385 + 3657,85 \cdot 0,283 + 2808,25 \cdot 1,716 + 2971,3 \cdot 0,0305}{2,414} = 3201,8 \text{ кДж/м}^3.$$

Теперь по формуле (98) определяем calorиметрическую температуру горения смешанного газа рассматриваемого состава в заданных условиях

$$t_k = t_k'' + \frac{i_0 - i_k''}{i_k' - i_k''} 100 = 1900 + \frac{3238,57 - 3201,8}{3390,28 - 3201,8} 100 =$$

$$= 1919,5^\circ\text{C}.$$

Пример 35. Природный газ сжигают в воздухе, обогащенном кислородом (содержание O_2 35 %), с коэффициентом расхода воздуха $n=1,1$. Найти расход воздуха, состав и количество продуктов сгорания и calorиметрическую температуру горения.

Как изменятся эти параметры по сравнению с горением газа в обычном воздухе?

Рабочий состав топлива: 93,2 % CH_4 ; 0,7 % C_2H_6 ; 0,6 % C_3H_8 ; 0,6 % C_4H_{10} и 4,9 % N_2 .

Расчет горения природного газа производим аналогично расчету горения смешанного газа в примере 34. Обогащение воздуха кислородом учитывается коэффициентом $k=65/35=1,857$ в формулах (95) и (96).

Наряду с расчетом горения топлива по формулам, приведенным в табл. 14, часто используют табличную форму расчета, основанную на стехиометрических реакциях. Например, для метана $CH_4 + 2O_2 = CO_2 + 2H_2O$.

Из реакции видно, что для сжигания 1 моля CH_4 требуется 2 моля O_2 и продукты сгорания будут состоять из 1 моля CO_2 и 2 молей H_2O . Поскольку моль любого газа занимает один и тот же объем, то вместо молей можно подставить кубические метры.

Если сжигание газа производится в воздухе, то с каждым 1 м³ O_2 поступает 3,762 м³ N_2 . Таким образом, для сжигания 1 м³ CH_4 требуется $2 + 2 \cdot 3,762 = 9,524$ м³ воздуха, а продукты сгорания будут состоять из 1 м³ CO_2 ; 2 м³ H_2O ; 7,524 м³ N_2 . Если газ имеет более сложный состав, то такие стехиометрические реакции составляются для всех горючих компонентов и результаты расчетов суммируются по кислороду и азоту воздуха и компонентам продуктов сгорания (табл. 16 и 17). Расчет проводится на 100 м³ топлива.

Низшая теплота сгорания природного газа заданного состава равна [формула (93, а)]

$$Q_p^p = 358 \text{CH}_4 + 636 \text{C}_2\text{H}_6 + 913 \text{C}_3\text{H}_8 + 1185 \text{C}_4\text{H}_{10} = \\ = 358 \cdot 93,2 + 636 \cdot 0,7 + 913 \cdot 0,6 + 1185 \cdot 0,6 = 35069,6 \text{ кДж/м}^3$$

При горении природного газа в обычном воздухе энтальпия продуктов сгорания равна [формула (99)]

$$i_0 = \frac{Q_p^p}{V_{\text{п.с}}} = \frac{35069,6}{11,272} = 3111,21 \text{ кДж/м}^3.$$

При $t'_k = 1900^\circ\text{C}$ по формуле (99, а) находим

$$i_{1900} = \frac{4360,67 \cdot 0,988 + 3429,9 \cdot 1,939 + 2646,74 \cdot 8,15 + \\ + 2971,3 \cdot 0,196}{11,272} = 2937,6 \text{ кДж/м}^3.$$

При $t''_k = 2000^\circ\text{C}$

$$i_{2000} = \frac{4835,1 \cdot 0,988 + 3889,72 \cdot 1,939 + 2970,26 \cdot 8,15 + \\ + 3142,76 \cdot 0,196}{11,272} = 3295,15 \text{ кДж/м}^3.$$

Калориметрическая температура горения равна [формула (98)]

$$t_k = 1900 + \frac{3111,21 - 2937,6}{3295,15 - 2937,6} 100 = 1948,55^\circ\text{C}.$$

При горении природного газа в воздухе, обогащенном кислородом

$$i_0 = \frac{35069,6}{7,17} = 4891,15 \text{ кДж/м}^3.$$

При $t'_k = 2500^\circ\text{C}$

$$i_{2500} = \frac{6303,53 \cdot 0,988 + 5076,74 \cdot 1,939 + 3786,09 \cdot 4,048 + \\ + 4014,29 \cdot 0,196}{7,17} = 4488,8 \text{ кДж/м}^3.$$

Таблица 16. Расход воздуха, состав и количество продуктов сгорания природного газа в воздухе

Природный газ			Воздух, м³		Продукты сгорания, м³					
Состав	Объем, м³	O₂	N₂	Всего	CO₂	H₂O	O₂	N₂	Всего	
CH₄	93,2	186,4	195,75 ×	195,75 +	93,2	186,4	—	736,41	—	
C₂H₆	0,7	2,45	× 3,762 =	+ 736,41 =	1,4	2,1	—	(из воздуха)	—	
C₃H₈	0,6	3,0	= 736,41	= 932,16	1,8	2,4	—	—	—	
C₄H₁₀	0,6	3,9			2,4	3,0	—	4,9	—	
N₂	4,9	—			—	—	—	—	—	
n = 1,0	100,0	195,75	736,41	932,16	98,8	193,9	—	741,31	1034,01	
%	100,0	21	79	100	9,56	18,75		71,69	100	
n = 1,1	100	215,32	810,05	1025,37	98,8	193,9	19,57	814,95	1127,22	
%	100	21	79	100	8,76	17,24	1,7	72,30	100	
n = 1,15	100	225,11	846,87	1071,98	98,8	193,9	29,36	851,77	1173,83	
%	100	21	79	100	8,42	16,52	2,5	72,55	100	
n = 1,05	100	205,54	773,23	978,77	98,8	193,9	9,79	778,13	1080,62	
%	100	21	79	100	9,14	17,94	0,91	72,01	100	

Таблица 17. Расход воздуха, состав и количество продуктов сгорания природного газа в воздухе, обогащенном кислородом

Природный газ			Воздух, м ³			Продукты сгорания, м ³				
Состав	Объем, м ³		O ₂	N ₂	Всего	CO ₂	H ₂ O	O ₂	N ₂	Всего
CH ₄	93,2		186,4	195,75 × × 1,851 = = 363,51	195,75 + + 363,51 = = 559,26	93,2	186,4	—	363,51 (из воздуха)	—
C ₂ H ₆	0,7		2,45			1,4	2,1	—		—
C ₃ H ₈	0,6		3,0			1,8	2,4	—		—
C ₄ H ₁₀	0,6		3,9			2,4	3,0	—		—
N ₂	4,9		—			—	—	—	4,9	—
n = 1,0	м ³ 100		195,75	363,51	559,26	98,8	193,9	—	368,41	661,11
	% 100		35	65	100	14,94	29,33	—	55,73	100
n = 1,1	м ³ 100		215,32	399,86	615,18	98,8	193,3	19,57	404,76	717,03
	% 100		35	65	100	13,78	27,04	2,73	56,45	100
n = 1,15	м ³ 100		225,11	418,04	643,04	98,8	193,9	29,36	422,94	745,00
	% 100		35	65	100	13,26	26,03	3,94	56,77	100

Так как $i_0 > i_{2500}$, то калориметрическая температура горения природного газа в воздухе, обогащенном кислородом, будет выше 2500°C , однако ограниченность таблицы в приложении II не позволяет ее определить.

Из расчетов видно, что обогащение кислородом воздуха, расходуемого на горение газа, уменьшает расход воздуха, количество продуктов сгорания и, следовательно, увеличивает калориметрическую температуру горения.

Пример 36*. В факел природного газа добавляют мазут, доля которого по теплу составляет 15 %. Используя данные расчетов, выполненных в примерах 33 и 35, произвести расчет горения смеси природного газа и мазута, принимая $n=1,1$. Мазут распыливается природным газом.

Учитывая, что теплота сгорания природного газа равна $Q_{\text{H}}^{\text{P.Г}} = 35609,6 \text{ кДж/м}^3$ (пример 35), а мазута $Q_{\text{H}}^{\text{P.М}} = 40045 \text{ кДж/кг}$ (пример 33), находим долю мазута в смеси:

$$D_{\text{М}} = \frac{0,15 Q_{\text{H}}^{\text{P.Г}}}{Q_{\text{H}}^{\text{P.М}}} = \frac{0,15 \cdot 35609,6}{40045,0} = 0,13 \text{ кг/м}^3.$$

Таким образом, для получения того же количества тепла, которое выделяется при сжигании 1 м^3 природного газа, необходимо сжечь $0,85 \text{ м}^3$ природного газа и $0,13 \cdot 0,85 = 0,11 \text{ кг}$ мазута.

Поскольку при сжигании 1 м^3 природного газа с коэффициентом расхода воздуха $n=1,1$ расходуется $10,254 \text{ м}^3$ воздуха (пример 35), то для сжигания $0,85 \text{ м}^3$ газа потребуется $0,85 \cdot 10,254 = 8,68 \text{ м}^3$ воздуха. Для сжигания мазута с коэффициентом расхода воздуха $n=1,1$ требуется $0,11 \cdot 11,53 = 1,27 \text{ м}^3$ воздуха.

Суммарный расход воздуха $V_{\text{в}} = 8,68 + 1,27 = 9,95 \text{ м}^3$.

Объемы компонентов продуктов сгорания находим следующим образом:

$$V_{\text{CO}_2} = 0,988 \cdot 0,85 + 1,615 \cdot 0,11 = 1,017 \text{ м}^3;$$

$$V_{\text{O}_2} = 0 \cdot 0,85 + 0,002 \cdot 0,11 = 0,00022 \text{ м}^3;$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 1,938 \cdot 0,85 + 1,198 \cdot 0,11 = 1,78 \text{ м}^3;$$

$$V_{\text{N}_2} = 8,15 \cdot 0,85 + 9,106 \cdot 0,11 = 7,92 \text{ м}^3;$$

$$V'_{\text{O}_2} = 0,196 \cdot 0,85 + 0,22 \cdot 0,11 = 0,19 \text{ м}^3.$$

Суммируя объемы отдельных компонентов продуктов сгорания получим суммарный объем продуктов сгорания газомазутной смеси $V_{\text{п.с}} = 10,91 \text{ м}^3$. Определяя процентный состав продуктов сгорания так же, как и в примерах 33 и 35, получим: 9,08 % CO_2 ; 0,002 % SO_2 ; 16,378 % H_2O ; 72,79 % N_2 и 1,75 % O_2 .

Расчет калориметрической температуры выполняется так же, как в примерах 33 и 35.

Пример 37. В печи безокислительного нагрева с коэффициентом расхода воздуха $n=0,4$ сжигают природный газ, состав которого приведен в примере 35. Принимая температуру продуктов сгорания равной 2000 K , найти количество и состав продуктов неполного сгорания топлива.

* При расчете использована методика, предложенная в работе [4].

Таблица 18. Константа равновесия реакции водяного пара

T, K	K	T, K	K	T, K	K
500	0,0369	1400	2,1930	2000	4,550
800	0,2455	1500	2,6998	2500	6,2228
1000	0,7129	1750	3,7821	3000	6,9204
1200	1,3963				

Из примера 35 заимствуем величину расхода кислорода на горение природного газа рассматриваемого состава при коэффициенте расхода воздуха $n = 1,0$ $V_{O_2} = 1,95 \text{ м}^3/\text{м}^3$.

Количество кислорода, необходимого для неполного сжигания 1 м³ природного газа [формула (102)]

$$V_{O_2}^1 = nV_{O_2} = 0,4 \cdot 1,95 = 0,78 \text{ м}^3/\text{м}^3,$$

и количество воздуха [формула (101)]

$$V_a^0 = 4,762nV_{O_2} = 4,762 \cdot 0,4 \cdot 1,95 = 3,71 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Объемы компонентов продуктов сгорания найдем по формулам (103), заимствуя значения константы равновесия водяного пара из табл. 18, а данные по объемам компонентов продуктов сгорания ($n = 1,0$) из примера 35.

$$B = V_{H_2O} - (K - 2) V_{CO_2} + 2V_{O_2} (1 - n) (K - 1) = \\ = 1,927 - (4,55 - 2) 0,988 + 2 \cdot 1,95 (1 - 0,4) (4,55 - 1) = 8,9 \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

$$V_{CO_2}^0 = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4(K - 1) V_{CO_2} [V_{CO_2} + V_{H_2O} - V_{O_2} (1 - n)]}}{2(K - 1)} =$$

$$= \frac{-8,9 + \sqrt{8,9^2 + 4(4,55 - 1) 0,988 [0,988 + 1,927 - 1,927 - 1,95(1 - 0,4)]}}{2(4,55 - 1)} =$$

$$= \frac{-1,95(1 - 0,4)}{2(4,55 - 1)} = 0,18 \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

$$V_{CO}^0 = V_{CO_2} - V_{CO_2}^0 = 0,988 - 0,18 = 0,808 \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

$$V_{H_2O}^0 = V_{CO_2} + V_{H_2O} - V_{CO_2}^0 - 2(1 - n) V_{O_2} = \\ = 0,988 + 1,927 - 0,18 - 2(1 - 0,4) 1,95 = 0,395 \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

$$V_{H_2}^0 = V_{CO_2}^0 + 2(1 - n) V_{O_2} - V_{CO_2} = \\ = 0,18 + 2(1 - 0,4) 1,95 - 0,988 = 1,532 \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

$$V_{N_2}^0 = 0,01N_2 + 3,762nV_{O_2} = 0,01 \cdot 4,9 + 3,762 \cdot 0,4 \cdot 1,95 = \\ = 2,98 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Кроме того, в продуктах сгорания находится

$$V_{\text{CH}_4}^{\text{II}} = (1 - n) \text{CH}_4 = (1 - 0,4) 0,932 = 0,5592 \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

$$V_{\text{C}_2\text{H}_6}^{\text{II}} = (1 - n) \text{C}_2\text{H}_6 = (1 - 0,4) 0,007 = 0,0042 \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

$$V_{\text{C}_3\text{H}_8}^{\text{II}} = (1 - n) \text{C}_3\text{H}_8 = (1 - 0,4) 0,006 = 0,0036 \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

$$V_{\text{C}_4\text{H}_{10}}^{\text{II}} = (1 - n) \text{C}_4\text{H}_{10} = (1 - 0,4) 0,006 = 0,0036 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Суммируя объемы всех компонентов, найдем суммарный объем продуктов неполного сгорания природного газа $V_{\text{п.с}}^{\text{II}} = 6,4656 \text{ м}^3/\text{м}^3$.

§ 2. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ И ПРИМЕРЫ ВЫБОРА УСТРОЙСТВ ДЛЯ СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА

В промышленных печах для сжигания газообразного топлива применяют горелки, а для сжигания жидкого топлива — форсунки. В термических печах, где необходимо предохранить металл от окисления, топливо сжигают в радиационных трубах, а рабочее пространство печи заполняют защитным газом.

Целью выбора устройства для сжигания топлива является определение его типоразмера и давления газа (мазута) и воздуха перед устройством по заданной пропускной способности устройства по газу (мазуту). В тех случаях, когда давление газа и воздуха заданы, обычно определяют диаметр газового сопла и проверяют скорости истечения газа и воздуха на выходе из горелки.

Определив типоразмер устройства, можно по данным, приведенным в работе [1], определить конструктивные размеры устройства для сжигания топлива.

Необходимые расчетные соотношения, таблицы и графики приведены в табл. 19—26; рис. 29—41.

Пример 38. Подобрать горелку типа «труба в трубе» для сжигания $0,222 \text{ м}^3/\text{с}$ смешанного газа с теплотой сгорания $Q_{\text{II}}^{\text{P}} = 6,7 \text{ МДж}/\text{м}^3$. Давление газа перед горелкой 3 кПа, давление воздуха 1,0 кПа. Газ холодный, воздух подогрет до температуры 400°C . Коэффициент расхода воздуха $n = 1,1$.

Из примера 34 берем плотность газа $\rho_{\text{г0}} = 1,165 \text{ кг}/\text{м}^3$ и количество воздуха $1,6 \text{ м}^3/\text{м}^3$.

Пропускная способность горелки по воздуху $V_{\text{в}} = 0,222 \cdot 1,6 = 0,355 \text{ м}^3/\text{с}$.

Расчетное количество воздуха, определяемое по формуле (104)

$$V_{\text{в}}^{\text{расч}} = 0,355 \sqrt{673/293} = 0,538 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Из графика на рис. 29 следует, что при заданном давлении требуемый расход воздуха обеспечивает горелка ДНБ225.

Т а б л и ц а 19. Характеристики горелок и последовательность их выбора

Тип и обозначение горелки	Последовательность выбора	Единица измерения	Примечание
1. Нормализованные горелки типа «труба в трубе» конструкции Стальпроекта ДНС $d_{н.r}/d_r$ — горелка для низкокалорийного газа ($Q_H^P = 3,5 \div 10$ МДж/ m^3) средней тепловой мощности с диаметром носика $d_{н.r}$ и диаметром газового сопла d_r . ДВБ $d_{н.r}/d_r$ — горелка для высококалорийного газа большой тепловой мощностью с диаметром носика $d_{н.r}$ и диаметром газового сопла d_r .	<i>Горелки без предварительного смещения</i> 1) По графикам на рис. 29 и 30 выбрать типоразмер горелки по расчетному расходу воздуха $V_B^{расч} = V_B \sqrt{\frac{T_B}{293}} ; (104)$ 2) по графику на рис. 31 определить диаметр газового сопла по расчетному расходу газа $V_r^{расч} = V_r \sqrt{\frac{T_{гр.гв}}{293}} ; (105)$ 3) проверить скорости газа и воздуха на выходе из горелки по рис. 32	m^3/c m^3/c	Коэффициент расхода воздуха $\mu = 1,1 \div 1,15$. Давление воздуха перед горелкой ≤ 6 кПа См. табл. 20
1. Горелки для природного газа низкого давления типа ГНП конструкции Теплопроекта ГНП-9АП — горелка для природного газа, типоразмер 9 с многоструйным соплом типа А.	<i>Горелки с улучшенным смещением</i> 1) Выбрать типоразмер горелки по рис. 33; 2) для найденного типоразмера горелки найти необходимое давление воздуха перед горелкой по рис. 34;		Коэффициент расхода воздуха $\mu = 1,05 \div 1,08$. Давление воздуха перед горелкой ≤ 8 кПа, для назкотемпературных печей ($t_a < 600^\circ C$); ≤ 4 кПа

Тип и обозначение горелки	Последовательность выбора	Единица измерения	Примечание
ГНП-7БП — горелка для природного газа, типоразмер 7 с одноструйным соплом типа Б.	3) в случае подогрева воздуха наиболее точное значение давления воздуха $p'_в$ пересчитать по формуле $p'_в = p_в \frac{T_в}{273} \quad (106)$	кПа	Коэффициент расхода воздуха $n = 1,05 \div 1,08$
2 Турбулентные горелки для газов с низкой температурой сгорания типа ГТН конструкции Стальпроект	1) по графику из рис. 35, а выбрать типоразмер горелки по заданному давлению газа и расчетному расходу $V_{г.расч} = V_{г.кг} \sqrt{\frac{\rho_{г.кг}}{1,17}} \quad (107)$	м³/с	
ГТН-100-1 — горелка с диаметром носика $d_{н.г} = 100$ мм для сжигания газа с $Q_{н.г}^p = 3,75 \div 5,85$ МДж/м³. ГТН-200-1V — горелка с диаметром носика $d_{н.г} = 200$ мм для сжигания газа с $Q_{н.г}^p = 5,85 \div 9,2$ МДж/м³	2) по графику на рис. 35, б для выбранного типоразмера горелки определить необходимое давление воздуха перед горелкой для расчетного расхода воздуха $V_{в.расч} = V_{в.кг} \sqrt{\frac{T_{в.кг}}{293}} \quad (108)$	м³/с	$k_{г.кг}$, $k_{в.кг}$ и $k_{г.в}$ определяются по графику на рис. 36

Тип и обозначение горелки	Последовательность выбора	Единица измерения	Примечание
1 Радиационные горелки типа ГР конструкции ВНИИМТа — Сталь-проекта ГР-85-В/Н — горелка радиационная номинальной теплопроизводительностью 85 кВт с шириной щели в газовом сопле B длиной H для сжигания природного, коксового и смешанного газов	3) определить действительные скорости истечения: газа $w_r = w_r / k_r^c$; (109) воздуха $w_v = w_v' / k_v^a$; (110)	м/с м/с	w_r' и w_v' — по графику на рис. 32
	<i>Плоскопламенные горелки</i> 1) по графику на рис. 37 выбрать типоразмер горелки по расчетному расходу воздуха $V_{расч}^a = V_a \sqrt{\frac{T_v}{293}}; \quad (104)$ 2) по графику на рис. 38 для выбранного типоразмера горелки найти площадь проходного отверстия $F_{пр}$. Если Q_H^p или q_H отличаются от приведенных на рис. 38, использовать величину $Q_H^p / \sqrt{P_c}$;		
		м³/с	Коэффициент расхода воздуха $n = 0,8 \div 2,0$. Температура подогрева воздуха $T_v \leq 400^\circ\text{C}$, газ холодный. Пределы регулирования 1 : 4 от номинальной пропускной способности по газу; m — число прорезей в газовом сопле

Тип и обозначение горелки	Последовательность выбора	Единица измерения	Примечание
2. Горелки типа ГПП конструкции Института газа АН УССР и Теплопроста: ГППН-5 — горелка плоскостная для природного газа низкого давления (3 кПа), типоразмер 5; ГППС-7 — то же, для природного газа среднего давления (12 кПа), типоразмер 7; ГППВ-1 — то же, для природного газа высокого давления (70 кПа), типоразмер 1	3) определить длину прорезей для газа $H = F_{\text{пр}} / (\pi B) \div h, \quad (111)$ где значения π и B взяты из табл. 21; $h = 1,1$ мм для горелок ГР-60 и ГР-85; 1,65 мм для остальных горелок 4) по графику на рис. 39 выбрать типоразмер горелки, необходимое давление газа и воздуха по заданному расходу газа и температуре подогрева воздуха	м	Коэффициент расхода воздуха $\eta = 0,8 \div 2,0$. Температура подогрева воздуха $t_{\text{в}} \leq 500^\circ\text{C}$. Природный газ холодный
1. Нормализованные инжекционные горелки конструкции Стальпроект $\text{Ндв}/\text{дв}$ — горелка для холодного воздуха и холодного или подогретого газа с низкой теплотой сгорания ($Q_{\text{н}}^{\text{Р}} = 3,75 \div 8,4 \text{ МДж/м}^3$). диаметр носика	Горелки с предварительным смешением 1) по графику 40 по заданным давлению газа, $Q_{\text{н}}^{\text{Р}}$, $T_{\text{в}}$ и $T_{\text{г}}$ найти производительность горелки с диаметром носика $d_{\text{н.г}} = 100 \text{ мм}$;		Коэффициент расхода воздуха $\eta = 1,01 \div 1,03$

Тип и обозначение горелки	Последовательность выбора	Единица измерения	Примечание
$d_{н.г}$, диаметр газового сопла d_r $Pd_{н.г}/d_r$ — горелка для подогре- го воздуха и холодного или подог- ретого газа с низкой теплотой сгорания ($Q_R = 3,75 \div 8,4$ МДж/м ³) $Vd_{н.г}/d_r$ — горелка для холодного воздуха и холодного газа с высо- кой теплотой сгорания $VPd_{н.г}/d_r$ — то же, с повернутым смесителем	2) по табл. 22 найти диаметр носика нормализованной горелки по коэф- фициенту $k = V/V_{г.д.н.г} = 100; \quad (112)$ 3) рассчитать скорость истечения га- за из сопла по формуле $\omega_{гг} = 0,85 \sqrt{\frac{2T_0 P_r}{\rho_{гг} T_r P_0} \Delta P_r} 10^3 \quad (113)$ где $P_0 = 101,3$ кПа; P_r , ΔP_r — абсолют- ное и избыточное давление газа пе- ред горелкой; кПа; $\rho_{гг}$ — плотность газа при нормальных условиях, кг/м ³ ; 4) определить диаметр газового соп- ла по формуле	м/с	Формула справедлива при $\Delta P \leq 20$ кПа
2. Скоростные горелки типа ГВ кон- струкции ВНИИпропгаза (табл. 24) ГВ-40 — скоростная горелка с во- доохлаждаемой камерой сгорания номинальной производительностью 47,7 кВт	$d_r = \sqrt{1,27 V_{гг} 10^6 / \omega_{гг}}; \quad (114)$ 5) найти диаметр смесителя, учиты- вая, что $d_{см} = d_{н.г}$ — для горелок типа Н и П $d_{см} = d_{н.г} / 1,25$ — для горелок типа В Выбор горелок осуществляется ис- ходя из основных характеристик го- релок, приведенных в табл. 22	м	

Таблица 20. Рекомендуемые значения давления и скоростей для горелок типа «труба в трубе» и турбулентных горелок

Параметры	Газ	Воздух	Смесь
Давление перед горелкой, кПа	4—6 (для природного газа); ≤6 (для коксодобываемой смеси)	2—3	—
Скорость в выходном сечении горелки *, м/с:			
при максимальной подаче	≤80—100	≤80—100	25—30
при минимальной подаче	10—15	5—8	4—6
Коэффициент сопротивления горелки, отнесенный к скоростному давлению в выходном сечении	—	1,5—1,7	—

* Отношение скоростей газа и воздуха должно быть порядка 2, но не более 4.

Таблица 21. Конструктивные размеры (мм) радиационных горелок типа ГР

Тип	Номинальная теплопроводность, кВт	B	m	Тип	Номинальная теплопроводность, кВт	B	m
ГР-60-В/П	70	3; 5; 7	4	ГР-350-В/Н	400	3; 5; 7	8
ГР-85-В/П	100	3; 5; 7	4	ГР-500-В/П	580	3; 5; 7	8
ГР-125-В/П	145	3; 5	6	ГР-750-В/П	850	3; 5; 7	8
ГР-175-В/П	200	3; 5	6	ГР-1050-В/П	1200	3; 5; 7	12
ГР-250-В/Н	290	3; 5	6	ГР-1500-В/П	1750	5; 7	12

Таблица 22. Поправочный коэффициент

$d_{н.г.}$ мм	k	$d_{н.г.}$ мм	k	$d_{н.г.}$ мм	k	$d_{н.г.}$ мм	k	$d_{н.г.}$ мм	k
15	0,0225	32	0,102	56	0,314	100	1,00	178	3,17
18	0,0324	37	0,137	65	0,422	116	1,35	205	4,20
21	0,0441	42	0,176	75	0,562	134	1,80	235	5,52
24	0,0576	48	0,230	86	0,740	154	2,37	270	7,29
28	0,0784								

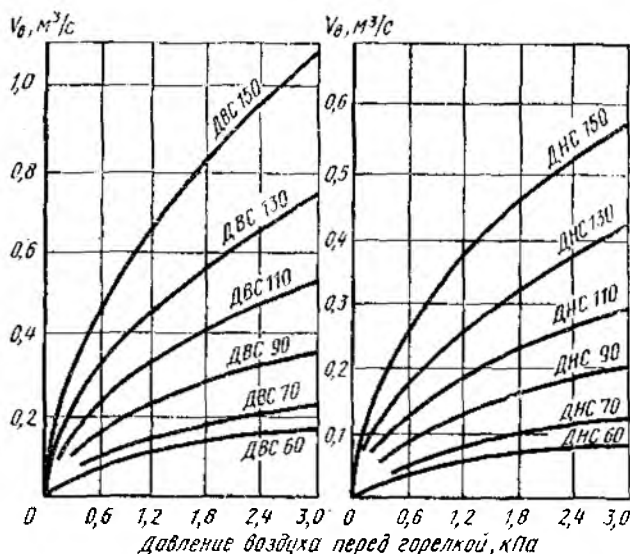


Рис. 29. Пропускная способность по воздуху горелок типа «труба в трубе» средней тепловой мощности

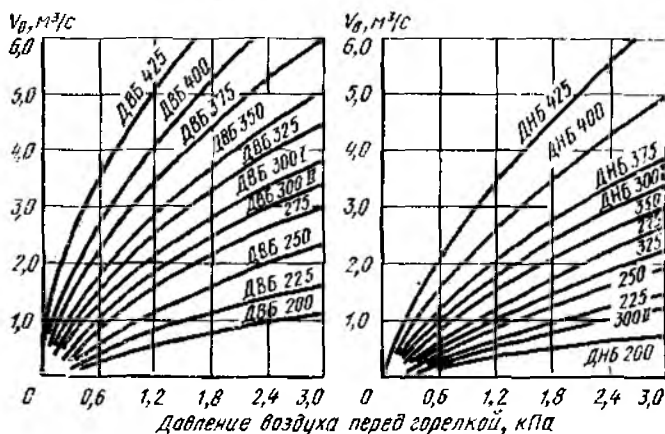


Рис. 30. Пропускная способность по воздуху горелок типа «труба в трубе» большой тепловой мощности

Расчетное количество газа находим по формуле (105)

$$V_{г\text{расч}} = 0,222 \sqrt{1,1165} = 0,234 \text{ м}^3/\text{с}.$$

По графику на рис. 31 находим, что диаметр газового сопла должен быть равен 70 мм. По графику на рис. 32 определяем, что при давлении 3 кПа и плотности $\rho_{г0} = 1,1165 \text{ кг/м}^3$ скорость истечения газа 62 м/с, воздуха 24 м/с.

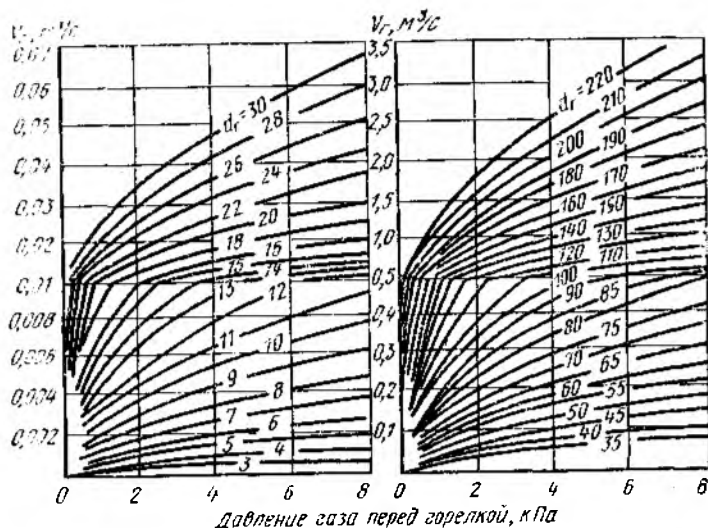


Рис. 31. Пропускная способность по газу горелок типа «труба в трубе»

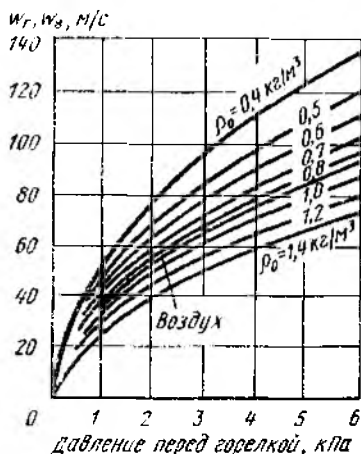


Рис. 32. Скорость истечения газа и воздуха из горелки

Поскольку полученные значения соответствуют рекомендациям табл. 22, окончательно выбираем горелку ДНБ225/70.

Пример 39. Подобрать турбулентную горелку для сжигания смешанного коксодового газа с теплотой сгорания 6,7 МДж/м³ и определить необходимое давление воздуха перед горелкой. Расход газа 0,222 м³/с, давление 1,5 кПа. Газ и воздух холодные (20 °С). Коэффициент расхода воздуха $n=1,05$.

Из примера 34 берем плотность газа $\rho_r=1,165$ кг/м³, а при коэффициенте расхода воздуха $n=1,05$ количество воздуха, необходимое для сжигания газа с заданной теплотой сгорания, определяем по формуле (95) $V_a=1,05(1+3,762)0,305=1,53$ м³/м³, где 0,305 м³/м³ — расход кислорода для сжигания смешанного газа данного состава с коэффициентом расхода воздуха $n=1,0$ (см. пример 34).

По графику на рис. 36 находим поправочные коэффициенты, учитывающие отличия заданной теплоты сгорания топлива от принятой при построении графиков $k_r=1,005$ и $k_a=1,015$.

Пропускная способность горелки по газу равна [формула (107)]

$$V_r^{\text{расч}} = V_r k_r \sqrt{\rho_r / 1,17} = 0,222 \cdot 1,005 \sqrt{1,165 / 1,17} = 0,215 \text{ м}^3/\text{с}.$$

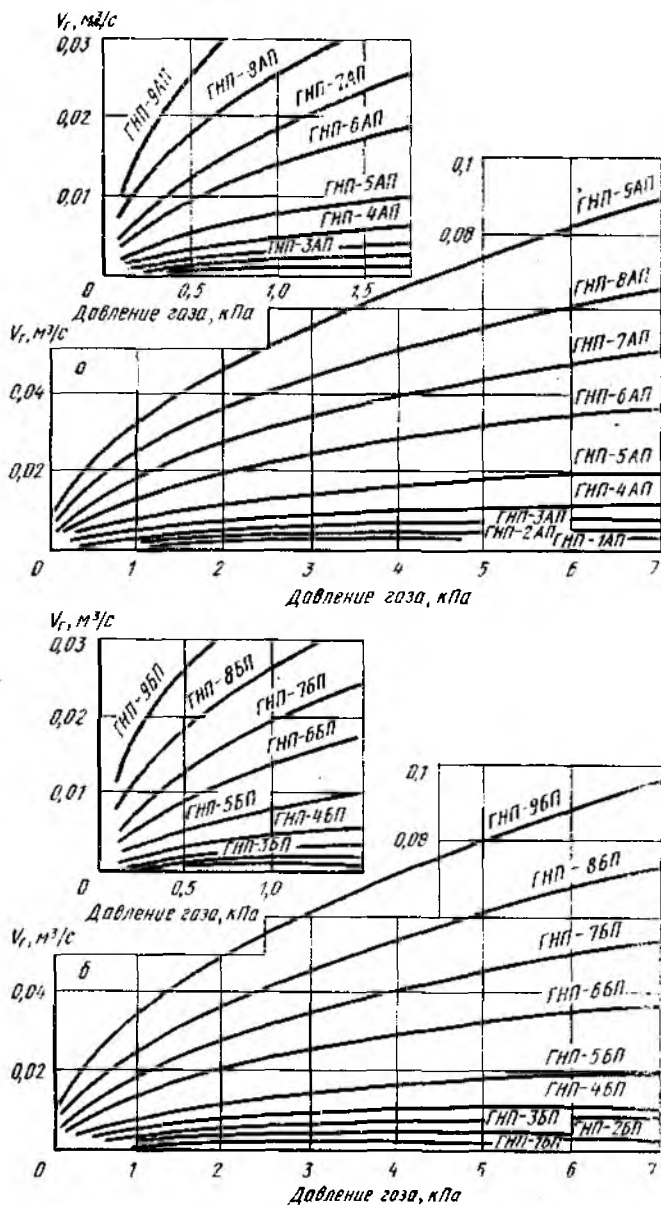


Рис. 33. Пропускная способность по газу горелок ГНП для природного газа

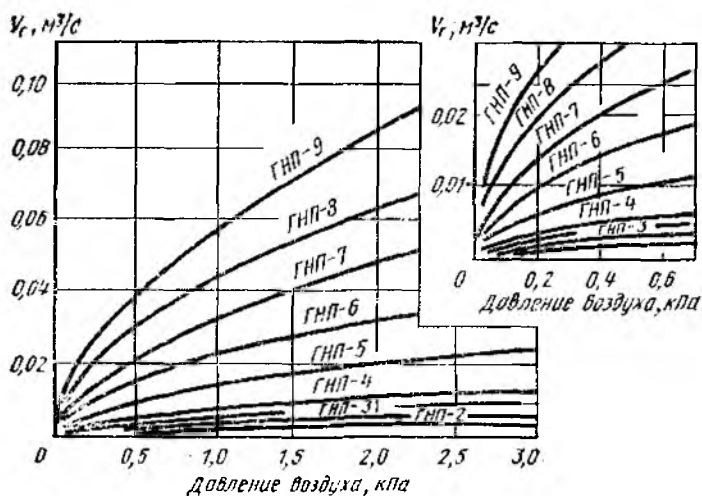


Рис. 34. Давление воздуха перед горелками типа ГНП для природного газа

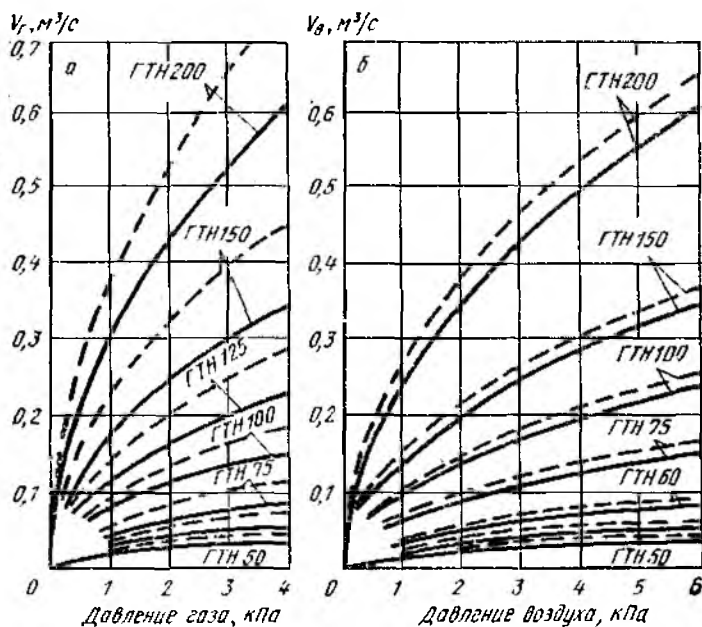


Рис. 35. Пропускная способность горелок ГТН по газу (а) и воздуху (б) (--- тип I; — тип II)

Рис. 36. Поправочные коэффициенты при определении пропускной способности и скорости течения по горелкам ГТН

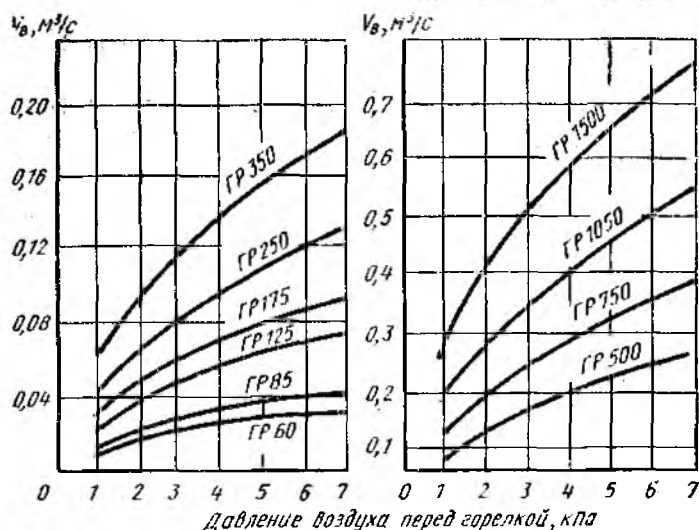
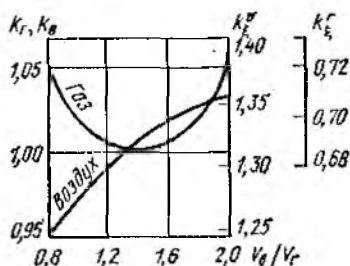


Рис. 37. Пропускная способность по воздуху горелок типа ГР

Таблица 23. Основные характеристики скоростных горелок типа ГВ

Тип	Тепло-производительность, кВт	Пропускная способность по газу, м³/с × 10³	Давление перед горелкой, кПа		Скорость выхода продуктов сгорания из горелки, м/с	Диаметр носика горелки, d _{н.г.} , мм
			газ	воздуха		
ГВ-30	37,7	970	7	11	200	22
	16,7	480	2	3,5	100	22
ГВ-40	47,7	1390	7	11	200	25
	23,3	690	2	3,5	100	25
ГВ-60А	66,3	1940	7	11	200	30
	33,7	970	2	3,5	100	30
ГВ-85А	95,4	2780	7	11	200	36
	47,7	1390	2	3,5	100	36
ГВ-120А	133,7	3890	7	11	200	42
	66,3	1940	2	3,5	100	42

Таблица 24. Характеристика радиационных труб и последовательность их выбора

Тип и обозначение трубы	Последовательность выбора					Примечание																																								
Тупиковые радиационные трубы типа ТРТ конструкции Сталя-проекта ТРТ-П-А $d_f=190/L$ — труба радиационная тупиковая типа А, положительное давление внутри трубы, диаметр газового сопла d_g , наружный диаметр трубы 190 мм, длина излучающей трубы L	1) По известной ширине рабочего пространства B выбрать нормализованную длину излучающей трубы: <table><tr><td>B, мм</td><td>1508</td><td>1740</td><td>1920</td><td>2320</td></tr></table> L, мм <table><tr><td></td><td>2080</td><td>2315</td><td>2535</td><td>2870</td></tr></table> 2) по графику на рис. 41, а выбрать диаметр газового сопла и давление газа перед трубой; 3) по графику на рис. 41, б для соответствующего расхода воздуха найти давление воздуха перед радиационной трубой 1) по известной ширине рабочего пространства B и толщине кладки B_1 и B_2 выбрать нормализованную длину излучающей трубы: <table><tr><td>B, мм</td><td>1508</td><td>1740</td><td>1972</td><td>2320</td><td>2900</td></tr></table> $B_1 = 348$ мм <table><tr><td>L, мм</td><td>1964</td><td>2196</td><td>2428</td><td>2776</td><td>3356</td></tr><tr><td>d, мм</td><td>121; 152; 180</td><td>121; 152; 180</td><td>152; 180; 219</td><td>180; 219</td><td>180; 219</td></tr></table> $B_2 = 464$ мм <table><tr><td>L, мм</td><td>2080</td><td>2312</td><td>2544</td><td>2892</td><td>3472</td></tr><tr><td>d, мм</td><td>121; 152</td><td>121; 122</td><td>152; 180</td><td>180; 219</td><td>180; 219</td></tr></table> 2) по графику на рис. 42, а по заданному расходу газа выбрать диаметр трубы d и давление газа перед трубой; 3) по графику 42, б по известному расходу воздуха и диаметру трубы найти давление воздуха					B , мм	1508	1740	1920	2320		2080	2315	2535	2870	B , мм	1508	1740	1972	2320	2900	L , мм	1964	2196	2428	2776	3356	d , мм	121; 152; 180	121; 152; 180	152; 180; 219	180; 219	180; 219	L , мм	2080	2312	2544	2892	3472	d , мм	121; 152	121; 122	152; 180	180; 219	180; 219	Коэффициент расхода воздуха $\lambda = 1,1 \div 1,2$. Максимальная пропускная способность по газу $V_g = 0,00093$ м ³ /с при $d_g = 4$ мм; $V_g = 0,00138$ м ³ /с при $d_g = 5$ мм; минимальная пропускная способность $V_g = 0,00025$ м ³ /с
B , мм	1508	1740	1920	2320																																										
	2080	2315	2535	2870																																										
B , мм	1508	1740	1972	2320	2900																																									
L , мм	1964	2196	2428	2776	3356																																									
d , мм	121; 152; 180	121; 152; 180	152; 180; 219	180; 219	180; 219																																									
L , мм	2080	2312	2544	2892	3472																																									
d , мм	121; 152	121; 122	152; 180	180; 219	180; 219																																									
У-образные радиационные трубы типа ТРУ с горелкой ВНИИМТ — Сталя-проект ТРУ-д/Л — труба радиационная с диаметром d и длиной L						Коэффициент расхода воздуха $\lambda = 1,03 \div 1,1$. Температура подогрева воздуха $t_a = 220^\circ\text{C}$. Температура дыма до рекуператора $t_d = 1070 - 1100^\circ\text{C}$; после рекуператора $t_d = 650^\circ\text{C}$																																								

Таблица 25. Характеристики форсунок и последовательность их выбора

№ п/п	Тип и обозначение форсунки	Последовательность выбора	Примечание
1	Форсунки низкого давления конструкции Стальпроекта Ду40(1/2") — форсунка низкого давления с диаметром устья 40 мм и диаметром воздухопровода 1/2"	Форсунки низкого давления По заданной пропускной способности форсунки по мазуту, давлению воздуха и коэффициенту расхода воздуха выбрать типоразмер форсунки по графику на рис. 43. Выбрать типоразмер форсунки по табл. 26	Коэффициент расхода воздуха $\mu = 1,15 \pm 1,2$. Оптимальное давление перед форсункой воздуха $p_n = 5$ кПа; мазута $100-150$ кПа
2	Турбулентные форсунки Керабина		
1	Форсунки высокого давления с двойным распыливанием типа ФВД конструкции Стальпроекта ФВД-200 — форсунка высокого давления с двойным распыливанием с избыточным давлением мазута перед форсункой 200 кПа А-7 форсуночная коробка с патрубком для подвода воздуха, расположенным под углом 90° к оси коробки; В-7 — то же, с патрубком, расположенным под углом 75° Короткофакельные форсунки системы Керабина типа ФК	Форсунки высокого давления 1. По графику на рис. 44 выбрать типоразмер форсунки в зависимости от требуемой пропускной способности по мазуту и давлению мазута перед ней 2. По графику на рис. 45 выбрать типоразмер форсуночной коробки по заданному давлению воздуха перед коробкой и расчетному расходу воздуха $v_{расч} = v_{в} \sqrt{\frac{T_{в}}{T_{293}}} \quad \text{м}^3/\text{с}$	Коэффициент расхода воздуха $\mu = 1,1 \pm 1,15$. Распылитель: компрессорный воздух под давлением $p_n = 600$ кПа с удельным расходом $1,0$ кг/кг мазута
1	Форсунки низкого давления конструкции Стальпроекта Ду40(1/2") — форсунка низкого давления с диаметром устья 40 мм и диаметром воздухопровода 1/2" Турбулентные форсунки Керабина	1. По графику на рис. 46 выбрать типоразмер форсунки в зависимости от требуемой пропускной способности по мазуту и расходу воздуха перед форсункой 2. По рис. 45 выбрать типоразмер форсуночной коробки по заданному давлению воздуха перед коробкой и расчетному расходу воздуха	Коэффициент расхода воздуха $\mu = 1,13 \pm 1,15$. Распылитель: компрессорный воздух под давлением $p_n = 450 \pm 600$ кПа с удельным расходом $1,5$ кг/кг мазута или перегретый пар $p_n = 700 \pm 900$ кПа, $t_n = 220 \pm 250$ °C с удельным расходом $1,0$ кг/кг мазута

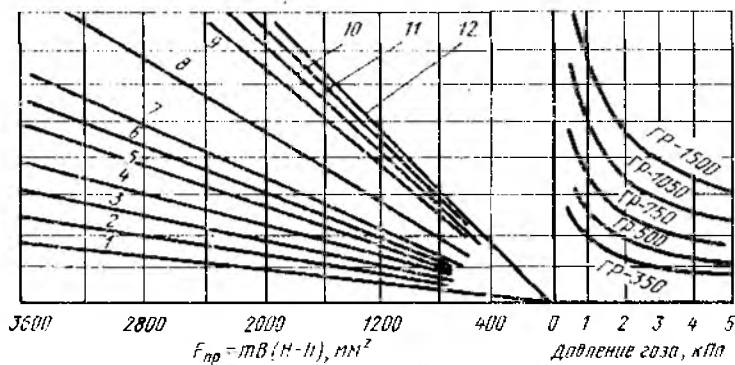
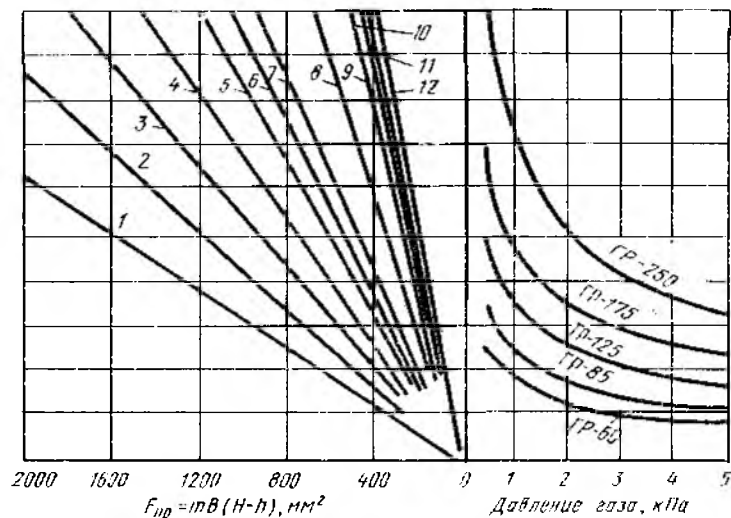


Рис. 38. Действительное проходное сечение газовых прорезей для горелок типа ГР

Номер	$Q_{гн}^p$, МДж/м³	$\rho_{гг0}$, кг/м³	$Q_{гн}^p / \sqrt{\rho_{гг0}}$	Номер	$Q_{гн}^p$, МДж/м³	$\rho_{гг0}$, кг/м³	$Q_{гн}^p / \sqrt{\rho_{гг0}}$
1	5,85	1,17	5,41	7	14,65	0,61	18,45
2	7,55	1,07	7,30	8	17,10	0,48	24,68
3	9,20	0,96	9,39	9	26,85	0,61	34,38
4	10,90	0,86	11,76	10	34,00	0,82	37,53
5	12,55	0,76	14,39	11	34,95	0,77	39,81
6	17,10	1,07	16,54	12	37,20	0,78	42,13

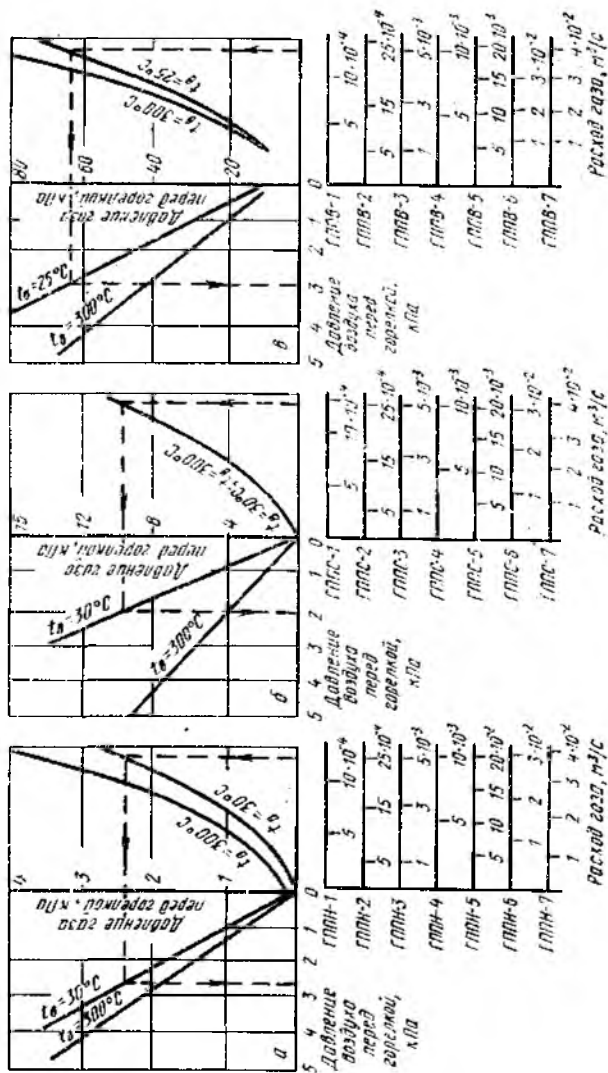


Рис. 39. Выбор горелок типа ГПН для газа:
а — низкого давления; б — среднего давления; в — высокого давления

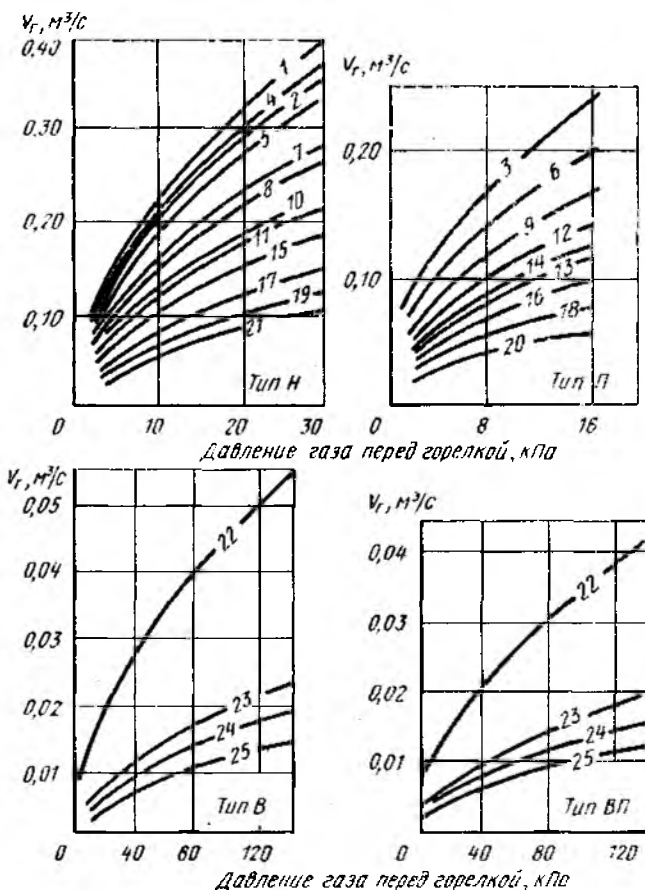


Рис. 40. Характеристики нижекционных горелок конструкции Стальирокста

Номер	$Q_H^D, \text{МДж/м}^3$	$t_r, ^\circ\text{C}$	$t_B, ^\circ\text{C}$	Номер	$Q_H^D, \text{МДж/м}^3$	$t_r, ^\circ\text{C}$	$t_B, ^\circ\text{C}$
1	3,76	20	20	14	6,27	200	500
2	3,75	300	20	15	6,70	20	20
3	3,75	300	500	16	6,70	20	500
4	4,19	20	20	17	7,54	20	20
5	4,19	300	20	18	7,54	20	500
6	4,19	300	500	19	8,38	20	20
7	5,02	20	20	20	8,38	20	500
8	5,02	300	20	21	9,20	20	20
9	5,45	200	500	22	17,2	20	20
10	5,85	20	20	23	26,8	20	20
11	5,85	300	20	24	31,0	20	20
12	6,85	200	500	25	35,1	20	20
13	6,85	20	500				

Таблица 26. Основные характеристики турбулентных форсунок Карабина

Номер фор- сунки	Диаметр соп- ла D_y	Производитель- ность, кг/ч, при давлении возду- ха, кПа		Номер фор- сунки	Диаметр соп- ла D_y	Производитель- ность, кг/ч, при давлении возду- ха, кПа	
		3,0	8,0			3,0	8,0
1	2 1/2"	6,2	10	7	6"	47	75
2	2 1/2"	11,7	19	8	6"	62	100
3	2 1/2"	19,0	30	9	6"	93	150
4	4"	20,0	32	10	8"	117	190
5	4"	28,0	45	11	8"	156	250
6	4"	39,0	63	12	8"	196	310

По графику на рис. 35, а находим, что при заданном давлении газа перед горелкой требуемый расход газа обеспечит горелка ГТН-150-11.

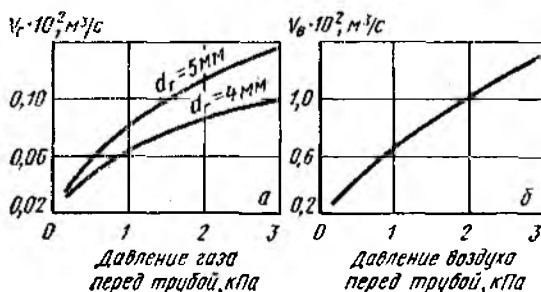


Рис. 41. Пропускная способность по газу (а) и воздуху (б) ту-
ннковой радиационной трубы типа ТРТ

Расчетная пропускная способность горелки по воздуху

$$V_b^{\text{расч}} = V_b k_b = 0,222 \cdot 1,53 \cdot 1,015 = 0,345 \text{ м}^3/\text{с}.$$

По графику на рис. 35, б находим, что требуемая пропускная спо-
собность по воздуху горелки ГТН-150-11 может быть обеспечена при
давлении воздуха перед горелкой, равном 6 кПа.

По рис. 32 находим скорость истечения газа $\omega_r = 47 \text{ м/с}$ и воздуха
 $\omega_b = 72 \text{ м/с}$.

Действительная скорость истечения газа [формула (109)]

$$\omega_r = \omega_r^* / k_{\xi}^r = 47 / 0,683 = 68,8 \text{ м/с}.$$

Действительная скорость истечения воздуха [формула (110)]

$$\omega_b = \omega_b^* / k_{\xi}^b = 72 / 1,32 = 54,5 \text{ м/с}.$$

Здесь k_{ξ}^r и k_{ξ}^b — поправочные коэффициенты, учитывающие сопро-
тивление горелки и определяемые по рис. 36 при $V_b/V_r = 1,53$.

Объем смеси, выходящей из горелки, $V_{см} = V_r + V_g = 0,222 + 0,222 \times 1,53 = 0,562 \text{ м}^3/\text{с}$, а скорость ее истечения

$$w_{см} = \frac{V_{см}}{F_{п.г}} = \frac{0,562 \cdot 4}{3,14 \cdot 15^2 \cdot 10^{-4}} = 31,8 \text{ м/с}.$$

Пример 40. Подобрать радиационную горелку типа ГР для сжигания смешанного коксогазового газа с теплотой сгорания $Q_{г}^p = 6,7 \text{ МДж/м}^3$. Расход газа $V_{г0} = 0,05 \text{ м}^3/\text{с}$. Давление газа перед горелкой 3 кПа, воздуха 2 кПа. Воздух подогрет до 300°C , коэффициент расхода воздуха $n = 1,05$.

В примере 34 было определено, что при коэффициенте расхода воздуха $n = 1,05$ расход воздуха для сжигания коксогазового газа с указанной теплотой сгорания составляет $1,53 \text{ м}^3/\text{м}^3$. Тогда

$$V_{в0} = 1,53 \cdot 0,05 = 0,0765 \text{ м}^3/\text{с},$$

а расчетный расход воздуха [формула (104)]

$$V_{в}^{\text{расч}} = 0,0765 \sqrt{\frac{300 - 273}{293}} = 0,1 \text{ м}^3/\text{с}.$$

По графику на рис. 37 находим, что полученному значению $V_{в}^{\text{расч}} = 0,1 \text{ м}^3/\text{с}$ и давлению воздуха 2 кПа удовлетворяет горелка ГР-350.

Для рассматриваемого случая находим

$$Q_{г0}^p / V_{г0} = 6,7 / \sqrt{1,165} = 6,34$$

и по графику на рис. 38 для горелки ГР-350 при давлении газа перед горелкой 3 кПа находим действительное проходное сечение газовых прорезей $F_{пр} = 1800 \text{ мм}^2$.

По табл. 23 принимаем ширину прорезей $b = 5 \text{ мм}$, число прорезей для горелки ГР-350 равно $m = 8$.

Тогда длина прорезей [формула (111)]

$$H = \frac{1800}{8 \cdot 5} + 1,65 = 46,65 \text{ мм}.$$

Таким образом, требуемым условиям удовлетворяет горелка ГР-350-5/46,65.

Пример 41. Расход природного газа на плоскопламенную горелку $0,04 \text{ м}^3/\text{с}$. Температура воздуха 30°C . Подобрать плоскопламенную горелку, удовлетворяющую заданным условиям.

По графику на рис. 39 находим, что заданный расход газа обеспечивает горелка ГПН-7. В зависимости от имеющегося в распоряжении давления газа можно выбрать:

горелку ГПН-7 при давлении газа перед горелкой 2,45 кПа и давлении воздуха 2,7 кПа;

горелку ГППС-7 при давлении газа перед горелкой 9,5 кПа и давлении воздуха 2 кПа;

горелку ГППВ-7 при давлении газа перед горелкой 62 кПа и давлении воздуха 3 кПа.

Пример 42. Подобрать инжекционную горелку для сжигания $0,055 \text{ м}^3/\text{с}$ природного газа с теплотой сгорания $Q_{г}^p = 35,1 \text{ МДж/м}^3$. Давление газа перед горелкой 20 кПа.

Для сжигания высококалорийных газов предназначены инжекционные горелки типа В и ВП. По графику на рис. 40 находим, что при дан-

ном давлении пропускная способность горелки В-100 для газа с заданной теплотой сгорания равна $V_r^{(100)} = 0,014 \text{ м}^3/\text{с}$. Отношение заданного расхода газа к пропускной способности горелки В-100 равно $k = 0,055/0,014 = 3,93$.

По табл. 22 находим, что этому соотношению соответствует горелка с диаметром носика $d_{н.г} = 205 \text{ мм}$, т. е. горелка В-205. Принимая газ холодным, т. е. $T_r = T_0 = 273 \text{ К}$ по формуле (113) находим скорость истечения газа из сопла

$$\omega_{r0} = 0,85 \sqrt{\frac{2p_r}{\rho_r \rho_0} \Delta p_r \cdot 10^3} = 0,85 \sqrt{\frac{2(101,3 + 20)}{0,8 \cdot 101,3} \cdot 20 \cdot 10^3} = 244,7 \text{ м/с}.$$

Здесь $\rho_{r0} = 0,8 \text{ кг/м}^3$ — плотность природного газа.

Диаметр газового сопла равен [формула (114)]

$$d_r = \sqrt{\frac{1,27 \cdot 10^6 V_{r0}}{\omega_{r0}}} = \sqrt{\frac{1,27 \cdot 10^6 \cdot 0,055}{244,7}} = 16,9 \text{ мм} \approx 17 \text{ мм}$$

Диаметр смесителя определяем по формуле (110)

$$d_{см} = d_{н.г}/1,25 = 205/1,25 = 164 \text{ мм}.$$

Таким образом, заданным условиям удовлетворяет инжекционная горелка В-205/17.

Пример 43. Подобрать радиационную трубу для установки в протяженной печи с шириной рабочего пространства $B = 1972 \text{ мм}$. Пропускная способность трубы по природному газу, состав которого указан в примере 35 должна быть не ниже $0,003 \text{ м}^3/\text{с}$. Коэффициент расхода воздуха $n = 1,1$.

Принимая толщину футеровки равной 348 мм, согласно табл. 24 выбираем нормализованную длину излучающей U-образной радиационной трубы типа ТРУ $L = 2428 \text{ мм}$.

По графику на рис. 42 находим, что заданному расходу природного газа удовлетворяют радиационные трубы диаметром $d = 180 \text{ мм}$ при $p_r = 1,9 \text{ кПа}$.

Заменяя из примера 35 расход воздуха при сжигании природного газа с коэффициентом расхода воздуха $n = 1,1$ $V'_a = 10,21 \text{ м}^3/\text{м}^3$, найдем пропускную способность радиационной трубы по воздуху $V_a = 10,21 \cdot 0,003 = 0,0306 \text{ м}^3/\text{с}$.

По графику на рис. 42, б находим, что для обеспечения такой пропускной способности по воздуху радиационной трубой с диаметром $d = 180 \text{ мм}$ (кривая 3) давление воздуха перед трубой должно быть равно 1,6 кПа.

Таким образом, требуемым условиям удовлетворяет U-образная радиационная труба типа ТРУ-180/2428.

Пример 44. Подобрать форсунку низкого давления для сжигания $0,02 \text{ кг/с}$ мазута с коэффициентом расхода воздуха $n = 1,2$. Давление воздуха перед форсункой 5,5 кПа.

По графику на рис. 43 находим, что при заданных коэффициенте расхода воздуха и его давлении требуемое количество мазута можно снять с помощью форсунки ДУ-125(5").

Пример 45. Подобрать форсунку высокого давления для сжигания мазута с расходом $0,15 \text{ кг/с}$ при избыточном давлении мазута перед форсункой 300 кПа. Подобрать форсуночную коробку при условии, что давление воздуха перед коробкой 0,6 кПа и температура 700°C .

Сжигание мазута производится с коэффициентом расхода воздуха $\mu = 1,1$.

По графику на рис. 44 находим, что при заданном давлении мазута требуемый расход обеспечит форсунка ФВД-500.

Согласно расчетам в примере 33 для сжигания 1 кг мазута с коэффициентом расхода воздуха $\mu = 1,1$ требуется 11,53 м³ воздуха. Тогда

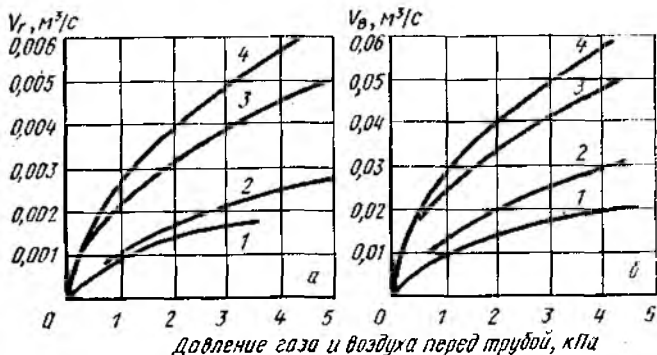


Рис. 42. Пропускная способность по газу (а) и воздуху (б) U-образной радиационной трубы с горелкой ВНИИМТ — Стаальпроект диаметром, мм:

1 — 120; 2 — 152; 3 — 180; 4 — 219

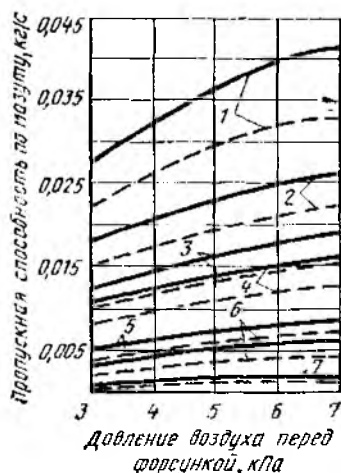


Рис. 43. Пропускная способность по мазуту форсунок низкого давления (сплошные линии — $\alpha = 1,0$; штриховые линии — $\alpha = 1,2$):

1 — Ду150; 2 — Ду125; 3 — Ду100 ($D_1 = 60$ мм); 4 — Ду100 ($D_1 = 52$ мм); 5 — Ду70 ($D_1 = 40$ мм); 6 — Ду70 ($D_1 = 30$ мм); 7 — Ду40

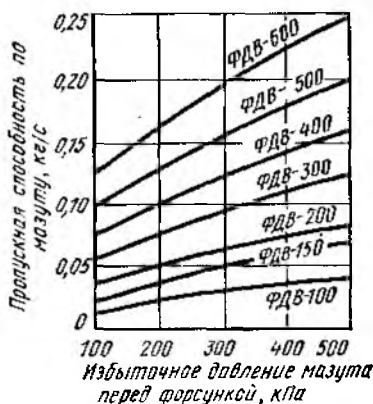


Рис. 44. Пропускная способность по мазуту форсунок высокого давления с двойным распылением типа ФВД

ла для сжигания 0,15 кг/с мазута потребуется $11,53 \cdot 0,15 = 1,73 \text{ м}^3/\text{с}$ воздуха. Если распыление мазута производится компрессорным воздухом, то при удельном расходе 1,3 кг/кг мазута его потребуется $1,3 \times 0,15/1,29 = 0,15 \text{ м}^3/\text{с}$.

Здесь $\rho_{\text{в}} = 1,29 \text{ кг/м}^3$ — плотность воздуха при нормальных условиях.

Следовательно, пропускная способность форсуночной коробки по воздуху должна быть $1,73 + 0,15 = 1,88 \text{ м}^3/\text{с}$. Согласно графику на рис. 45 при давлении воздуха перед форсункой 0,6 кПа такую пропускную способность обеспечит форсуночная коробка № 8.

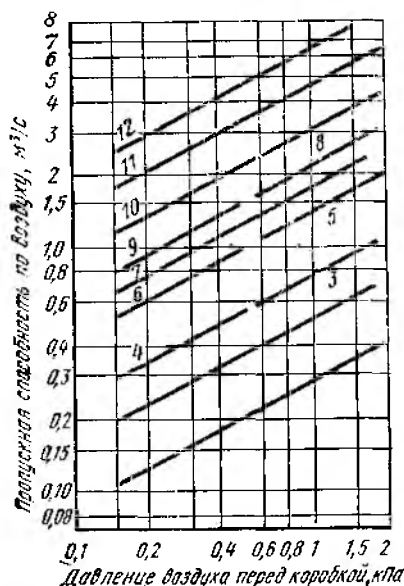


Рис. 45. Пропускная способность по воздуху форсуночных коробок (цифры на кривых соответствуют номерам типоразмеров коробок)

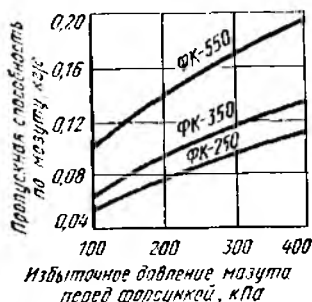


Рис. 46. Пропускная способность по мазуту короткофакельных форсунок типа ФК

Таким образом, данным условиям удовлетворяет форсунка высокого давления с двойным распылением ФВД-500 с форсуночной коробкой № 8.

Пример 46. Для условий примера 45 подобрать короткофакельную форсунку Карабина. Воздух подогрет до $T_{\text{в}} = 300^\circ\text{C}$ (573 К).

Согласно графику на рис. 46 требуемую пропускную способность по мазуту обеспечивает форсунка ФК-550.

Выбор форсуночной коробки производится так же, как и в примере 45, но для расчетного расхода воздуха [формула (104)]

$$V_{\text{в}}^{\text{расч}} = 1,88 \sqrt{\frac{573}{293}} = 2,2 \text{ м}^3/\text{с}.$$

По графику на рис. 45 находим, что при давлении воздуха 0,6 кПа такую пропускную способность обеспечивает форсуночная коробка № 10.

Таким образом, окончательно выбираем короткофакельную форсунку ФК-550 с форсуночной коробкой № 10.

Глава РАСЧЕТ УСТРОЙСТВ V ДЛЯ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА УХОДЯЩИХ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ

§ 1. ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ СООТНОШЕНИЯ И ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

В большинстве случаев целью расчета теплообменника является определение величины поверхности теплообмена F и его геометрических размеров. Исходными данными для расчета являются расходы воздуха $V_{\text{в}}$ и дыма $V_{\text{д}}$, их начальные температуры $t_{\text{в}}^{\text{н}}$ и $t_{\text{д}}^{\text{н}}$, а также конечная температура нагрева воздуха $t_{\text{в}}^{\text{к}}$.

Необходимые расчетные соотношения приведены в табл. 27—32, рис. 47—49.

Пример 47. Нагрев смешанного коксодового газа (см. пример 34) до $t_{\text{г}}^{\text{к}} = 300^{\circ}\text{C}$ осуществляется в металлическом прямотрубном рекуператоре. Начальная температура газа $t_{\text{г}}^{\text{н}} = 20^{\circ}\text{C}$. Температура дыма перед рекуператором $t_{\text{д}}^{\text{н}} = 850^{\circ}\text{C}$. Расход газа $V_{\text{г}} = 1,25 \text{ м}^3/\text{с}$, количество дымовых газов $V_{\text{д}} = 1,53 \text{ м}^3/\text{с}$; состав дымовых газов: 15 % CO_2 ; 15 % H_2O ; 70 % N_2 .

Определить необходимые размеры рекуператора и аэродинамические сопротивления по газовому и дымовому пути.

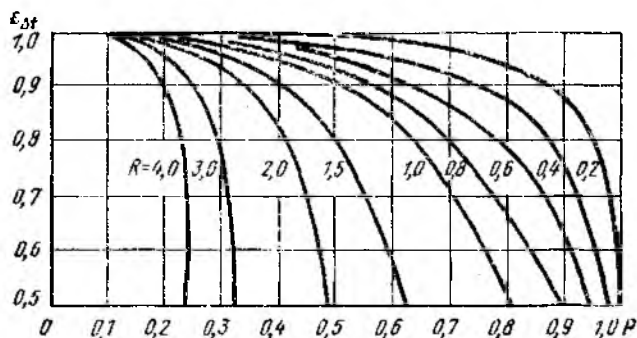


Рис. 47. К нахождению поправки $\varepsilon_{\Delta t} = f(R, R)$

Т а б л и ц а 27. Основные формулы и соотношения для расчетов рекуперативных теплообменников

Параметр	Единица измерения	Примечание
Поверхность теплообмена $F = Q / (K \Delta T) \quad (115)$	м ²	
Количество переданного тепла $Q = V_n (c_{B,K}^K - c_{B,H}^H) + (\Delta V_B (c_{B,K}^K - c_{B,H}^H) =$ $= \eta V_d (c_{d,K}^K - c_{d,H}^H) \quad (116)$ где $\eta = 0,9$ — поправка, учитывающая потери тепла в окружающую среду; c_B^H, c_B^K — удельные теплоемкости воздуха при t_B^H и t_B^K соответственно; c_d^H — удельная теплоемкость воздуха при температуре t_d^K.	Вт	$\Delta V_B = \begin{cases} 0 & \text{для трубчатого} \\ 0,1 V_n & \text{для игольчатого} \\ 0,15 V_n & \text{для шамотного} \\ 0,3 V_n & \text{для карбошамотного рекуператора} \end{cases}$
Среднегарифмическая разность температур $\Delta T = \frac{\Delta T_H - \Delta T_K}{\ln(\Delta T_H / \Delta T_K)} \quad (117)$	К	Для прямотока $\Delta T_H = T_d^H - T_B^H, \quad \Delta T_K = T_d^K - T_B^K,$ Для противотока $\Delta T_H = T_d^H - T_K^K, \quad \Delta T_K = T_d^K - T_B^H$

Параметр	Единица измерения	Пояснение
Разность температур при перекрестном токе теплоносителей $\Delta T = T_{\text{протока}} - \Delta T \quad (118)$ $\varepsilon_{\Delta T} = f(R, P)$	K	$P = \frac{T_K - T_H}{T_H - T_G}; R = \frac{T_H - T_K}{T_K - T_G}$ (см. рис. 47)
Суммарный коэффициент теплопередачи $K' = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}};$ для металлических рекуператоров $K = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2};$ для термоблочных рекуператоров $K = K'' \frac{t}{1000}$	Вт/(м·К) (119) Вт/(м²·К) (119a) Вт/(м²·К) (119б)	Суммарный коэффициент теплопередачи, отнесенный к 1 м² поверхности рекуператора, определяем по формуле $K = \frac{K'}{\pi d_{\text{ср}}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$ где $d_{\text{ср}} = 0,5(d_1 + d_2)$ Для иглопчатых рекуператоров с иглами на внутренней стороне значения K определяют по рис. 48 Суммарный коэффициент теплопередачи K'', отнесенный к поверхности нагрева с воздушной стороны, определяют по рис. 49

Параметр	Единица измерения	Примечание
Коэффициент теплоотдачи: на дымовой стороне $\alpha_d = \alpha_{\text{конв}} + \alpha_{\text{изл}}; \quad (120)$ на воздушной стороне $\alpha_v + \alpha_{\text{конв}} \quad (120a)$	Вт/(м²·К) Вт/(м²·К)	$\alpha_{\text{конв}}$ определяют по формулам (35), (36), (41), (42) и (44); $\alpha_{\text{изл}}$ по формулам (67), (67a), (67б) Для шероховатых труб значение $\alpha_{\text{конв}}$ увеличивается на 10 %
Температура стенки рекуператора: керамического $t_{\text{ст. д}} = \frac{\left(\frac{\alpha_d f_d}{\alpha_v f_v} + \frac{\alpha_d f_d}{2\pi\lambda l} \ln \frac{d_v}{d_d} \right) t_d + t_v}{1 + \frac{\alpha_d f_d}{\alpha_v f_v} + \frac{\alpha_d f_d}{2\pi\lambda l} \ln \frac{d_v}{d_d}}; \quad (121)$ $\left(\frac{\alpha_v f_v}{\alpha_d f_d} + \frac{\alpha_v f_v}{2\pi\lambda l} \ln \frac{d_v}{d_d} \right) t_v + t_d$ металлического $t_{\text{ст. в}} = \frac{\left(\frac{\alpha_v f_v}{\alpha_d f_d} + \frac{\alpha_v f_v}{2\pi\lambda l} \ln \frac{d_v}{d_d} \right) t_v + t_d}{1 + \frac{\alpha_v f_v}{\alpha_d f_d} + \frac{\alpha_v f_v}{2\pi\lambda l} \ln \frac{d_v}{d_d}}; \quad (121a)$	°С	$t_{\text{ст. д}}$ — температура стенки на дымовой стороне, °С; $t_{\text{ст. в}}$ — то же, на воздушной стороне, °С; F_d, F_v — соответственно площади поверхности трубы длиной l со стороны дыма и воздуха, м²
максимальная температура стенки $t_{\text{ст}}^{\text{max}} = t_d^{\text{н}} - \frac{K(t_d^{\text{н}} - t_v^{\text{к}})}{1,3\alpha_d} \quad (121б)$	°С	

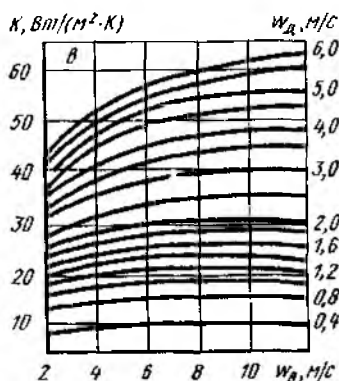
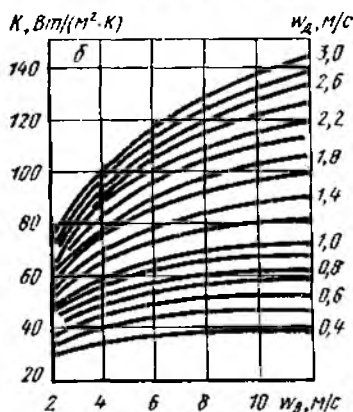
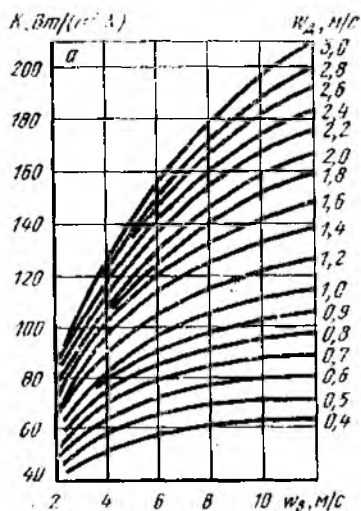


Рис. 48. Зависимость суммарного коэффициента теплопередачи в игольчатом рекуператоре от скорости движения дыма и воздуха:

а — тип 17,5; б — тип 28; в — без наружных игол

В рекуператорах рассматриваемого типа дым движется вертикально сверху вниз, а газ — перекрестным током снизу вверх, т. е. имеет место перекрестный противоток*.

* При движении дыма снаружи, а газа (воздуха) внутри труб рекуператора можно использовать нормализованные секции, характеристики которых приведены в табл. 29. В этом случае расчет рекуператора выполняется по методике, приведенной в примере 48.

Т а б л и ц а 28. Рекомендуемые значения скоростей газа, дыма и воздуха в рекуператорах, м/с

Тип рекуператора	$v_{\text{га}}$	$v_{\text{дм}}$	$v_{\text{вз}}$
Металлические трубчатые:			
при использовании дутьевых горелок	3—5	5—10	1,5—5
при использовании инжекционных горелок	5—20	5—10	1,5—5
Термоблочные	3—10	3—10	0,5—3,0
Радиационные	—	20—30	3—5
Керамические:			
при удалении дыма через трубу	—	1—2	0,5—2
при удалении дыма дымоходом	—	1—2	2—5

Находим температуру дыма на выходе из рекуператора. Зададим температуру дыма на выходе $t_{\text{д}}^* = 600^\circ\text{C}$. При этой температуре удельная теплоемкость дымовых газов равна (приложение 1)

$$\text{CO}_2 \dots 2,06 \cdot 0,15 = 0,309$$

$$\text{H}_2\text{O} \dots 1,60 \cdot 0,15 = 0,240$$

$$\text{N}_2 \dots 1,34 \cdot 0,7 = 0,938$$

$$c_{\text{д}}^{600} = 1,497 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$$

Теплоемкость дымовых газов на входе в рекуператор при температуре $t_{\text{д}}^* = 850^\circ\text{C}$ равна (приложение 1)

$$\text{CO}_2 \dots 2,170 \cdot 0,15 = 0,325$$

$$\text{H}_2\text{O} \dots 1,670 \cdot 0,15 = 0,250$$

$$\text{N}_2 \dots 1,370 \cdot 0,7 = 0,959$$

$$c_{\text{д}}^{850} = 1,534 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$$

Теплоемкость смешанного коксодоменного газа (состав которого приведен в примере 34) при температуре $t_{\text{г}}^* = 20^\circ\text{C}$ равна (приложение 1)

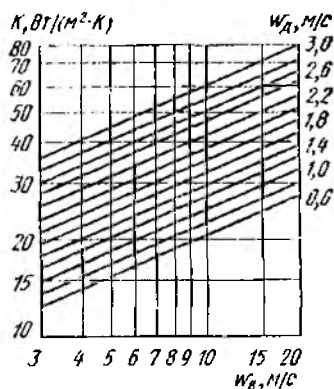
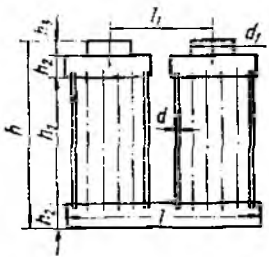
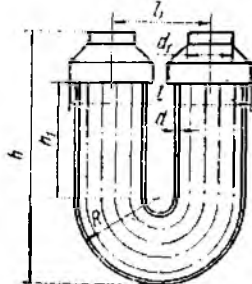


Рис. 19. Зависимость суммарного коэффициента теплопередачи в термоблоке от скорости движения дыма и воздуха ($t_{\text{д}}^* = 1000^\circ\text{C}$)

Т а б л и ц а 29. Основные характеристики секций металлических трубча

Схема	Номер секции	Площадь поверхности нагрева, м ²	Площадь проходного сечения*, м ²	z_2/S_2	z_1/S_1
	1	100	0,21/1,5	7/95	7/125
	2	150	0,30/1,8	8/95	9/125
	3	200	0,41/2,1	9/95	11/125
	4	250	0,53/2,5	10/95	13/125
	5	300	0,66/2,8	11/95	15/125
	1	100	0,20/3,7	6/140	7/150
	2	150	0,28/4,6	7/140	9/150
	3	200	0,38/6,3	8/150	11/165
	4	250	0,49/6,6	9/150	12/165
	5	300	0,62/7,6	10/160	13/175

Примечание. z_1 и S_1 — число труб и шаг между трубами по ходу движения газа; $t_{ст}^{max} \leq 700^\circ\text{C}$.

* Числитель — по воздуху (газу); знаменатель — по дыму.

** Числитель — диаметр труб внутренних рядов; знаменатель — диаметр двух

$$\text{CO}_2 \dots 0,0868 \cdot 1,6403 = 0,1424$$

$$\text{CO} \dots 0,2335 \cdot 1,3021 = 0,3040$$

$$\text{CH}_4 \dots 0,0523 \cdot 1,5754 = 0,0824$$

$$\text{C}_2\text{H}_4 \dots 0,0062 \cdot 1,8347 = 0,0114$$

$$\text{H}_2 \dots 0,1310 \cdot 1,2800 = 0,1677$$

$$\text{N}_2 \dots 0,4540 \cdot 1,2944 = 0,5877$$

$$\text{O}_2 \dots 0,0012 \cdot 1,3099 = 0,0015$$

$$c_1^{31} = 1,2971 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{K}),$$

тых рекуператоров

$d_{\text{пар}}^* / d_{\text{пар}}^*$	Размеры, мм							
	d_1	h	h_1	h_2	h_3	l	l_1	R
$76 \times 4,5$	630×8	5400	3440	760	1200	1690	865	—
$76 \times 4,5$	630×8	5400	3440	760	1200	1880	960	—
$76 \times 4,5$	720×8	5400	3440	760	1200	2070	1055	—
$76 \times 4,5$	720×8	5400	3440	760	1200	2260	1150	—
$76 \times 4,5$	820×8	5400	3440	760	1200	2450	1245	—
$\frac{76 \times 4,5}{102 \times 6}$	630×8	6000	3000	—	—	2480	1340	1090
$\frac{76 \times 4,5}{102 \times 6}$	630×8	6000	2800	—	—	2760	1480	1230
$\frac{76 \times 4,5}{114 \times 6}$	720×8	6000	2600	—	—	3200	1700	1450
$\frac{76 \times 4,5}{114 \times 6}$	720×8	6000	2400	—	—	3500	1850	1600
$\frac{76 \times 4,5}{127 \times 6}$	820×8	6000	2200	—	—	4000	2100	1850

жестя дыма; z_1 и S_1 — то же, в поперечном направлении; $t_{\text{Д}}^{\text{н}} < 1000^\circ \text{C}$; $t_{\text{Д}}^{\text{к}} \leq 450^\circ \text{C}$;

крайних рядов.

а при температуре $t_r^{\text{к}} = 300^\circ \text{C}$

$$\text{CO}_2 \dots 0,0868 \cdot 1,8803 = 0,1633$$

$$\text{CO} \dots 0,2335 \cdot 1,3231 = 0,3089$$

$$\text{CH}_4 \dots 0,0523 \cdot 1,8925 = 0,0990$$

$$\text{C}_2\text{H}_4 \dots 0,0062 \cdot 2,5289 = 0,0157$$

$$\text{H}_2 \dots 0,1310 \cdot 1,3021 = 0,1706$$

$$\text{N}_2 \dots 0,4540 \cdot 1,3080 = 0,5938$$

$$\text{O}_2 \dots 0,0012 \cdot 1,3580 = 0,0016$$

$$c_r^{300} = 1,3519 \text{ кДж/(м}^3 \cdot \text{K)}$$

Таблица 30. Основные характеристики игольчатых труб
 $(t_{\text{д}}^{\text{н}} \leq 800^{\circ}\text{C}; t_{\text{в}}^{\text{н}} \leq 330^{\circ}\text{C}; t_{\text{ст}}^{\text{max}} \leq 650^{\circ}\text{C})$

Длина трубы, мм	Сечение, м ² , для прохода				Поверхность нагрева, м ² , омываемая				
	воз- духа	дыма			воз- духом	дымом			услов- ная
		тип трубы*				тип трубы*			
		1	2	3		1	2	3	
880	0,008	0,06	0,07	0,042	0,83	1,34	0,95	0,40	0,25
1135	0,008	0,08	0,092	0,055	1,12	1,81	1,26	0,53	0,33
1385	0,008	0,10	0,114	0,067	1,41	2,27	1,60	0,66	0,425
1640	0,008	0,12	0,136	0,080	1,70	2,64	1,90	0,79	0,50

* 1 — тип 17.5; 2 — тип 28; 3 — без наружных игл.

Так как прямотрубные металлические рекуператоры являются достаточно газоплотными, то для определения истинного значения $t_{\text{д}}^{\text{н}}$ используем уравнение (116) без

Таблица 31. Характеристики секций термоблочных рекуператоров
 $(t_{\text{д}}^{\text{н}} \leq 1100^{\circ}\text{C}, t_{\text{в}}^{\text{н}} \leq 250^{\circ}\text{C})$

Параметр	Конструкция		
	МЭИ	Теплопроекта	ЦНИИТмаша
Диаметр воздушных труб, мм	19/25	$\frac{1}{2}''$ ($d_{\text{внут}}=15,75$ мм)	$\frac{1}{2}''$ ($d_{\text{внут}}=15,75$ мм)
Сечение дымовых кана- лов, мм ²	108×30	95×30	100×30
Поверхность нагрева со стороны воздуха, м ² . .	1,2	2,15	0,663
Поверхность нагрева со стороны дыма, м ² . .	1,5	2,7	0,656
Количество воздуха, про- ходящего через секцию, м ³ /с	0,028	0,067 (при $w_{\text{в0}}=$ $=9$ м/с)	0,063
Количество труб в секции	10 U-об- разных	38 прямых	36 прямых
Количество каналов для дыма	8	10	9
Объем секции, мм	1000× ×150× ×330	1180×136×540	495×322×446

Таблица 32. Характеристики керамических рекуператоров

Параметры	Блочные из кирпича		Трубчатые
	Б-3 и Б-5	Б-4 и Б-6	
Проходное сечение на 1 м ³ сечения насадки, м ² :			
для дыма	0,34	0,44	0,231
для воздуха	0,21	0,16	0,168
Эквивалентный диаметр канала, м:			
для дыма	0,16	0,21	0,115
для воздуха	0,056	0,055	0,22
Удельная поверхность нагрева $f_{уд}$, м ² /м ³	12,4	10,3	8,5

последнего члена, учитывающего утечку воздуха (газа) в дымовые каналы

$$0,9 \cdot 1,53 \cdot 10^3 (1,534 \cdot 850 - 1,487 t_{\text{д}}^{\kappa}) = 1,25 \cdot 10^3 \times \\ \times (1,3519 \cdot 300 - 1,2971 \cdot 20).$$

Отсюда $t_{\text{д}}^{\kappa} = 645^{\circ}\text{C}$.

Среднелогарифмическая разность температур при противоточном движении сред равна [формула (117)]

$$\overline{\Delta T}_{\text{прот}} = \frac{(850 - 300) - (645 - 20)}{\ln \frac{850 - 300}{645 - 20}} = 586,7^{\circ}\text{C}.$$

Для определения поправки на перекрестный ток, находим

$$R = \frac{850 - 645}{300 - 20} = 0,73; \quad P = \frac{300 - 20}{850 - 20} = 0,337.$$

Согласно рис. 47 $\epsilon_{\Delta T} = 0,98$ и

$$\Delta T = \Delta T_{\text{прот}} \epsilon_{\Delta T} = 586,7 \cdot 0,98 = 575^{\circ}\text{C}.$$

Согласно табл. 28 принимаем скорость движения газа в рекуператоре $w_{\text{го}} = 8$ м/с, скорость дыма $w_{\text{до}} = 3$ м/с.

Общее сечение каналов для прохождения газа должно быть

$$f_{\text{г}} = V_{\text{г}}/w_{\text{го}} = 1,25/8 = 0,156 \text{ м}^2.$$

Общее сечение каналов для прохождения дыма

$$f_{\text{д}} = V_{\text{д}}/w_{\text{до}} = 1,53/3 = 0,51 \text{ м}^2.$$

ней температуре газа $\bar{t}_r = 0,5(300 + 20) = 160^\circ\text{C}$ и при действительной скорости газа

$$w_r = w_{r0} \frac{T_r}{T_0} = 8,0 \frac{160 + 273}{273} = 12,7 \text{ м/с}$$

и диаметре труб $d_{\text{нар}} = 60 \text{ мм}$ находим $\alpha_0 = 70 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$. По кривой для воздуха на рис. 7, в находим, что при $\bar{t}_r = 160^\circ\text{C}$ $k_t = 0,99$. Поправка на относительный шаг пучка равна $k_s = 1,11$, а на число труб (при $z = 18$) $k_z = 0,98$. Тогда

$$\alpha' = \alpha_0 k_t k_s k_z = 70 \cdot 0,99 \cdot 1,11 \cdot 0,98 = 75,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}).$$

Поскольку поток газа нагревается, то необходимо учесть температурный фактор [примечание к формуле (42а)]

$$\begin{aligned} \alpha_r &= \alpha'_r \left(1,6 - 0,6 \frac{T_r}{T_{\text{ст}}} \right) = \\ &= 75,3 \left(1,6 - 0,6 \frac{160 + 273}{400 + 273} \right) = 91,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}). \end{aligned}$$

Суммарный коэффициент теплопередачи равен [формула (119а)]

$$\bar{K} = \frac{\alpha_d \alpha_r}{\alpha_d + \alpha_r} = \frac{26,57 \cdot 91,5}{26,57 + 91,5} = 20,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}).$$

Общее количество тепла, передаваемого от дыма к газу [формула (116)]

$$\begin{aligned} Q &= V_r (c_r^k t_r^k - c_r^n t_r^n) = 1,25 \cdot 10^3 (1,3519 \cdot 300 - \\ &- 1,2971 \cdot 20) = 474,5 \cdot 10^3 \text{ Вт}. \end{aligned}$$

Требуемая поверхность нагрева равна [формула (115)].

$$F = \frac{Q}{\bar{K} \Delta T} = \frac{474500}{20,6 \cdot 575} = 40,06 \text{ м}^2.$$

Учитывая, что средний диаметр труб равен $\bar{d} = (0,06 + 0,053)/2 = 0,0565 \text{ м}$, находим необходимую длину труб

$$L_r = \frac{F}{\pi d n} = \frac{40,06}{3,14 \cdot 0,0565 \cdot 234} = 0,96 \text{ м}.$$

Выше было найдено, что высота одного хода газа равна 0,4 м. Принимая по ходу газа три хода, находим, что длина труб должна быть

$$L_r = 3 \cdot 0,4 = 1,2 \text{ м}.$$

Учитывая необходимость установки трубных досок и компенсатора термического расширения, принимаем длину труб (высоту рекуператора) равной 1,4 м.

Ширина рекуператора равна $0,09 \cdot 13 = 1,17$ м, а длина $0,09 \cdot 18 = 1,62$ м.

Потери давления на пути движения газа определяем по № 15 приложения V. При действительной скорости движения газа $w_r = 12,7$ м/с и средней температуре газа $\bar{t}_r = 160^\circ\text{C}$ $\Delta p_{rp} = 16$ Па. Для $d = 60$ мм $C_d = 0,85$ и $C_s = 0,87$ при $S_1/d = S_2/d = 1,5$. Учитывая, что общее число оmyаемых газом труб (три хода) равно $n = 3 \cdot 18 = 54$, находим

$$\Delta p = C_s C_d \Delta p_{rp} (n + 1) = 0,87 \cdot 0,85 \cdot 16 (54 + 1) = 650,76 \text{ Па.}$$

Потери давления на поворотах в газовых коробках найдем по формуле (8)

$$\Delta p_{м.с} = \zeta \rho_0 \frac{w_r^2}{2} \frac{\bar{T}_r}{T_0}, \text{ Па.}$$

Так как высота прохода газа равна 0,4 м, а ширина рекуператора 1,17 м, то площадь сечения прохода газа в коробке равна $F_{пр} = 0,4 \cdot 1,17 = 0,468$ м². Скорость движения газа в проходе равна

$$w_{r0}^{пр} = V_r / F_{пр} = 1,25 / 0,468 = 2,67 \text{ м/с.}$$

Коэффициент потерь на местных сопротивлениях при повороте потока на 180° находим по № 6 приложения V

$$\zeta = A \cdot B \cdot C = 1,25 \cdot 3 \cdot 1,1 = 4,125.$$

Учитывая, что в рекуператоре две коробки (три прохода), окончательно находим

$$\Delta p_{м.с} = 2 \cdot 4,125 \cdot 1,1165 \frac{2,67^2}{2} \frac{160 + 273}{273} = 50,76 \text{ Па.}$$

Здесь $\rho_0 = 1,1165$ кг/м³ — плотность газа, заимствованная из примера 34.

Пренебрегая потерями давления в подводящей и отводящей коробках, находим суммарные потери давления на пути движения газа

$$\Sigma p_r = 650,76 + 50,76 = 701,52 \text{ Па.}$$

Потери давления на пути движения дыма. Потери давления на трение в дымовых каналах находим по формуле (5)

$$\Delta p_{тр} = \lambda \frac{\rho_0 w_d^2}{2} \frac{l}{d_{нут}} \frac{\bar{T}_n}{T_0}, \text{ Па.}$$

Найдя по приложению III, что при температуре $\bar{t}_d = 747,5^\circ\text{C}$ кинематический коэффициент вязкости дыма $\nu_d = 121,0 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, находим критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{\omega_d d_{\text{внут}}}{\nu_d} = \frac{11,15 \cdot 0,053}{121,0 \cdot 10^{-6}} = 4884.$$

Принимая по табл. 2 для стальных умеренно заржавевших труб величину абсолютной шероховатости $\Delta = 0,5 \text{ мм}$, по формуле (7) находим коэффициент трения

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d_{\text{внут}}} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,5}{53} + \frac{68}{4884} \right)^{0,25} = 0,043.$$

Теперь по формуле (5) имеем

$$\Delta p_{\text{тр}} = 0,043 \cdot 1,3 \frac{2,97^2}{2} \frac{747,5 + 273}{273} \frac{1,4}{0,053} = 24,34 \text{ Па}.$$

Потери давления на входе и выходе из труб рекуператора найдем по формуле (8), в которой коэффициент потерь энергии на местных сопротивлениях определим по № 10 и 11 приложения V.

Считая площадь сечения короба равной $1,17 \cdot 1,62 = 1,895 \text{ м}^2$, а суммарную площадь сечения труб $0,022 \cdot 234 = 0,51 \text{ м}^2$, находим, что на входе в рекуператор при $F_1/F_2 = 1,895/0,51 = 3,7$ $\zeta_{\text{вх}} = 6,5$; а на выходе при $F_1/F_2 = 0,27$ $\zeta_{\text{вых}} = 1,0$. Учитывая, что скорость дыма в подводящем канале $\omega_{\text{под}} = 1,53/(1,17 \cdot 1,62) = 0,806 \text{ м/с}$, по формуле (8) получим

$$\Delta p_{\text{вх}} = 6,5 \cdot 1,3 \frac{0,806^2}{2} \frac{850 + 273}{273} = 11,29 \text{ Па};$$

$$\Delta p_{\text{вых}} = 1,0 \cdot 1,3 \frac{2,97^2}{2} \frac{645 + 273}{273} = 19,31 \text{ Па}.$$

Потери давления на преодоление геометрического давления [формула (2)]

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{геом}} &= g L_T \left(\rho_{\text{вв}} \frac{T_0}{T_{\text{в}}} - \rho_{\text{дв}} \frac{T_0}{T_{\text{д}}} \right) = \\ &= 9,8 \cdot 1,4 \left(1,29 \frac{273}{20 + 273} - 1,3 \frac{273}{747,5 + 273} \right) = 11,7 \text{ Па}. \end{aligned}$$

Суммарные потери давления на пути движения дыма

$$\Sigma p_d = 24,34 + 11,29 + 19,3 + 11,7 = 66,63 \text{ Па}.$$

Пример 48*. Рассчитать металлический трубчатый

* Расчет проводится по методике, приведенной в работе [4].

петлевой рекуператор для подогрева смешанного коксодоменного газа по условиям примера $47: t_{\Gamma}^{\text{н}} = 20^{\circ}\text{C}$; $t_{\Gamma}^{\text{к}} = 300^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{д}}^{\text{н}} = 850^{\circ}\text{C}$; $V_{\Gamma} = 1,25 \text{ м}^3/\text{с}$; $V_{\text{д}} = 1,53 \text{ м}^3/\text{с}$. Состав дымовых газов: 15 % CO_2 ; 15 % H_2O ; 70 % N_2 .

В металлических петлевых рекуператорах дым движется горизонтально по борову, а газ — перекрестным током навстречу дыму, т. е. так же как и в примере 47 имеет место перекрестный противоток.

Из примера 47 заимствуем значения $t_{\text{д}}^{\text{к}} = 645^{\circ}\text{C}$ и $\Delta \bar{t} = 575^{\circ}\text{C}$.

Согласно рекомендациям табл. 29 принимаем как и в предыдущем примере $w_{\Gamma 0} = 8 \text{ м/с}$, $w_{\text{д} 0} = 3 \text{ м/с}$. Общее сечение труб для прохода газа

$$f_{\Gamma}^* = V_{\Gamma} / w_{\Gamma 0} = 1,25 / 8 = 0,156 \text{ м}^2.$$

Общее сечение прохода дыма между трубами рекуператора

$$f_{\text{д}}^* = V_{\text{д}} / w_{\text{д} 0} = 1,53 / 3 = 0,51 \text{ м}^2.$$

Поскольку размеры секций петлевого рекуператора нормализованы, то по табл. 29 выбираем секцию № 1, имеющую поверхность нагрева со стороны дыма $F = 100 \text{ м}^2$ и площадь проходных сечений $f_{\Gamma} = 0,2 \text{ м}^2$ и $f_{\text{д}} = 3,7 \text{ м}^2$. Тогда фактическая скорость газа будет равна $w'_{\Gamma 0} = 1,25 / 0,2 = 6,25 \text{ м/с}$; дыма — $w'_{\text{д} 0} = 1,53 / 3,7 = 0,414 \text{ м/с}$. Выбранная секция содержит 42 трубы (см. табл. 29) диаметром $d_{\text{нар}} = 76 \text{ мм}$ с толщиной стенки 4,5 мм. Трубы двух крайних рядов имеют диаметр 102 мм и толщину стенки 6 мм. По ходу дыма располагается $z_2 = 6$ рядов труб с шагом $S_2 = 140 \text{ мм}$, поперек — $z_1 = 7$ труб с шагом $S_1 = 150 \text{ мм}$. Расположение труб в пучке — коридорное.

Находим коэффициент теплоотдачи от дыма к стенкам труб рекуператора [формула (120)]

$$\alpha_{\text{д}} = \alpha_{\text{д}}^{\text{конв}} + \alpha_{\text{д}}^{\text{изл}}.$$

При средней температуре дыма $\bar{t}_{\text{д}} = 0,5 (850 + 645) = 747,5^{\circ}\text{C}$ действительная скорость движения дыма

$$w'_{\text{д} 0} = w_{\text{д} 0} \frac{T_{\text{д}}}{T_0} = 0,414 \frac{747,5 + 273}{273} = 1,55 \text{ м/с},$$

т. е. воспользоваться номограммой на рис. 8 не представляется возможным. Поэтому коэффициент теплоотдачи конвекцией находим по формуле (41), определяя поправочные коэффициенты k_2 и k_1 по номограммам на рис. 8, б и 8, в.

Найдя по приложению III кинематический коэффициент вязкости дыма $\nu_d = 121,0 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ при $\bar{t}_d = 747,5^\circ\text{C}$ и коэффициент теплопроводности $\lambda_d = 8,72 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}(\text{м} \cdot \text{К})$, определяем критерий Рейнольдса

$$\text{Re} = \omega'_d d_{\text{нар}} / \nu_d = 1,55 \cdot 0,076 / (121,0 \cdot 10^{-6}) = 973,6.$$

По номограмме на рис. 8, б находим, что при $z_2 = 6$ $k_z = 0,93$, а по номограмме на рис. 8, в $k_t = 1,02$ при $t_d = 747,5^\circ\text{C}$ и 15 % H_2O в продуктах сгорания. Тогда по формуле (41) имеем

$$\alpha_d^{\text{conv}} = 0,177 \frac{\lambda}{d} \text{Re}^{0,64} k_z k_t = 0,177 \frac{8,72 \cdot 10^{-2}}{0,076} (973,6)^{0,64} \times \\ \times 0,93 \cdot 1,02 = 15,75 \text{ Вт}(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Определяем коэффициент теплоотдачи излучением от дыма к стенкам труб рекуператора.

Согласно табл. 10 для коридорного расположения труб в пучке

$$S_{\text{эф}} = 3,5 d_{\text{нар}} = 3,5 \cdot 0,076 = 0,266 \text{ м.}$$

Тогда

$$p_{\text{CO}_2} S_{\text{эф}} = 98,1 \cdot 0,15 \cdot 0,266 = 3,9 \text{ кПа} \cdot \text{м};$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} S_{\text{эф}} = 98,1 \cdot 0,15 \cdot 0,266 = 3,9 \text{ кПа} \cdot \text{м.}$$

Согласно номограммам на рис. 13—15 степени черноты CO_2 и H_2O при средней температуре дыма $\bar{t}_d = 747,5^\circ\text{C}$ равны

$$\epsilon_{\text{CO}_2} = 0,085; \quad \epsilon'_{\text{H}_2\text{O}} = 0,07; \quad \beta = 1,09.$$

Теперь по формуле (56) находим

$$\epsilon_d = 0,085 + 1,09 \cdot 0,07 = 0,16.$$

Принимая, как и в примере 47, температуру стенок труб рекуператора равной $\bar{t}_{\text{ст}} = 400^\circ\text{C}$, по формуле (65) находим степень черноты (поглощательную способность) дымовых газов при температуре стенки

$$A_r^{\text{ст}} = \epsilon_{\text{CO}_2} \left(\frac{T_r}{T_{\text{ст}}} \right)^{0,65} + \beta \epsilon'_{\text{H}_2\text{O}} = 0,085 \left(\frac{747,5 + 273}{400 + 273} \right)^{0,65} + \\ + 1,09 \cdot 0,07 = 0,188.$$

Теперь по формуле (64) находим

$$q_{\text{рез}} = 0,9 \cdot 5,7 \left[0,16 \left(\frac{747,5 + 273}{100} \right)^4 - 0,188 \left(\frac{400 + 273}{100} \right)^4 \right] = 6923,5 \text{ Вт/м}^2,$$

где $\varepsilon_{\text{ст.эф}} = (1 + 0,8) / 2 = 0,9$.

По формуле (67) определяем коэффициент теплоотдачи излучением от дыма к стенкам труб

$$\alpha_{\text{д}}^{\text{изл}} = \frac{6923,5}{747,5 - 400} = 19,92 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплоотдачи от дыма к стенкам труб рекуператора

$$\alpha_{\text{д}}^{\text{изл}} = 15,75 + 19,92 = 35,67 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от стенки трубы к газу при действительной скорости движения газа

$$w'_r = w_{r0} \frac{T_r}{T_0} = 6,25 \frac{160 + 273}{273} = 9,9 \text{ м/с}$$

согласно графику на рис. 50 равен $\alpha_r^{\text{конв}} = 43 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$. Учитывая шероховатость труб, увеличим полученное значение на 10 % и окончательно получаем

$$\alpha_r^{\text{конв}} = 1,1 \cdot 43 = 47,3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Суммарный коэффициент теплоотдачи равен [формула (119a)]

$$\bar{K} = \frac{\alpha_{\text{д}} \alpha_r}{\alpha_{\text{д}} + \alpha_r} = \frac{35,67 \cdot 47,3}{35,67 + 47,3} = 20,33 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Общее количество тепла, передаваемого от дыма к газу [формула (116)]

$$Q = V_r (c_r^{\text{к}} t_r^{\text{к}} - c_r^{\text{н}} t_r^{\text{н}}) = 1,25 \cdot 10^3 (1,3519 \cdot 300 - 1,2971 \cdot 20) = 474,5 \cdot 10^3 \text{ Вт}.$$

Требуемая поверхность нагрева равна [формула (115)]

$$F = \frac{Q}{\bar{K} \Delta T} = \frac{474500}{20,33 \cdot 575} = 40,59 \text{ м}^2.$$

Требуемая поверхность нагрева значительно ниже поверхности нагрева секции № 1. В этом случае можно либо установить одну секцию № 1 петлевого трубчатого рекуператора, либо аналогично примеру 47 рассчитать необходимое количество труб и изготовить рекуператор в условиях завода.

Расчет потерь давления по воздушному и газовому путям проводим так же как и в примере 47.

Пример 49. В игольчатом рекуператоре воздух подогревается до $t^* = 300^\circ\text{C}$. Температура дыма на входе в рекуператор $t_d^* = 850^\circ\text{C}$, начальная температура воздуха $t_v^* = 0^\circ\text{C}$. Расход воздуха $V_v = 0,335 \text{ м}^3/\text{с}$; количество дымовых газов $V_d = 0,465 \text{ м}^3/\text{с}$, состав дымовых газов: 15 % CO_2 , 15 % H_2O и 70 % N_2 . Определить размеры рекуператора и аэродинамическое сопротивление по воздушному и дымовому тракту.

Считаем, что рекуператор собирается из труб длиной 0,88 м с иглами только на воздушной стороне. Ориентировочно примем скорость движения воздуха (табл. 28) $w_v = 6 \text{ м/с}$, а скорость дымовых газов $w_d = 3 \text{ м/с}$.

Находим температуру уходящих дымовых газов. На входе в рекуператор при температуре 850°C теплоемкость дымовых газов равна (приложение 1)

$$\text{CO}_2 \dots 2,170 \cdot 0,15 = 0,325$$

$$\text{H}_2\text{O} \dots 1,67 \cdot 0,15 = 0,25$$

$$\text{N}_2 \dots 1,37 \cdot 0,7 = 0,96$$

$$\underline{c_d^{850} = 1,535 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})}$$

Для определения теплоемкости дымовых газов на выходе из рекуператора зададимся температурой дыма $t_d^* = 600^\circ\text{C}$. При этой температуре теплоемкость дымовых газов равна

$$\text{CO}_2 \dots 2,06 \cdot 0,15 = 0,309$$

$$\text{H}_2\text{O} \dots 1,60 \cdot 0,15 = 0,240$$

$$\text{N}_2 \dots 1,34 \cdot 0,7 = 0,94$$

$$\underline{c_d^{600} = 1,489 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})}.$$

Действительную температуру дыма на выходе из рекуператора найдем из уравнения теплового баланса [уравнение (116)], учитывая, что утечка воздуха в дымовые каналы в игольчатых рекуператорах составляет 10 %

$$0,9 \cdot 0,465 \cdot 10^3 (1,535 \cdot 850 - 1,489 t_d^*) =$$

$$= 0,335 \cdot 10^3 (1,3181 \cdot 300 - 0) +$$

$$+ 0,1 \cdot 0,335 \cdot 10^3 (1,3583 t_v^* - 0).$$

$$\text{Отсюда } t_d^* = 621,9^\circ\text{C} \approx 622^\circ\text{C}.$$

Для определения средней разности температур принимаем, что движение теплоносителей происходит по схеме перекрестного противотока. Средняя логарифмическая разность температур при противотоке равна [формула (117)]

$$\Delta t_{\text{прот}} = \frac{(850 - 300)(622 - 0)}{\ln \frac{850 - 300}{622 - 0}} = 585,2^{\circ}\text{C}.$$

Для определения поправки на перекрестный ток находим

$$R = \frac{850 - 622}{300 - 0} = 0,76; \quad P = \frac{300 - 0}{850 - 0} = 0,353.$$

Теперь согласно рис. 47 определяем $\epsilon_{\Delta t} = 0,98$ и

$$\bar{\Delta t} = \Delta t_{\text{прот}} \epsilon_{\Delta t} = 585,2 \cdot 0,98 = 573,5^{\circ}\text{C}.$$

Суммарный коэффициент теплопередачи находим по рис. 48. При скорости движения воздуха 6 м/с и скорости дымовых газов 3 м/с

$$\bar{K} = 38 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Найдем количество тепла, передаваемого от дыма к воздуху, по формуле (116), представленной в виде

$$Q = \eta V_d (c_d^{\text{н}} t_d^{\text{н}} - c_d^{\text{к}} t_d^{\text{к}}) = 0,9 \cdot 0,465 \cdot 10^3 (1,535 \cdot 850 - 1,489 \cdot 622) = 158440 \text{ Вт}.$$

Теперь по формуле (115) можно найти общую поверхность нагрева рекуператора

$$F = \frac{Q}{\bar{K} \bar{\Delta t}} = \frac{158440}{38 \cdot 573,5} = 7,3 \text{ м}^2.$$

Выбирая трубы длиной 880 мм типа 17,5, по табл. 30 находим, что условная поверхность этих труб равна 0,25 м². Отсюда общее число труб $n = 7,3/0,25 = 29,3 \approx 30$.

Необходимое общее сечение для прохода воздуха $F_{\text{в}} = 0,335/6,0 = 0,056 \text{ м}^2$.

Необходимое сечение для прохода дыма равно $F_{\text{д}} = 0,465/3,0 = 0,155 \text{ м}^2$.

Следовательно, по ходу движения воздуха должно быть установлено не менее $0,056/0,008 = 7$ труб, а по ходу дыма $0,155/0,042 = 4$ трубы. Здесь 0,008 м² и 0,042 м² — соответственно проходные сечения для воздуха и дыма (табл. 30).

Принимаем, что по ходу дыма установлено 4 трубы, а по ходу воздуха $4 \cdot 2 = 8$ труб. Тогда общее число ходов (по воздуху) рекуператора будет равно $30/8 = 3,75 \approx 4$, т. е. ре-

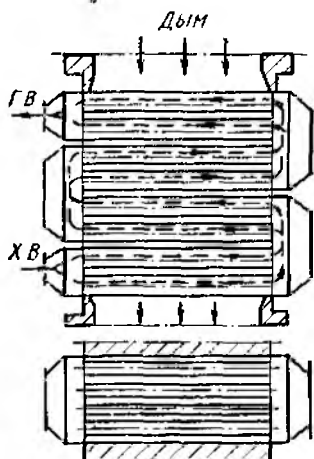


Рис. 51. Схема компоновки иглового рекуператора

куператор будет четырехходовым по восемь труб в каждом ходе (рис. 51).

Фактическое сечение для прохода воздуха равно $f_v = 8 \cdot 0,008 = 0,064 \text{ м}^2$.

Фактическая скорость воздуха $w_{в0} = 0,335/0,064 = 5,23 \text{ м/с}$.

Фактическое сечение для прохода дыма $f_d = 4 \cdot 0,042 = 0,168 \text{ м}^2$.

Фактическая скорость дыма $w_{до} = 0,465/0,168 = 2,77 \text{ м/с}$.

При фактических значениях скоростей дыма и воздуха суммарный коэффициент теплопередачи равен (рис. 48) $K = 36 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$. Общая по-

верхность нагрева рекуператора

$$F = 158440/(36 \cdot 573,5) = 7,67 \text{ м}^2.$$

Поскольку полученное значение поверхности нагрева отличается от расчетного только на $100(7,67 - 7,3)/7,3 = 5\%$, перерасчет не производим.

Потери давления на пути движения воздуха определяем по формуле (8), причем согласно № 12 приложения V для игловатых рекуператоров длиной 880 мм коэффициент местного сопротивления $\xi = 1,6$. Тогда при средней температуре воздуха $t_v = 0,5(300 + 0) = 150^\circ \text{C}$.

$$\Delta p_{\text{тр}}^{\text{внут}} = 4 \cdot 1,6 \frac{1,29 \cdot 5,23^2}{2} \cdot \frac{150 + 273}{273} = 174,95 \text{ Па}.$$

Здесь 4 — число ходов воздуха.

Потери давления в трех коробах (рис. 51) также определяем по формуле (8), принимая коэффициент местного сопротивления согласно № 6 приложения V, равным $\xi_{\text{м.с}} = 1,25 \cdot 3 \cdot 1 = 3,75$ (поворот на 180°)

$$\Delta p_{\text{кор}} = 3 \cdot 3,75 \frac{1,29 \cdot 5,23^2}{2} \cdot \frac{150 + 273}{273} = 307,53 \text{ Па}.$$

Потери давления на пути движения дыма. Учитывая, что на наружной поверхности трубы иглы расположены с шагом 17,5 мм, по № 13 приложения V находим

$$\xi = \xi' (n + m) = 0,253 (8 + 4) = 3,06,$$

где $n=8$ — число рядов труб по направлению движения дыма; $m=4$ — число труб в поперечном направлении.

Теперь при средней температуре дыма $\bar{t}_d=0,5(850+585,2)=717,6^\circ\text{C}$ по формуле (8) находим

$$\Delta p_{\text{пр}}^{\text{расч}} = 3,05 \frac{1,29 \cdot 2,77^2}{2} \frac{717,6 + 273}{273} = 54,8 \text{ Па.}$$

Пример 50. Для подогрева воздуха до температуры $t_n^k=250^\circ\text{C}$ используется термоблочный рекуператор. Температура воздуха на входе в рекуператор равна $t_n^u=20^\circ\text{C}$, температура дыма $t_d^u=900^\circ\text{C}$. Объем нагреваемого воздуха $V_n=0,05 \text{ м}^3/\text{с}$, объем дыма $V_d=0,06 \text{ м}^3/\text{с}$.

Определить необходимые размеры термоблока и потери давления на пути движения дыма и воздуха.

Найдем температуру дыма на выходе из термоблока. Примем $t_d^k=700^\circ\text{C}$. При этой температуре теплоемкость дымовых газов согласно приложению III равна $c_d^{700}=1,466 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$. При начальной температуре дыма $t_d^u=900^\circ\text{C}$; $c_d^{900}=1,485 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$. Поскольку термоблочные рекуператоры являются газоплотными ($\Delta V_n=0$), то для нахождения истинного значения конечной температуры дыма используем уравнение (116) без последнего члена, учитывающего утечку воздуха: $Q=0,9 \cdot 0,06 \cdot 10^3 \times (1,485 \cdot 900 - 1,466 t_d^k) = 0,05 \cdot 10^3 (1,31 \cdot 250 - 1,3 \cdot 20)$.

Отсюда $t_d^k=721^\circ\text{C}$ и $Q=15075 \text{ Вт}$.

В термоблочных рекуператорах имеет место перекрестная схема движения дыма и воздуха. Среднелогарифмическая разность температур при противоточной схеме движения равна [формула (117)]

$$\bar{\Delta t}_{\text{прот}} = \frac{(900 - 250) - (721 - 20)}{\ln \frac{900 - 250}{721 - 20}} = 675^\circ\text{C.}$$

Для определения поправки на перекрестный ток находим

$$R = \frac{900 - 721}{250 - 20} = 0,78; \quad P = \frac{250 - 20}{900 - 20} = 0,26.$$

Согласно рис. 47 $\varepsilon_{\Delta t}=0,98$ и $\bar{\Delta t}=0,98 \cdot 675=661^\circ\text{C}$. Поскольку (согласно табл. 31) через одну секцию термоблочного рекуператора можно пропустить $0,067 \text{ м}^3/\text{с}$ воздуха, примем для установки на печи одну секцию указанного рекуператора, имеющего 38 воздушных труб и 10 каналов

для дыма. Тогда общая площадь сечения воздушных каналов равна

$$f_n = 38 \frac{3,14 \cdot 0,01575^2}{4} = 0,0074 \text{ м}^2,$$

а суммарная площадь сечения дымовых каналов

$$f_d = 10 \cdot 0,095 \cdot 0,03 = 0,0285 \text{ м}^2.$$

Скорость воздуха равна

$$w_{n0} = 0,05/0,0074 = 6,76 \text{ м/с},$$

а скорость дыма

$$w_{d0} = 0,06/0,0285 = 2,1 \text{ м/с}.$$

Согласно графику на рис. 49 при полученных значениях скоростей суммарный коэффициент теплопередачи равен $K' = 33 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, а учитывая, что $t_d'' = 900^\circ\text{C}$ в соответствии с формулой (1196)

$$\bar{K} = 33 \frac{900}{1000} = 29,7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Необходимая поверхность нагрева равна [формула (115)]

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t} = \frac{15075}{29,7 \cdot 661} = 0,77 \text{ м}^2.$$

Фактическая площадь поверхности нагрева со стороны воздуха термоблочного рекуператора согласно табл. 32 равна $2,15 \text{ м}^2$, т. е. необходимый нагрев воздуха будет обеспечен. Устанавливаемая секция рекуператора имеет (табл. 31) длину $1,18 \text{ м}$, ширину $0,136 \text{ м}$ и высоту $0,54 \text{ м}$.

Потери давления на пути движения воздуха складываются из потерь в подводящих и отводящих диффузорах, потерях давления при входе и выходе из воздушных труб и потерь на трение в трубах.

Принимая конусность диффузоров равной $\varphi = 30^\circ$, а диаметры отводящего и подводящего патрубков $d = 0,136 \text{ м}$, найдем потери давления в подводящем и отводящем диффузорах по формуле (8).

Согласно № 3 приложения V в подводящем патрубке при $\varphi = 30^\circ$

$$\begin{aligned} \eta &= 0,65 \text{ и } \zeta = \eta \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right)^2 = 0,65 \left(1 - \frac{3,14 \cdot 0,136^2}{4 \cdot 0,136 \cdot 0,54}\right)^2 = \\ &= 0,42. \end{aligned}$$

Учитывая, что скорость воздуха в подводящем патрубке равна

$$\omega_{в0}^{\text{под}} = \frac{0,05 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,136^2} = 3,4 \text{ м/с,}$$

по формуле (8) находим

$$\Delta p_{\text{диф}}^{\text{под}} = \zeta \rho_0 \frac{\omega_0^2}{2} \frac{T}{T_0} = 0,42 \cdot 1,29 \frac{3,4^2}{2} \frac{20 + 273}{273} = 3,36 \text{ Па.}$$

Для отводящего диффузора (№ 5 приложения V)

$$\zeta = C \left(1 - \frac{F_2}{F_1} \right) = 0,26 \left(1 - \frac{3,14 \cdot 0,136^2}{4 \cdot 0,136 \cdot 0,54} \right) = 0,2.$$

Теперь, учитывая, что $\omega_{в0}^{\text{отв}} = 3,4 \text{ м/с}$ и $t'_в = 250^\circ \text{C}$ по формуле (8) получим

$$\Delta p_{\text{диф}}^{\text{отв}} = 0,2 \cdot 1,29 \frac{3,4^2}{2} \frac{250 + 273}{273} = 2,86 \text{ Па.}$$

При входе в систему каналов круглого сечения $\zeta = 3,0$ (№ 20 приложения V). Тогда при $\omega_{в0} = 6,76 \text{ м/с}$

$$\Delta p_{\text{вх}} = 3,0 \cdot 1,29 \frac{6,76^2}{2} \frac{20 + 273}{273} = 94,9 \text{ Па.}$$

При выходе из каналов $\zeta = 1,0$ (№ 21 приложения V) и

$$\Delta p_{\text{вых}} = 1,0 \cdot 1,29 \frac{6,76^2}{2} \frac{250 + 273}{273} = 56,5 \text{ Па.}$$

Определяем потери давления в результате трения в воздушных каналах. При средней температуре воздуха $\bar{t}_в = 0,5(250 + 20) = 135^\circ \text{C}$ скорость воздуха равна

$$\omega_в = 6,76 \frac{135 + 273}{273} = 10,1 \text{ м/с.}$$

Займствуя из приложения IV значение кинематического коэффициента вязкости воздуха при $\bar{t}_в = 135^\circ \text{C}$ $\nu_в = 25,3 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, находим критерий Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{\omega_в d}{\nu} = \frac{10,1 \cdot 0,01575}{25,3 \cdot 10^{-6}} = 6287,5.$$

Принимая для стальных умеренно заржавевших труб $\Delta = 0,5 \text{ мм}$ (табл. 9) по формуле (7) находим

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,5}{15,75} + \frac{68}{6287,5} \right)^{0,25} = 0,05.$$

Теперь по формуле (5) находим

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda \frac{\rho_0 \omega_{\text{до}}^2}{2} \frac{l}{d} \frac{\bar{T}_n}{T_0} = 0,05 \frac{1,29 \cdot 6,76^3}{2} \times \\ \times \frac{1,18}{0,01575} \frac{135 + 273}{273} = 165 \text{ Па.}$$

Суммарные потери давления на пути движения воздуха равны

$$\Sigma \Delta p_n = 3,36 + 2,86 + 94,9 + 56,5 + 165 = 322,62 \text{ Па.}$$

Потери давления на пути движения дыма складываются из потерь при входе и выходе из каналов, потерь на трение в каналах и на преодоление геометрического давления. При средней температуре дыма $\bar{t}_d = (900 + 721)/2 = 810,5^\circ\text{C}$ кинематический коэффициент вязкости дымовых газов равен (приложение III) $\nu_d = 133 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. Скорость дыма при $\bar{t}_d = 810,5^\circ\text{C}$ равна

$$\omega_d = 2,1 \frac{810,5 + 273}{273} = 8,33 \text{ м/с.}$$

Приведенный диаметр дымовых каналов равен

$$d_{\text{пр}} = \frac{4f}{\pi} = \frac{4 \cdot 0,03 \cdot 0,095}{2(0,03 + 0,095)} = 0,0456 \text{ м.}$$

Критерий Рейнольдса равен

$$\text{Re} = \frac{8,33 \cdot 0,0456}{133 \cdot 10^{-6}} = 2856.$$

Займствуя из табл. 2 значение абсолютной шероховатости чугунных труб $\Delta = 1,1 \text{ мм}$, находим коэффициент трения

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{1,1}{45,6} + \frac{68}{2856} \right)^{0,25} = 0,051$$

Теперь по формуле (5) находим

$$\Delta p_{\text{тр}} = 0,051 \frac{1,3 \cdot 2,1^2}{2} \frac{0,54}{0,0456} \frac{810,5 + 273}{273} = 6,87 \text{ Па.}$$

Потери давления на входе в дымовые каналы ($\xi = 1,75$) определяем по формуле (8)

$$\Delta p_{\text{вх}} = 1,75 \cdot 1,3 \frac{2,1^2}{2} \frac{900 + 273}{273} = 21,55 \text{ Па.}$$

Потери давления на выходе из дымовых каналов ($\zeta = 1,0$) равны

$$\Delta p_{\text{вых}} = 1,0 \cdot 1,3 \frac{2,1^2}{2} \frac{721 + 273}{273} = 10,44 \text{ Па.}$$

Величину геометрического давления найдем по формуле (2)

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{геом}} &= gh \left(\rho_{\text{в0}} \frac{T_0}{T_{\text{в}}} - \rho_{\text{д0}} \frac{T_0}{T_{\text{д}}} \right) = \\ &= 9,8 \cdot 0,54 \left(1,29 \frac{273}{20 + 273} - 1,3 \frac{273}{810,5 + 273} \right) = 4,63 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Поскольку в термоблочном рекуператоре дымовые газы движутся снизу вверх, полученное значение геометрического давления надо вычитать из суммарных потерь давления на пути движения дымовых газов, т. е. $\Sigma \Delta p_{\text{д}} = 6,87 + 21,55 + 10,44 - 4,63 = 34,23 \text{ Па}$.

Пример 51. Рассчитать радиационный рекуператор, работающий в системе комбинированного радиационно-конвективного рекуператора. Температура воздуха на входе в радиационный рекуператор $t_{\text{в}}^{\text{н}} = 420^\circ\text{C}$, конечная температура подогрева воздуха $t_{\text{в}}^{\text{к}} = 600^\circ\text{C}$. Температура дымовых газов на входе в рекуператор $t_{\text{д}}^{\text{н}} = 1050^\circ\text{C}$. Количество нагреваемого воздуха $V_{\text{в0}} = 0,695 \text{ м}^3/\text{с}$, дыма $V_{\text{д0}} = 0,805 \text{ м}^3/\text{с}$. Состав дымовых газов: 19 % CO_2 , 1,0 % H_2O и 80 % N_2 . Толщина стенки рекуператора $\delta = 6 \text{ мм}$.

Для определения температуры дымовых газов на выходе из рекуператора составляем уравнение теплового баланса. В металлическом радиационном рекуператоре утечками воздуха в дымовые каналы пренебрегаем, а потери тепла принимаем равными 15 %. Теплоемкость дымовых газов на входе в рекуператор ($t_{\text{д}}^{\text{н}} = 1050^\circ\text{C}$)

$$\text{CO}_2 \dots 0,19 \cdot 2,24 = 0,426$$

$$\text{H}_2\text{O} \dots 0,01 \cdot 1,726 = 0,017$$

$$\text{N}_2 \dots 0,80 \cdot 1,399 = 1,119$$

$$c_{\text{д}}^{1050} = 1,562 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{K}).$$

Принимая температуру дымовых газов на выходе из рекуператора равной $t_{\text{д}}^{\text{к}} = 850^\circ\text{C}$, находим теплоемкость дымовых газов при этой температуре

$$\text{CO}_2 \dots 0,19 \cdot 2,1716 = 0,413$$

$$\text{H}_2\text{O} \dots 0,01 \cdot 1,672 = 0,017$$

$$\text{N}_2 \dots 0,80 \cdot 1,370 = 1,096$$

$$c_{\text{д}}^{850} = 1,526 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{K}).$$

Теперь по формуле (116) находим

$$0,85 \cdot 0,806 (1,562 \cdot 1050 - 1,526 t_d^k) = 0,695 (1,3583 \cdot 600 - 1,3320 \cdot 420) = 177600 \text{ Вт.}$$

Отсюда $t_d^k = 900^\circ \text{C}$.

Считая схему движения теплоносителей противоточной, определяем среднюю разность температур по формуле (117)

$$\bar{\Delta t} = \frac{(1050 - 600) - (900 - 420)}{\ln \frac{1050 - 600}{900 - 420}} = 455^\circ \text{C.}$$

В соответствии с табл. 28 принимаем $w_{в0} = 25 \text{ м/с}$, $w_{г0} = 4 \text{ м/с}$.

Зная расходы дыма и воздуха, можно найти поперечные размеры рекуператора. Площадь сечения для прохода дыма будет равна

$$f_d = V_d / w_{д0} = 0,805 / 4,0 = 0,201 \text{ м}^2,$$

а диаметр дымового капала

$$d_d = \sqrt{4 \cdot 0,201 / 3,14} = 0,5 \text{ м.}$$

Площадь сечения для прохода воздуха

$$f_n = V_n / w_{н0} = 0,695 / 25 = 0,0278 \text{ м}^2.$$

Учитывая, что толщина стенки рекуператора равна $\delta = 6 \text{ мм}$, найдем ширину щели для прохода воздуха по формуле

$$d_{в.нар} = \sqrt{\frac{4f_n}{\pi} + d_{в.внут}^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0278}{3,14} + (0,5 + 2 \cdot 0,006)^2} = 0,545 \text{ м}$$

или

$$\delta_v = 0,5 (d_{в.нар} - d_{в.внут}) = 0,5 (0,545 - 0,512) = 0,0165 \text{ м} = 16,5 \text{ мм.}$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией на воздушной стороне.

Определим режим течения воздушного потока. При средней температуре воздуха $\bar{t}_d = 0,5 (420 + 600) = 510^\circ \text{C}$, кинематический коэффициент вязкости согласно приложению IV равен $\nu_v = 81,0 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, $\lambda_v = 5,8 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$ и $\text{Pr}_v = 0,69$.

Действительная скорость (средняя) воздуха

$$w_v = 25 \frac{510 + 273}{273} = 71,7 \text{ м/с.}$$

Периметр воздушного кольца равен

$$\Pi = \pi (d_{\text{внут}} + d_{\text{нар}}) = 3,14 (0,512 + 0,545) = 3,32 \text{ м.}$$

Приведенный диаметр воздушного кольца

$$d_{\text{в.пр}} = \frac{4 \cdot 0,0278}{3,32} = 0,033 \text{ м.}$$

Критерий Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{\omega_{\text{в}} d_{\text{в.пр}}}{\nu_{\text{в}}} = \frac{71,7 \cdot 0,033}{81,0 \cdot 10^{-6}} = 29211.$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией на воздушной стороне найдем по формуле (36а), принимая температуру стенки равной $\bar{t}_{\text{ст}} = 0,5[0,5(1050 + 600) + 0,5(900 + 420)] = 742,5^\circ\text{C}$.

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{в}} &= 0,023 \frac{\lambda_{\text{в}}}{d_{\text{в.пр}}} \text{Re}_{\text{ж}}^{0,8} \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,4} \left(\frac{T_{\text{ст}}}{\bar{T}_{\text{ж}}} \right)^{-0,55} = \\ &= 0,023 \frac{5,8 \cdot 10^{-2}}{0,033} 29211^{0,8} 0,69^{0,4} \left(\frac{742,5 + 273}{510 + 273} \right)^{-0,55} = \\ &= 112,85 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}. \end{aligned}$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией на дымовой стороне равен

$$\alpha_{\text{д}} = \alpha_{\text{д}}^{\text{конв}} + \alpha_{\text{д}}^{\text{изл}}.$$

Находим коэффициент теплоотдачи конвекцией. При средней температуре дымовых газов $\bar{t}_{\text{д}} = 0,5(1050 + 900) = 975^\circ\text{C}$, $\nu_{\text{д}} = 190 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, $\lambda_{\text{д}} = 11,5 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ $\text{Pr} = 0,57$ (приложение III), а действительная скорость дымовых газов равна

$$\omega_{\text{д}} = 4,0 \frac{975 + 273}{273} = 18,3 \text{ м/с.}$$

Критерий Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{\omega_{\text{д}} d_{\text{д}}}{\nu_{\text{д}}} = \frac{18,3 \cdot 0,5}{190 \cdot 10^{-6}} = 48158.$$

По формуле (36) находим

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{конв}} &= 0,023 \frac{\lambda_{\text{д}}}{d_{\text{д}}} \text{Re}_{\text{ж}}^{0,8} \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,4} \left(1,27 - 0,27 \frac{T_{\text{ст}}}{\bar{T}_{\text{д}}} \right) = \\ &= 0,023 \frac{11,5 \cdot 10^{-2}}{0,5} 48158^{0,8} 0,57^{0,4} \left(1,27 - 0,27 \frac{742,5 + 273}{975 + 273} \right) = \\ &= 24,7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}. \end{aligned}$$

Находим коэффициент теплоотдачи излучением. Поскольку температура дымовых газов на входе и выходе из рекуператора различна, коэффициент теплоотдачи излучением для верха и низа рекуператора находим отдельно.

Низ рекуператора. Учитывая, что для трубы $S_{\text{эф}} = 0,9$ $d_{\text{л}} = 0,9 \cdot 0,5 = 0,45$ м [формула (57)] для заданного состава дымовых газов находим

$$\rho_{\text{CO}_2} S_{\text{эф}} = 98,1 \cdot 0,19 \cdot 0,45 = 8,4 \text{ кПа} \cdot \text{м}.$$

$$\rho_{\text{H}_2\text{O}} S_{\text{эф}} = 98,1 \cdot 0,01 \cdot 0,45 = 0,44 \text{ кПа} \cdot \text{м}.$$

По номограммам на рис. 13—15 находим

$$\epsilon_{\text{CO}_2} = 0,12; \quad \epsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,017; \quad \beta = 1,06 \text{ и}$$

$$\epsilon_{\text{г}} = 0,12 + 1,06 \cdot 0,017 = 0,138.$$

Принимая температуру стенки равной $t_{\text{ст}}^{\text{низ}} = 0,5(1050 + 600) = 825$ °С и степень черноты стенки $\epsilon_{\text{ст}} = 0,8$, найдем коэффициент теплоотдачи излучением по формуле (67) с учетом формулы (64а)

$$\alpha_{\text{изл}}^{\text{низ}} = \frac{C_0 \epsilon_{\text{ст.эф}} \left[\epsilon_{\text{г}} \left(\frac{T_{\text{г}}}{100} \right)^4 - A_{\text{г}}^{\text{ст}} \left(\frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 \right]}{t_{\text{г}} - t_{\text{ст}}}.$$

Учитывая, что $\epsilon_{\text{ст.эф}} = 0,5(1 + \epsilon_{\text{ст}}) = 0,5(1 + 0,8) = 0,9$ и поглощательная способность газов при температуре стенки, определяемая по формуле (65), $A_{\text{г}}^{\text{ст}} = 0,14$, получим

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{изл}}^{\text{низ}} &= \frac{5,7 \cdot 0,9 \left[0,138 \left(\frac{1050 + 273}{100} \right)^4 - 0,14 \left(\frac{825 + 273}{100} \right)^4 \right]}{1050 - 825} = \\ &= 50 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \end{aligned}$$

Верх рекуператора. Коэффициент теплоотдачи излучением в этом случае определяем аналогично предыдущему случаю, считая $t_{\text{ст}}^{\text{верх}} = 0,5(900 + 420) = 660$ °С

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{изл}}^{\text{верх}} &= \frac{5,7 \cdot 0,9 \left[0,155 \left(\frac{900 + 273}{100} \right)^4 - 0,161 \left(\frac{660 + 273}{100} \right)^4 \right]}{900 - 660} = \\ &= 36,65 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \end{aligned}$$

Средний коэффициент теплоотдачи излучением

$$\alpha_{\text{д}}^{\text{изл}} = 0,5(50,0 + 36,65) = 43,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коэффициент теплоотдачи на дымовой стороне

$$\alpha_{\text{д}} = 24,7 + 43,3 = 68,0 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Суммарный коэффициент теплопередачи рекуператора [формула (119a)]

$$K = \frac{\alpha_n \alpha_d}{\alpha_n + \alpha_d} = \frac{112,85 \cdot 68,0}{112,85 + 68,0} = 42,43 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Поверхность нагрева равна [формула (115)]

$$F = \frac{177600}{42,43 \cdot 455} = 9,2 \text{ м}^2.$$

Высота рекуператора

$$H = \frac{9,2}{3,14 \cdot 0,5} = 5,86 \text{ м}.$$

Определяем температуру стенки рекуператора, считая стенку тонкой по формуле (121б)

$$t_{\text{ст}}^{\text{низ}} = \frac{(24,7 + 50) \cdot 1050 + 112,85 \cdot 600}{(24,7 + 50) + 112,85} = 779,2^\circ \text{С}.$$

$$t_{\text{ст}}^{\text{верх}} = \frac{(24,7 + 36,65) \cdot 900 + 112,85 \cdot 420}{(24,7 + 36,65) + 112,85} = 589^\circ \text{С}.$$

Температура стенки рекуператора не превышает допустимое значение.

Пример 52. Выполнить расчет карбошамотного рекуператора, предназначенного для установки на нагревательном колодце. Температура воздуха на входе в рекуператор $t_a^{\text{в}} = 0^\circ \text{С}$, конечная температура подогрева воздуха $t_a^{\text{к}} = 850^\circ \text{С}$, температура дыма на входе в рекуператор $t_d^{\text{в}} = 1250^\circ \text{С}$. Количество нагреваемого воздуха $V_a = 1,46 \text{ м}^3/\text{с}$, количество дыма $V_d = 2,31 \text{ м}^3/\text{с}$. Состав дымовых газов: 12 % CO_2 , 10 % H_2O , 3 % O_2 и 75 % N_2 .

Рекуператор набирается из трубок, каждая из которых имеет полную высоту 398 мм, полезную высоту 356 мм, наружный диаметр 140 мм и внутренний диаметр 114 мм. Дымовые газы проходят внутри трубок, воздух — между трубками. Схема работы рекуператора — многократный перекрестный противоток.

Составим уравнение теплового баланса рекуператора, принимая тепловые потери равными 10 % и величину утечки воздуха в дымовые каналы равной 20 %. Учитывая утечку, в рекуператор следует подавать количество воздуха, равное $1,46/0,8 = 1,826 \text{ м}^3/\text{с}$. Следовательно, величина утечки воздуха равна $\Delta V_a = 1,825 - 1,46 = 0,365 \text{ м}^3/\text{с}$.

Принимая температуру дымовых газов на выходе из рекуператора равной 650°С и определяя теплоемкость дымо-

вых газов аналогично предыдущим примерам, составим уравнение теплового баланса [формула (116)]

$$0,9 \cdot 2,31 (1,529 \cdot 1250 - 1,454 t_{\text{д}}^{\text{к}}) = 1,46 \cdot 1,39 \cdot 850 + \\ + 0,365 \cdot 1,365 t_{\text{д}}^{\text{к}}.$$

Решая это уравнение относительно $t_{\text{д}}^{\text{к}}$, получим $t_{\text{д}}^{\text{к}} = 640^{\circ}\text{C}$.

Так как рекуператор данной конструкции работает по принципу многократного перекрестного противотока, поправкой на перекрестный ток пренебрегаем и определяем среднелогарифмическую разность температур по формуле (117)

$$\Delta \bar{t} = \frac{(1250 - 850) - (640 - 0)}{\ln \frac{1250 - 850}{640 - 0}} = 510^{\circ}\text{C}.$$

Для определения суммарного коэффициента теплопередачи K согласно табл. 28 принимаем среднюю скорость дымовых газов $w_{\text{до}} = 0,6$ м/с, среднюю скорость воздуха $w_{\text{во}} = 1,0$ м/с.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией на воздушной стороне $\alpha_{\text{в}}^{\text{он}}$ для шахматного пучка находим по номограмме на рис. 7. Для этого найдем с некоторым приближением среднюю по всей поверхности нагрева температуру стенки

$$t_{\text{ст}}^{\text{срх}} = (1250 + 850)/2 = 1050^{\circ}\text{C};$$

$$t_{\text{ст}}^{\text{низ}} = (640 + 0)/2 = 320^{\circ}\text{C};$$

$$\bar{t}_{\text{ст}} = (1050 + 320)/2 = 685^{\circ}\text{C}.$$

Средняя температура воздуха $\bar{t}_{\text{в}} = (850 + 0)/2 = 425^{\circ}\text{C}$. Средняя действительная скорость потока воздуха равна

$$w_{\text{в}} = 1,0 \frac{425 + 273}{273} = 2,56 \text{ м/с}.$$

Задаваясь для рекуператора значениями $S_1/d = 2,2$; $S_2/d = 1,2$ и числом рядов в пучке, равным 7, находим по формуле (426)

$$\alpha_{\text{в}}^{\text{конв}} = \alpha_0 k_z k_t k_S = 21,0 \cdot 0,92 \cdot 0,98 \cdot 1,27 = 24,0 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Учитывая шероховатость стенок труб рекуператора, получим

$$\alpha_{\text{в}}^{\text{конв}} = 24,0 \cdot 1,1 = 26,4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией на дымовой стороне $\alpha_d = \alpha_d^{\text{конв}} + \alpha_d^{\text{изл}}$.

Согласно графику на рис. 50 при скорости движения потока $w_{\text{до}} = 0,6$ м/с и диаметре трубы $d = 0,114$ м $\alpha_d^{\text{конв}} = 7,92 \cdot 1,1 = 8,7$ Вт/(м²·К).

Для определения $\alpha_d^{\text{изл}}$, учитывая, что для объема цилиндрической формы $S_{\text{эф}} = 0,9d = 0,9 \cdot 0,114 = 0,1$ м, находим для верха рекуператора

$$p_{\text{CO}_2} S_{\text{эф}} = 98,1 \cdot 0,12 \cdot 0,1 = 1,18 \text{ кПа} \cdot \text{м};$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} S_{\text{эф}} = 98,1 \cdot 0,1 \cdot 0,1 = 0,98 \text{ кПа} \cdot \text{м}$$

и по номограммам на рис. 13—15 для $t_d = 1250$ °С

$$\epsilon_{\text{CO}_2} = 0,044; \quad \epsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,013; \quad \beta = 1,09 \text{ и}$$

$$\epsilon_r = 0,044 + 1,09 \cdot 0,013 = 0,059;$$

по формуле (65), учитывая, что $t_{\text{ст}}^{\text{верх}} = 1050$ °С,

$$A_r^{\text{ст}} = 0,044 \left(\frac{1250 + 273}{1050 + 273} \right)^{0,65} + 1,09 \cdot 0,013 = 0,064.$$

Теперь по формуле (67) с учетом формулы (64а) находим

$$\alpha_{\text{д.верх}}^{\text{изл}} = \frac{5,7 \cdot 0,9 \left[0,059 \left(\frac{1523}{100} \right)^4 - 0,064 \left(\frac{1323}{100} \right)^4 \right]}{1523 - 1323} =$$

$$= 31,13 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Для низа рекуператора ($t_d = 640$ °С; $t_{\text{ст}}^{\text{низ}} = 320$ °С) аналогично находим:

$$\epsilon = 0,088; \quad A_r^{\text{ст}} = 0,092.$$

$$\alpha_{\text{д.низ}}^{\text{изл}} = \frac{5,7 \cdot 0,9 \left[0,088 \left(\frac{913}{100} \right)^4 - 0,092 \left(\frac{593}{100} \right)^4 \right]}{913 - 593} =$$

$$= 7,98 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Среднее значение коэффициента теплоотдачи излучением на дымовой стороне рекуператора

$$\alpha_{\text{д}}^{\text{изл}} = 0,5 (31,13 + 7,98) = 19,56 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплоотдачи на дымовой стороне

$$\alpha_d = 8,7 + 19,56 = 28,26 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Находим коэффициент теплопроводности стенки рекуператора. Теплопроводность карбошамота на 30 % выше теп-

теплопроводности шамота (приложение XI). Следовательно, при средней температуре стенки $\bar{t}_{ст} = 685^\circ\text{C}$ коэффициент теплопроводности карбошамота равен

$$\lambda_{киш} = 1,3 (0,88 + 0,23 \cdot 685 \cdot 10^{-3}) = 1,35 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

Учитывая, что $R_1 = 0,057 \text{ м}$; $R_2 = 0,07 \text{ м}$ и $R_{ср} = 0,0635 \text{ м}$, суммарный коэффициент теплопередачи рекуператора находим по формуле

$$\bar{K} = \frac{\bar{K}'}{2\pi R_{ср}},$$

где $\bar{K}'$ находим по формуле (119)

$$\begin{aligned} \bar{K} &= \frac{1}{\left(\frac{1}{28,26 \cdot 0,057} + \frac{1}{1,35} \ln \frac{0,07}{0,057} + \frac{1}{26,4 \cdot 0,07} \right) 0,0635} = \\ &= 12,0 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}. \end{aligned}$$

Поверхность нагрева рекуператора равна [формула (115)]

$$F = \frac{2042686}{510 \cdot 12,0} = 333,8 \text{ м}^2.$$

Удельная поверхность нагрева карбошамотного рекуператора составляет $8,5 \text{ м}^2/\text{м}^3$ (табл. 33).

Объем рекуператора без учета мест соединения труб равен $333,8/8,5 = 39,27 \text{ м}^3$.

Так как в нагревательных колодцах с отоплением из центра подины обычно ставят два рекуператора, то полезный объем одного рекуператора составляет $39,27/2 = 19,635 \text{ м}^3$.

Начальное количество дымовых газов ($2,31 \text{ м}^3/\text{с}$) вследствие утечки воздуха увеличивается до $2,68 \text{ м}^3/\text{с}$. Следовательно, среднее количество дыма равно $2,5 \text{ м}^3/\text{с}$.

Определим (на один рекуператор) общую площадь отверстий для прохождения дымовых газов

$$I_d = 2,5/(2 \cdot 0,6) = 2,08 \text{ м}^2.$$

Так как площадь отверстий для прохода дыма в карбошамотном рекуператоре составляет $23,1\%$ от общей площади зеркала рекуператора (табл. 32), то площадь поперечного сечения рекуператора должна быть

$$2,08/0,231 = 9,0 \text{ м}^2.$$

Расход воздуха: начальный $1,82 \text{ м}^3/\text{с}$, конечный $1,46 \text{ м}^3/\text{с}$, средний $1,64 \text{ м}^3/\text{с}$. Поскольку скорость движения воздуха принята равной $1,0 \text{ м/с}$, то необходимая площадь се-

чения для прохода воздуха должна составлять $f_v = 1,64 / 1,0 = 1,64 \text{ м}^2$.

Полезная высота одного хода равна $0,356 \text{ м}$, наружный диаметр труб $d = 0,14 \text{ м}$. Так как было принято, что $S_1/d = 2,2$, то расстояние между двумя соседними трубками составит $S_1 - d = 2,2d - d = 2,2 \times 0,14 - 0,14 = 0,168 \text{ м}$. Тогда площадь сечения для прохода воздуха между двумя соседними трубками будет равна $0,356 \cdot 0,168 = 0,00598 \text{ м}^2$. Принимая, что воздух в каждом направлении идет по двум ходам (рис. 52), определим число труб по ширине рекуператора

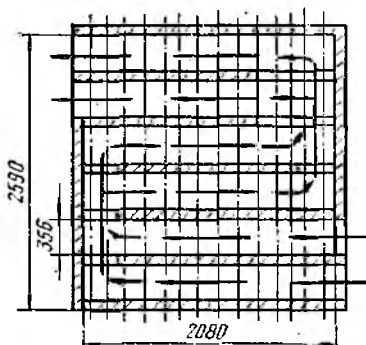


Рис. 52. Схема карбоплазменного трубчатого рекуператора

$$n = \frac{1,64}{2 \cdot 0,00598} + 1 = 14,7 = 15 \text{ шт.}$$

Общая ширина, учитывая расстояние от крайних труб до стенки рекуператора, равное $0,117 \text{ м}$, составит

$$B = (n - 1) 0,308 + 2 \cdot 0,117 = (15 - 1) 0,308 + 2 \cdot 0,117 = 4,55 \text{ мм.}$$

Ориентировочно длина рекуператора равна $9,0 / 4,55 = 1,98 \text{ м}$.

Учитывая, что $S_2/d = 1,2$, определим расстояние между соседними рядами труб по ходу воздуха, $S_2 = 1,2 \cdot 0,14 = 0,168 \text{ м}$. Тогда число рядов по ходу воздуха

$$m = \frac{1,98 - 2 \cdot 0,117}{0,168} + 1 = 11,39 \approx 12.$$

Фактическая длина рекуператора

$$L = (12 - 1) 0,168 + 2 \cdot 0,117 = 2,08 \text{ м,}$$

а площадь поперечного сечения $4,55 \cdot 2,08 = 9,464 \text{ м}^2$.

Полезная высота рекуператора равна $H = 19,635 / 9,464 = 2,07 \text{ м}$, а число воздушных ходов по высоте рекуператора $2,07 / 0,356 = 5,8 \approx 6$. Высота кирпичей нижнего и верхнего перекрытия, а также промежуточных перегородок составляет $0,065 \text{ м}$ и, таким образом, полная высота рекуператора $H = 0,356 \cdot 6 + 0,065 \cdot 7 = 2,59 \text{ м}$.

Потери давления на пути движения воздуха складываются из потерь давления при омывании шахматного пучка и потерь давления на поворотах из одного хода в другой. Сопротивлением трения пренебрегаем.

Скорость воздуха, равная в среднем 1 м/с за счет утечки воздуха в дымовые каналы меняется от 1,1 м/с на входе до 0,9 м/с на выходе. Считая распределение температур и скоростей по высоте рекуператора линейным, находим, что падение температуры в одном ходе составит $(850-0)/3 = 283,33^\circ\text{C}$, а падение скорости $(1,1-0,9)/3 = 0,067$ м/с.

Теперь легко рассчитать значения скоростей и температур в каждом ходе воздушного тракта:

Перегородка между ходами	Температура воздуха, $^\circ\text{C}$	Скорость воздуха, м/с	Число рядов открытых отверстий	Коэффициент сопротивления поворота (№16, приложение V)
I—II	283,33	1,033	4	15
II—III	283,33	1,033	6	9
III—IV:				
в начале	283,33	1,033	5	11
в конце	566,66	0,966	5	11
IV—V	566,66	0,966	7	7
V—VI	566,66	0,966	7	7

Потери давления в отдельных поворотах [формула (8)]

$$\Delta p_{I-II} = 15 \frac{1,29 \cdot 1,033^2}{2} \frac{283,33 + 273}{273} = 21,04 \text{ Па};$$

$$\Delta p_{II-III} = 9 \frac{1,29 \cdot 1,033^2}{2} \frac{283,33 + 273}{273} = 12,62 \text{ Па};$$

$$\Delta p_{III-IV}^{\text{нач.}} = 11 \frac{1,29 \cdot 1,033^2}{2} \frac{283,33 + 273}{273} = 15,42 \text{ Па};$$

$$\Delta p_{III-IV}^{\text{в кон.}} = 11 \frac{1,29 \cdot 0,966^2}{2} \frac{566,66 + 273}{273} = 20,36 \text{ Па};$$

$$\Delta p_{IV-V} = 7 \frac{1,29 \cdot 0,966^2}{2} \frac{566,66 + 273}{273} = 12,96 \text{ Па};$$

$$\Delta p_{V-VI} = 7 \frac{1,29 \cdot 0,966^2}{2} \frac{566,66 + 273}{273} = 12,96 \text{ Па}.$$

Общие потери давления на поворотах

$$\Delta p_{\text{пов}} = 21,4 + 12,62 + 15,42 + 20,36 + 12,96 + 12,96 = 95,36 \text{ Па}.$$

Потери давления при прохождении шахматного пучка труб находим по формуле, приведенной в № 15 приложения V

$$\Delta p_{\text{ш}} = C_S C_d \Delta p_{\text{гр}} (m_1 + 1),$$

где m_1 — общее число рядов труб во всех ходах, через которые проходит воздух.

По длине каждого хода при шахматном расположении имеется $(n - 1) = 15 - 1 = 14$ рядов труб. На каждый ряд открытых отверстий приходится один ряд труб. Поэтому в первом ходе $14 - 4 = 10$ рядов труб, не занятых поворотом; во втором $14 - 6 = 8$; в третьем $14 - 6 - 5 = 3$; в четвертом $14 - 6 - 7 = 1$; в пятом и шестом $14 - 7 = 7$. Общее число труб, не занятых поворотами $10 + 8 + 3 + 1 + 7 + 7 = 36$. В номограммах, приведенных в № 16 приложения V находим, что при средней скорости движения $w_n = 1,0$ ($425 + 273$)/273 = 2,56 м/с и $\bar{t}_n = 0,5$ ($850 + 0$) = 425°C $\Delta p_{\text{гр}} = 0,8$ Па. При $d = 0,14$ м $S_d = 0,6$ и при $S_1/d = 2,2$ и $S_2/d = 1,2$ $C_S = 0,75$. Тогда

$$\Delta p_{\text{ш}} = 0,75 \cdot 0,6 \cdot 0,8 (36 + 1) = 13,32 \text{ Па.}$$

Геометрическое давление, способствующее в данном случае движению воздуха [формула (2)]

$$\Delta p_{\text{геом}} = 2,59 \cdot 9,8 \left(1,29 \frac{273}{273} - 1,29 \frac{273}{425 + 273} \right) = 22,82 \text{ Па.}$$

Полные потери давления по воздушному пути составляют

$$\Sigma p_n = 93,36 + 13,32 - 22,82 = 83,86 \text{ Па.}$$

Потери давления на пути движения дыма складываются из потерь на входе и выходе из труб рекуператора, потерь на трение и на преодоление геометрического давления.

Потери на входе в рекуператор (по № 20 приложения V $V_{\xi} = 3,0$) находим по формуле (8)

$$\Delta p_{\text{вх}} = 3 \frac{1,29 \cdot 0,6^2}{2} \left(\frac{1250 + 273}{273} \right) = 3,82 \text{ Па.}$$

Потери на трение [формула (6)]

$$\Delta p_{\text{тр}} = 0,05 \frac{1,29 \cdot 0,6^2}{2} \left(\frac{945 + 273}{273} \right) \frac{2,59}{0,114} = 1,18 \text{ Па.}$$

Потери давления на преодоление геометрического давления

$$\Delta p_{\text{геом}} = 2,59 \cdot 9,8 \left(1,29 - 1,29 \frac{273}{945 + 273} \right) = 25,35 \text{ Па.}$$

Потери давления при выходе из системы каналов рассчитываем по формуле (8), принимая коэффициент сопротивления $\xi = 1,0$ (№ 21 приложения V)

$$\Delta p_{\text{вых}} = 1,0 \frac{1,29 \cdot 0,6^2}{2} \frac{640 + 273}{273} = 0,28 \text{ Па.}$$

Полные потери давления на пути движения дыма составят

$$\Sigma \Delta p_d = 3,28 + 1,18 + 25,35 + 0,28 = 30,09 \text{ Па.}$$

Пример 53. Расчет шамотного блочного рекуператора приведен в примерном расчете методической печи (см. гл. VII, § 3).

§ 2. РАСЧЕТ РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Основные формулы для расчета регенеративных теплообменников приведены в табл. 33 (рис. 53—59)

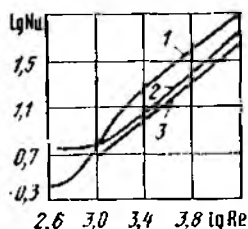


Рис. 53. Зависимость $Nu=f(Re)$ для пазов:

1 — из блочного кирпича с вертикальными выступами и горизонтальными проходами; 2 — из блочного кирпича с щелевыми пазлами и горизонтальными проходами; 3 — Каувера

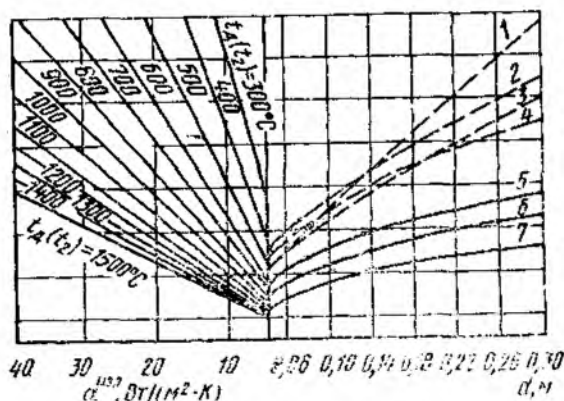


Рис. 54. Коэффициент теплоотдачи в расчетном и в фактическом Каувера:

для продуктов сгорания: коксового газа (1); природного газа (2); мазута (3); доменного газа (4); для газов, поступающих в: смесительную камеру (5); коксового (6);

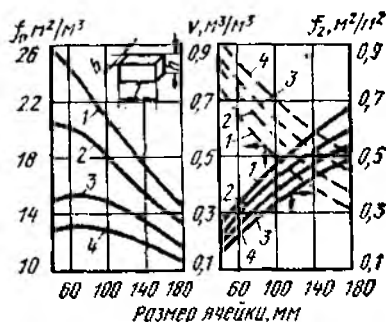


Рис. 55. Удельная поверхность нагрева f_1 , удельный объем v и живое сечение f_2 насадка Каупера.

1 — $b=40$ мм; 2 — $b=50$ мм; 3 — $b=65$ мм; 4 — $b=75$ мм

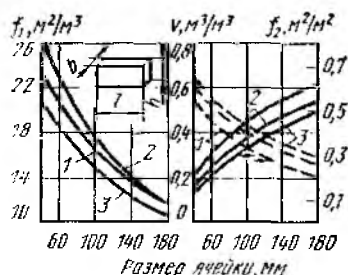


Рис. 56. Удельная поверхность нагрева f_1 , удельный объем v и живое сечение f_2 насадка Сименса.

1 — $b=50$ мм; $h=115$ мм; 2 — $b=65$ мм; $h=115$ мм; 3 — $b=75$ мм; $h=150$ мм

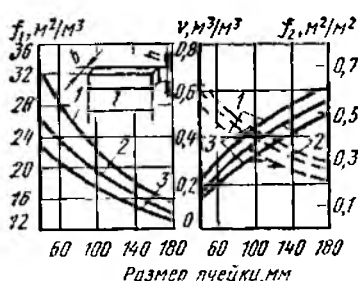


Рис. 57. Удельная поверхность нагрева f_1 , удельный объем v и живое сечение f_2 насадка из брусков и кирпича.

1 — $b=h=50$ мм; 2 — $b=h=65$ мм; 3 — $b=h=75$ мм

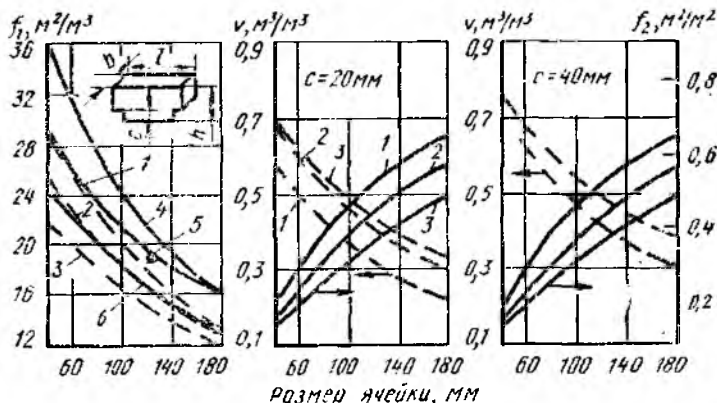


Рис. 58. Удельная поверхность нагрева f_1 , удельный объем v и живое сечение f_2 насадка Петерсона.

1 — $b=50$ мм; $h=115$ мм; $c=20$ мм; 2 — $b=65$ мм; $h=115$ мм; $c=20$ мм; 3 — $b=75$ мм; $h=150$ мм; $c=20$ мм; 4 — $b=50$ мм; $h=115$ мм; $c=40$ мм; 5 — $b=65$ мм; $h=115$ мм; $c=40$ мм; 6 — $b=75$ мм; $h=140$ мм; $c=40$ мм

Таблица 33. Основные формулы и соотношения для расчетов регенеративных теплообменников

Параметр и формула	Единица измерения	Примечания
Поверхность теплообмена $F = \frac{Q_B}{\chi \Delta t} \quad (122)$	м ²	
Тепло, затрачиваемое на нагрев воздуха за один цикл $Q_B = V_B (t_B^K - t_B^H) \tau_B \quad (123)$	кДж	t_B^K, t_B^H — энтальпии воздуха при t_B^K и t_B^H приведены в приложении II
Среднеарифметическая разность температур $\frac{\Delta t}{\Delta t} = \frac{\Delta t_H - \Delta t_K}{\ln \frac{\Delta t_H}{\Delta t_K}} \quad (124)$	К	$\Delta t_H = t_D^H - t_B^K; \Delta t_K = t_D^K - t_B^H$
Суммарный коэффициент теплопередачи за цикл $\chi = \frac{1}{\frac{10^3}{\alpha_D \tau_D} + \psi \frac{10^3 S_2}{\lambda} \left(\frac{1}{\tau_2} + \frac{1}{\tau_B} \right) + \frac{1}{S_2 \alpha_B^2} + \frac{10^3}{\alpha_B \tau_B}} \quad (124)$	кДж/(м ² ·К)	Коэффициент ψ , учитывающий различие в температурах кирпича в дымовой и воздушной периоды: для регенераторов мареновских печей $\psi = 10$; для доменных воздухоподогревателей $\psi = 5$

Параметр и формула	Единиц, в измерениях	Примечания
Коэффициент теплоотдачи от дыма к насадке $\alpha_d = \alpha_{\text{днов}} + \alpha_{\text{дизл}}$ (120) Коэффициент теплоотдачи от насадки к воздуху $\alpha_v = \alpha_{\text{ковз}}$ (120а)	Вт/(м²·К) Вт/(м²·К)	$\alpha_{\text{днов}}$ определяется по формуле (45) или по графику на рис. 53; $\alpha_{\text{дизл}}$ определяется для насадок Кауэра по рис. 54. Для насадок другого типа полученное значение умножается на $k = \frac{df_1}{df_1} (1 - \varphi)$, (125), где d — размер ячейки, м
Коэффициент аккумуляции тепла $\psi = i / (\eta_K)$ (126) $\eta_K = \frac{1}{1 + \frac{4}{3} \left(\frac{1}{F_0} \right)}$ $Fo = (a \tau_c) / S_z^2; \tau_c = \tau_d + \tau_v$	с	При $\eta_K \geq 1/3$, $\psi = 1/4$ для брусковой насадки $\psi = 1/4$ для остальных типов насадок. При $\eta_K < 1/3$ целесообразно уменьшить толщину кирпича
Эффективная полутолщина кирпича $S_a = \frac{v}{f_1}$ (127)	м	Удельная поверхность нагрева f_1 и удельный объем v определяются по графикам на рис. 55—58

Параметр и формула	Единица измерения	Примечания
Продолжительность периодов доменного воздушного нагревателя: $\tau_p = \frac{\tau_d + \tau_n}{n - 1} \quad (128)$	с	Время перекидки τ_b для регенераторов всех типов 6 — 9 мин. Ориентировочно длительность дымового периода: для нагревательных колодцев 6 — 15 мин; для мартеновских печей 5 — 15 мин. Правочный коэффициент $k = a/(a + S)$ — для насадок — Каупера (a — размер ячейки, мм; S — полутолщина кирпича, мм). Для остальных насадок $k = 1$.
$\tau_d = \sqrt{\frac{2,5c\rho FS_p \tau_n}{W_d h}} - \tau_n \quad (129)$	с	
Теплоемкость потока: продуктов сгорания $W_d = V_d \frac{t_n - t_d^k}{t_d^k - t_d^k}; \quad (130)$	кВт/К	t_b^k, t_n^k — энтальпия воздуха при t_b^k и t_n^k, соответственно (определяем по приложению II). t_d^k, t_n^k — энтальпия продуктов сгорания при t_d^k и t_n^k, определяем по формуле (99а). Величины W_d и W_b называют также водяным эквивалентом или водяным числом.
Воздуха $W_b = V_b \frac{t_b^k - t_n^k}{t_b^k - t_n^k} \quad (130a)$	кВт/К	

Параметр и формула	Единица измерения	Примечания
Изменение температуры воздуха на выходе из насадки за время воздушного периода		T_B — условная постоянная времени воздушного периода, определяемая по формуле (132).
$\Delta t_B^K = \tau_B \frac{t_B^K - t_B^H}{T_B - \tau_B/2}, \quad (131)$	°C	Коэффициент η_B определяем по графику на рис. 59.
$T_B = \frac{1}{\frac{0,82 W_B h m_B}{c \rho F S_0} + \frac{324}{\tau_B}}, \quad (132)$	с	A — см. примечание к формуле (129)
Объем насадки	м³	—
$V = F/f_1 \quad (133)$		
Площадь поперечного сечения насадки в свету $\omega = V_{до}/\omega_{до} \quad (134)$	м²	Рекомендуемые скорости дыма: доменные воздухоподогреватели 1,5—2,0; регенераторы печей без котлов-утилизаторов 0,7—0,8; регенераторы печей с котлами-утилизаторами 1,0—1,5 м/с
Общая площадь поперечного сечения насадки $\Omega = \omega/f_2 \quad (135)$	м²	Удельное живое сечение f_2 , м²/м², находим по графику на рис. 55—58
Коэффициент стройности насадки $K_{стр} = H/\sqrt{\Omega} \quad (136)$		Обычно $K_{стр} \geq 1,1 \div 1,5$

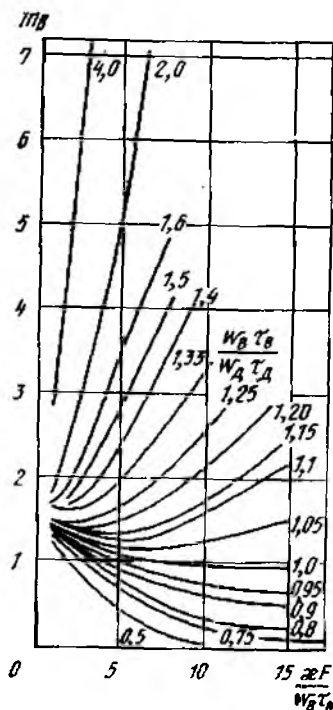


Рис. 59. Поправочный коэффициент m_B

§ 3. ПРИМЕР РАСЧЕТА ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ ДОМЕННОЙ ПЕЧИ

Доменная печь объемом 3200 м³ оборудована 4 воздухонагревателями, работающими последовательно.

Расход воздуха на печь $V_B = 100$ м³/с (360000 м³/ч). Температура нагрева воздуха $t_B = 1250$ °С. Насадка воздухонагревателя выполнена из блочного кирпича с вертикальными выступами и горизонтальными проходами. Материал насадки — динас (верх) и шамот (низ). Нагрев воздухонагревателя производится смешанным коксодоменным газом с теплотой сгорания $Q_H^p = 6,7$ МДж/м³.

Определить геометрические размеры воздухонагревателя.

Из примера 34 заимствуем результаты расчета горения коксодоменного газа с теплотой сгорания $Q_H^p = 6,7$ МДж/м³

и коэффициентом расхода воздуха $\mu = 1,1$.

$L_B = 1,6$ м³/м³ газа; $L_H = 2,414$ м³/м³ газа; состав продуктов сгорания: 15,95 % CO₂, 11,72 % H₂O, 1,24 % O₂ и 71,09 % N₂.

Принимая, что воздух, поступающий в воздухонагреватель после воздуходувки, имеет температуру $t_B^H = 200$ °С, находим температуру продуктов сгорания.

По формуле (99) находим энтальпию продуктов сгорания

$$i_0 = \frac{6700 + 261,94 \cdot 1,6}{2,414} = 2949 \text{ кДж/м}^3,$$

где $i_B = 261,94$ кДж/м³ — энтальпия воздуха при $t_B^H = 200$ °С заимствована из приложения II.

По формуле (99а) находим энтальпию продуктов сгорания при принятой температуре $t_d' = 1700$ °С с использованием приложения II.

$$i_{1700} = 4087,1 \cdot 0,1595 + 3203,05 \cdot 0,1172 + \\ + 2632,09 \cdot 0,0124 + 2486,28 \cdot 0,7109 = 2832,0 \text{ кДж/м}^3.$$

Поскольку $i_{1700} < i_0$, принимаем $t_d^* = 1800^\circ\text{C}$ и определим энтальпию продуктов сгорания при этой температуре

$$i_{1800} = 4360,67 \cdot 0,1595 + 3429,9 \cdot 0,1172 + 2800,48 \cdot 0,0124 + \\ + 2646,76 \cdot 0,7109 = 3018,4 \text{ кДж/м}^3.$$

По формуле (98) находим истинную калориметрическую температуру продуктов сгорания

$$t_K = 1700 + \frac{2949 - 2832,0}{3018,4 - 2832,0} 100 = 1757,9^\circ\text{C}.$$

Так как согласно табл. 15 для топочных камер $\eta_{\text{шпр}} = 0,95$, действительная температура продуктов сгорания равна

$$t_d = \eta_{\text{шпр}} t_K = 0,95 \cdot 1757,9 = 1670^\circ\text{C}.$$

Принимая снижение температуры продуктов сгорания до поступления в насадку равным 3 % от t_d , найдем температуру дымовых газов на входе в насадку сверху $t_d^* = 0,97 \cdot 1670 = 1590^\circ\text{C}$.

Среднюю за период температуру дыма на выходе из насадки примем равной $t_d^* = 250^\circ\text{C}$. При начальной и конечной температурах энтальпия продуктов сгорания равны (формула 99а)

$$i_d^* = 3813,5 \cdot 0,1595 + 2976,4 \cdot 0,1172 + 2458,8 \cdot 0,0124 + \\ + 2325,6 \cdot 0,7109 = 2610,0 \text{ кДж/м}^3;$$

$$i_d^* = 462,7 \cdot 0,1595 + 383,4 \cdot 0,1172 + 337,4 \cdot 0,0124 + \\ + 336,5 \cdot 0,7109 = 362,0 \text{ кДж/м}^3.$$

Согласно приложению II энтальпия воздуха на входе в насадку при $t_b^* = 200^\circ\text{C}$ равна $i_b^* = 262 \text{ кДж/м}^3$.

Зададим для предварительных расчетов величину падения температуры воздуха в течение воздушного периода $\Delta t_b^* = 100^\circ\text{C}$. Тогда средняя температура дутья на выходе из насадки в течение периода будет равна $t_b^* = 0,5 [1250 + (1250 + 100)] = 1300^\circ\text{C}$, при которой энтальпия воздуха будет равна (приложение II) $i_b^* = 2037,0 \text{ кДж/м}^3$.

Расход продуктов сгорания V_d находим из уравнения теплового баланса насадки

$$0,95 V_d (i_d^* - i_d^*) \tau_d = V_b (i_b^* - i_b^*) \tau_b,$$

где 0,95 — коэффициент, учитывающий потери тепла в насадке.

Предварительно необходимо задаться временем между перекидками в дымовом периоде $\tau_d = 7200$ с (2,0 ч) и длительностью времени на перекидку $\tau_n = 360$ с (0,1 ч) (см. табл. 33).

По формуле (128) находим длительность воздушного периода

$$\tau_a = \frac{\tau_d + \tau_n}{n - 1} = \frac{7200 + 360}{4 - 1} = 2520 \text{ с (0,7 ч)}.$$

Общая продолжительность цикла равна

$$\tau_{\Sigma} = 7200 + 360 + 2520 = 10080 \text{ с (2,8 ч)}.$$

Теперь определяем

$$V_d = \frac{100 (2037 - 262) 2520}{0,95 (2610 - 362) 7200} = 29,09 \text{ м}^3/\text{с (104725 м}^3/\text{ч)}$$

и расход смешанного коксодоменного газа на воздушнонагреватель

$$V_{см} = V_d / L_d = 29,09 / 2,414 = 12,05 \text{ м}^3/\text{с (43382 м}^3/\text{ч)}.$$

Расход воздуха на горение смешанного газа

$$V_b^{гор} = V_{см} L_b = 12,05 \cdot 1,6 = 19,28 \text{ м}^3/\text{с (69411 м}^3/\text{ч)}.$$

Предварительное определение поверхности нагрева насадки

Тепло, затраченное на нагрев воздуха

$$Q_b = V_b (i_b^* - i_b^*) \tau_b = 100 (2037 - 262) 2520 = 447,3 \cdot 10^6 \text{ кДж/цикл}.$$

Среднелогарифмическая разность температур [формула (117)]

$$\Delta t = \frac{(1590 - 1300) - (250 - 200)}{\ln \frac{1590 - 1300}{250 - 200}} = 136,5^\circ \text{C}.$$

Примем скорость дыма равной $w_{до} = 2,0$ м/с. Скорость воздуха при нормальных условиях будет равна

$$w_{в0} = w_{до} V_b / V_d = 2,0 \cdot 100 / 29,09 = 6,9 \text{ м/с}.$$

Средние за период температуры дыма и воздуха

$$\bar{t}_d = (1590 + 250)/2 = 920^\circ\text{C}; \quad \bar{t}_в = (1300 + 200)/2 = 750^\circ\text{C}.$$

Средние температуры верха и низа насадки в дымовом и воздушном периоде и за весь цикл

$$t_d^{\text{верх}} = (1590 + 920)/2 = 1255^\circ\text{C}; \quad t_d^{\text{низ}} = (920 + 250)/2 = 585^\circ\text{C};$$

$$t_v^{\text{верх}} = (1300 + 750)/2 = 1025^\circ\text{C}; \quad t_v^{\text{низ}} = (750 + 200)/2 = 475^\circ\text{C};$$

$$t^{\text{верх}} = (1255 + 1025)/2 = 1140^\circ\text{C}; \quad t^{\text{низ}} = (585 + 475)/2 = 530^\circ\text{C}.$$

По формулам (120) и (120а) находим коэффициенты теплоотдачи для верха и низа насадки.

Для определения коэффициента конвективной теплоотдачи воспользуемся графиком на рис. 53 (для насадки из блочного кирпича с вертикальными выступами и горизонтальными проходами — кривая I).

Принимая, что воздуходувка подает воздух под давлением $p = 354,5$ кПа, найдем действительную скорость воздуха по формуле

$$w_v = w_{v0} \frac{T_v}{T_0} \frac{p_0}{p} \text{ м/с},$$

где $p_0 = 101,3$ кПа и $T_0 = 273$ К.

Действительная скорость дыма $w_d = w_{d0} T_d / T_0$, м/с.

Займствуя значения коэффициентов теплопроводности λ_v и кинематических коэффициентов вязкости ν_v воздуха из приложения IV, необходимо учесть, что вязкость газов обратно пропорциональна давлению. Поэтому заимствованные из приложения IV значения вязкости необходимо разделить на $354,5/101,3 = 3,5$.

Коэффициент теплоотдачи излучением находим по графику на рис. 54 с учетом поправочного коэффициента, определяемого по формуле (125). Результаты расчетов представлены в табл. 34.

Теплофизические параметры кирпича насадки определяем по формулам, заимствованным из приложения XI.

	Дивас	Шамот
c_p , кДж/(кг·К)	$0,87 + 0,193t$	$0,865 + 0,21t$
λ , Вт/(м·К)	$1,58 + 0,00038t$	$1,04 + 0,00015t$

Для выбранного типа насадки (см. рис. 57)

$$f_1 = 38,1 \text{ м}^2/\text{м}^3; \quad f_2 = 0,2925 \text{ м}^2/\text{м}^3 \text{ и } v = 0,7 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Таблица 34. Коэффициенты теплоотдачи для верха и низа насадки

Параметр	Расчетная формула, источник	Верх		Низ	
		дым	воздух	дым	воздух
Средние за период температуры дыма и воздуха, °С	См. текст	1255	1025	585	475
Коэффициент теплопроводности $\lambda \times 10^2$, Вт/(м·К)	Приложения III и IV	13,48	8,42	7,44	5,75
Кинематический коэффициент вязкости $\nu \cdot 10^6$, м²/с	»	245,0	56,8	93,6	22,3
Определяющий диаметр канала, d, м	Табл. 8	0,031	0,031	0,031	0,031
Действительная скорость дыма и воздуха, м/с	См. текст	11,35	10,05	6,45	5,7
Критерий Рейнольдса	$Re = wd/\nu$	1440	5490	2130	7910
Критерий Нуссельта	Рис. 53	9,55	39,9	15,8	52,5
Коэффициент теплоотдачи конвекцией $\alpha_{\text{конв}}$, Вт/(м²·К)	$Nu \frac{\lambda}{d}$	41,4	109,0	37,8	97,5
Коэффициент теплоотдачи излучением $\alpha_{\text{изл}}$, Вт/(м²·К)	Рис. 54	18,0	—	5,0	—
Суммарный коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К)	$\alpha_{\text{конв}} + \alpha_{\text{изл}}$	59,4	109,0	42,8	97,5

Эквивалентную полутолщину кирпича находим по формуле (127)

$$S_a = \nu/f_1 = 0,7/38,1 = 0,0184 \text{ м.}$$

Найденные значения теплофизических параметров сводим в табл. 35.

Поскольку полученные значения коэффициента аккумуляции тепла $\eta_k > 1/3$ вся масса кирпича принимает участие в процессе аккумуляции тепла. В этом случае нет необходимости уменьшать его толщину и можно принять $\xi = 5,1$ для низа насадки $\xi = 2,3$ для верха.

Т а б л и ц а 35. Теплофизические параметры материала насадки

Параметр	Расчетная формула	Верх (дипас)	Низ (шамот)
Средняя температура насадки, °С	См. текст	1140	530
Объемная плотность ρ , кг/м ³		2000	2025
Коэффициент теплопроводности, λ Вт/(м·К)	»	1,935	1,123
Теплоемкость, c_p , кДж/(кг·К)	»	1,329	1,093
Коэффициент температуропроводности, a , м ² /с	$\frac{\lambda}{c_p \rho}$	$7,279 \cdot 10^{-4}$	$5,07 \cdot 10^{-4}$
Критерий Фурье Fo_{Σ}	$\alpha \tau_{\Sigma} / S_g^2$	22,0	14,7
Коэффициент аккумуляции η_k	Формула (126)	0,942	0,911

Теперь можно найти значения суммарных коэффициентов теплоотдачи от дыма к воздуху по формуле (124):
для верха насадки

$$\alpha_{\text{верх}} = \frac{1}{\frac{1000}{59,4 \cdot 7200} + \frac{1}{3} \frac{0,0184 \cdot 1000}{1,935} \left(\frac{1}{7200} + \frac{1}{2520} \right) + \frac{1}{\frac{1}{0,0184 \cdot 2000 \cdot 1,329 \cdot 2,3} + \frac{1000}{109 \cdot 2520}}} = 60,04 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

для низа насадки

$$\alpha_{\text{низ}} = \frac{1}{\frac{1000}{42,8 \cdot 7200} + \frac{1}{3} \frac{0,0184 \cdot 1000}{1,123} \left(\frac{1}{7200} + \frac{1}{2520} \right) + \frac{1}{\frac{1}{0,0184 \cdot 2025 \cdot 1,093 \cdot 5,1} + \frac{1000}{97,5 \cdot 2520}}} = 66,5 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Средний для всей насадки

$$\alpha = 0,5 (\alpha^{\text{низ}} + \alpha^{\text{верх}}) = 0,5 (66,5 + 60,04) = 63,27 \text{ кДж/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Поверхность нагрева находим по формуле (122)

$$F = \frac{447,3 \cdot 10^6}{63,27 \cdot 136,5} = 51793 \text{ м}^2.$$

Объем насадки [формула (133)]

$$V = 51793/38,1 = 1359 \text{ м}^3.$$

Площадь поперечного сечения в свету [формула (134)]

$$\omega = \frac{104725}{3600 \cdot 2,0} = 14,55 \text{ м}^2.$$

Общая площадь поперечного сечения насадки [формула (135)]

$$\Omega = 14,55/0,2975 = 48,9 \text{ м}^2.$$

Высота насадки $H = V/\Omega = 1359/48,9 = 27,8 \text{ м}$.

Уточняем изменение температуры воздуха за время воздушного цикла. При $V_v = 100 \text{ м}^3/\text{с}$ водяной эквивалент (теплоемкость) потока воздуха равна

$$W_v = V_v \frac{i_v^k - i_v^n}{i_d^k - i_d^n} = 100 \frac{2037 - 262}{1300 - 200} = 161,4 \text{ кВт/К},$$

Теплоемкость насадки

$$c_n = c_p F S_n = \frac{1,323 + 1,093}{2} \frac{2000 + 2025}{2} 59200 \cdot 0,0184 = 2,65 \cdot 10^6 \text{ кДж/К}.$$

При $V_d = 104725 \text{ м}^3/\text{ч}$ ($29,1 \text{ м}^3/\text{с}$) теплоемкость (водяной эквивалент) потока продуктов сгорания

$$W_d = V_d \frac{i_d^H - i_d^K}{i_d^H - i_d^K} = 29,1 \frac{2610 - 362}{1590 - 250} = 48,8 \text{ кВт/К};$$

$$\frac{W_v \tau_v}{W_d \tau_d} = \frac{161,4 \cdot 0,7}{48,8 \cdot 2,0} = 1,16; \quad \frac{\alpha F}{W_v \tau_v} = \frac{62,27 \cdot 51793}{161,4 \cdot 0,7 \cdot 3600} = 8,06.$$

По графику на рис. 59 находим значение коэффициента $m_a = 1,6$ и по формуле (132) рассчитываем значение условной постоянной времени воздушного периода

$$T_p = \frac{1}{\frac{0,82 \cdot 161,4 \cdot 1,0 \cdot 1,6}{2,65 \cdot 10^8} + \frac{324}{2520}} = 8640 \text{ с (2,4 ч)}.$$

По формуле (131) находим изменение температуры дуга за время воздушного цикла

$$\Delta t''_b = 0,7 \frac{1300 - 200}{2,4 - \frac{0,7}{2}} = 375 \text{ К}.$$

Поскольку полученное значение $\Delta t''$ значительно отличается от принятого при расчете ($\Delta t''_b = 100 \text{ К}$), необходимо повторить расчет, принимая среднюю из этих значений величину снижения температуры

$$\Delta t''_b = 0,5 (100 + 375) = 237,5 \text{ К}.$$

После проведения повторного расчета по формуле (136) необходимо найти коэффициент стройности насадки $K_{стр} = H/\sqrt{\Omega}$, определить суммарную площадь горизонтального сечения воздухонагревателя, задаваясь скоростью дыма в шахте горения $w_{до} = 2,5 \text{ м/с}$ и по формуле (129) определить оптимальное время между перекидками клапанов.

§ 4. РАСЧЕТ КОТЛОВ-УТИЛИЗАТОРОВ

Целью расчета котлов-утилизаторов является определение количества и температуры производимого пара. Выбор типа котла-утилизатора производится по количеству поступающих из печи дымовых газов с учетом подсоса 15—20 % воздуха. Основные параметры котлов-утилизаторов с принудительной циркуляцией приведены в табл. 36. Диаметр труб всех змеевиков 26/32 мм.

Тепловой и аэродинамический расчет испарительных поверхностей (первая предвключенная секция рассчитывается отдельно) пароперегревателя и экономайзера (рис. 60) проводится аналогично расчету рекуперативных теплообменников.

Основные расчетные соотношения приведены в табл. 27 и 37.

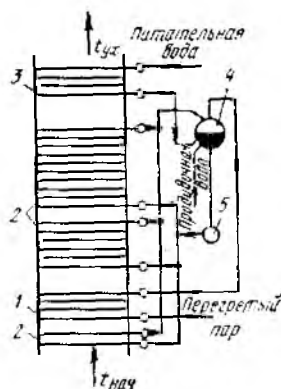


Рис. 60. Принципиальная схема котла-утилизатора с многократной циркуляцией (МЦЦ):

1 — пароперегреватель; 2 — испарительные секции; 3 — водяной экономайзер; 4 — барабан котла; 5 — циркуляционный насос

Т а б л и ц а 36. Характеристики котлов-утилизаторов (без учета подключения испарительного охлаждения)

Параметр	КУ-50	КУ-60-2	КУ-80-3	КУ-100-1	КУ-125
Количество дымовых газов перед котлом, тыс. м ³ /ч	50	60	80	100	120
Расчетная температура газов перед котлом, °С	600	650	650	650	650
Расчетная температура уходящих газов, °С	210	210	210	210	210
Рабочее давление пара, кПа	1800	1800 4500	1800 4500	1800 4500	1800 4500
Температура пара (при давлении 1800/4500 кПа), °С	375	340 370	340 370	340 370	340 370
Расчетная паропроизводительность, кг/с	2,5	3,67	4,94	6,22	7,83
Поверхность нагрева, м ² :					
общая	728	903	1201	1550	2029
пароперегревателя	62	70	87	110	144
испарительной поверхности	511	540	684	895	1150
водяного экономайзера предвключенного пакета	155	247	370	460	615
—	—	46	60	85	110
Внутренний диаметр барабана, мм	1508	1508	1508	1508	1508
Живое сечение прохода для пара (воды), м ² :					
пароперегревателя	0,0182	0,0318 0,0159	0,0404 0,0202	0,0425 0,0212	0,0552 0,0276
испарительных секций:					
I	0,0385	0,0148	0,0192	0,0212	0,0276
II	0,0385	0,0318	0,0404	0,0425	0,0552
III	0,0385	0,0318	0,0404	0,0425	0,0552
IV	0,0385	—	0,0404	0,0425	0,0552
экономайзера	0,0385	0,0085	0,0127	0,0127	0,017
Живое сечение прохода для дымовых газов, м ² :					
пароперегревателя	4,1	5,06	6,34	8,04	10,3
испарительных секций:					
I	4,1	7,0	8,63	10,8	13,2
II	4,1	5,06	6,34	8,04	10,3
III	4,1	4,63	6,34	7,35	10,3
IV	4,1	—	5,77	7,35	10,3
экономайзера	4,1	4,55	6,36	7,67	9,4

Параметр	КУ-50	КУ-60-2	КУ-80-3	КУ-100-1	КУ-125
Число рядов труб по ходу потока:					
пароперегревателя	8	8	8	8	8
испарительных секций					
I	16	12	12	12	12
II	16	22	20	22	20
III	16	20	22	22	22
IV	16	—	22	22	22
экономайзера	20	2×20	2×20	2×20	2×20
Шаг труб по ширине пучка, S_1 , мм:					
испарительных секций	80	172	172	172	172
остальных	80	86	86	86	86
Шаг труб по глубине пучка, S_2 , мм	65	70	70	70	70

Примечания: числитель — для рабочего давления пара 1800 кПа; знаменатель — для 4500 кПа.

Таблица 37. Основные формулы для расчета котлов-утилизаторов

Параметр	Единица измерения	Примечание
Расчетная производительность котла $P = Q/\Delta i$ (137)	кг/с	Δi — количество тепла, воспринятое в котле 1 кг воды в процессе ее превращения в пар, кДж/кг
Количество тепла, отданное дымом $Q = \bar{V}_{до} (i_0 - i_{ух} + i_{под})$ (138)	кВт	$\bar{V}_{до}$ — объем дыма с учетом дыма с учетом подсоса воздуха, м³/с; $i_0, i_{ух}$ — энтальпии дыма перед и после котла, кДж/м³, определяемая по формуле (99а); $i_{под}$ — энтальпия подсосанного воздуха, определяемая по приложению II, кДж/м³
Количество тепла, воспринятое 1 кг воды $\Delta i = i_{п.е} - i_{п.в} + i_{прод}$ (139)	кДж/кг	$i_{п.е}, i_{п.в}$ — энтальпии перегретого пара и питательной воды, кДж/кг, определяемые по таблицам водяного пара

Параметр	Единица измерения	Примечание
Энтальпия продувочной воды $i_{\text{прод}} = 0,01\beta (i'_{\text{п.в}} - i_{\text{п.в}}) \quad (140)$	кДж/кг	$i'_{\text{п.в}}$ — энтальпия питательной воды при температуре кипения; β — процент продувки
Температура стенок труб $\bar{t}_{\text{ст}} = 0,5 (t_{\text{в}}^{\text{н}} + t_{\text{в}}^{\text{к}}) + \frac{Q_{\text{с}}}{F} \epsilon_1 \quad (141)$	°C	$\epsilon_1 = 0,005 \div 0,01 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ — коэффициент загрязнения поверхности; F — площадь поверхности секций, м^2
Количество тепла, отданное дымом в секции: ориентировочное значение $Q'_{\text{с}} = V_{\text{д}} (i_{\text{д}}^{\text{н}} - i_{\text{д}}^{\text{к}}) \quad (142)$ фактическое значение $Q_{\text{с}} = \frac{K \bar{\Delta t} \bar{F}}{V_{\text{до}}} \quad (142a)$	кВт	$i_{\text{д}}^{\text{н}}, i_{\text{д}}^{\text{к}}$ — энтальпия дыма при $t_{\text{д}}^{\text{н}}, t_{\text{д}}^{\text{к}}$, определяемые по формуле (99a); K — средний коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; определяемый по формуле [144]; $\bar{\Delta t}$ — среднелогарифмическая разность температур °C [формула (117)]
Средняя температура дыма $\bar{t}_{\text{д}} = 0,5 (t_{\text{в}}^{\text{н}} + t_{\text{в}}^{\text{к}}) + \bar{\Delta t} \quad (143)$	°C	$\bar{\Delta t}$ — средняя разность температур между дымом и водой, определяемая по формуле [117]. Для испарительной секции $t_{\text{в}}^{\text{н}} = t_{\text{п}}^{\text{к}} = t'$ — температура насыщения при давлении в барабане, °C, определяемая по таблицам водяного пара
Средний коэффициент теплопередачи $K = \frac{\alpha_{\Sigma}}{1 + \epsilon_1 \alpha_{\Sigma}} \quad (144)$	Вт/(м ² · К)	$\alpha_{\Sigma} = \alpha^{\text{комв}} + \alpha^{\text{вэл}}$, где $\alpha^{\text{вэл}}$ следует определять по формулам (64a) и (65); $\alpha^{\text{комв}}$ — по формулам (37)–(39) и по графикам на рис. 6 и 7. Рекомендуемые скорости: дыма 7–12 м/с; воды на выходе из экономайзера 0,5–0,8 м/с; пара в пароперегревателе 15–30 м/с
Истинная энтальпия дыма на выходе из секции $i_{\text{д}}^{\text{к}} = i_{\text{д}}^{\text{н}} - \frac{Q_{\text{с}}}{\varphi} + i_{\text{под}} \quad (145)$	кДж/м ³	$\varphi = 0,9 \div 0,95$ — коэффициент сохранения тепла

§ 5. ПРИМЕР РАСЧЕТА КОТЛА-УТИЛИЗАТОРА

Выполнить тепловой расчет котла-утилизатора, установленного за мартеновской печью емкостью 600 т. Объем дымовых газов перед котлом $V_{до} = 23,6 \text{ м}^3/\text{с}$, температура дыма на входе в котел $t_{д}'' = 650^\circ\text{C}$. Состав дымовых газов перед котлом: 12 % CO_2 , 10,5 % H_2O ; 5,5 % O_2 и 72 % N_2 . Подсос воздуха в газоходах котла составляет $V_{под} = 0,05 V_{до}$, температура подсасываемого воздуха $t_{под} = 30^\circ\text{C}$. Давление пара после пароперегревателя $p_{п.е} = 1800 \text{ кПа}$, температура $t_{п.е} = 376^\circ\text{C}$. Коэффициент сохранения тепла считаем равным $\phi = 0,95$, процент продувки $\beta = 8 \%$.

Принимаем, что котел-утилизатор работает без подключения испарительного охлаждения и без предвключенной испарительной секции.

Согласно табл. 36 выбираем для установки за печью котел-утилизатор типа КУ-80-3.

Для упрощения расчета принимаем расчетное количество дымовых газов, проходящих через котел, равным

$$V_{до} = V_{до} + V_{под}/2 = 23,6 + 0,05 \cdot 23,6/2 = 24,2 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расчет пароперегревателя. Принимаем температуру дымовых газов за пароперегревателем равной $t_{д}' = 600^\circ\text{C}$. Учитывая, что температура дыма перед котлом равна $t_{д}'' = 650^\circ\text{C}$, температура перегретого пара $t_{п.е} = 376^\circ\text{C}$, а температура пара в барабане при давлении 1800 кПа равна $t' = 209^\circ\text{C}$, по формуле (117) для противоточной схемы движения (см. рис. 60) находим среднелогарифмическую разность температур

$$\overline{\Delta t} = \frac{(650 - 376) - (600 - 209)}{\ln \frac{650 - 376}{600 - 209}} = 331^\circ\text{C}.$$

Температура продуктов сгорания [формула (143)]

$$\bar{t}_{д} = (376 + 209)/2 + 331 = 623^\circ\text{C}.$$

Объемный расход дымовых газов через пароперегреватель

$$V_{д} = V_{до} \frac{\bar{t}_{д} + 273}{273} = 24,2 \frac{623 + 273}{273} = 79,5 \text{ м}^3/\text{с},$$

а средняя скорость

$$\omega_{д} = V_{д}/f_{д} = 79,5/6,34 = 12,5 \text{ м/с}.$$

Значение живого сечения прохода для дыма f_d заимствовано из табл. 37. По номограмме на рис. 7 находим коэффициенты теплоотдачи конвекцией от дымовых газов к шахматному пучку труб $\alpha_0 = 90 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$. Используя данные табл. 36 находим $S_1/d = 86/32 = 2,68$; $S_2/d = 70/32 = 2,19$ и число продольных рядов $z_2 = 8$. Тогда

$$k_z = 0,95; \quad k_s = 1,08 \text{ и } k_t = 1,0 \text{ и}$$

$$\alpha^{\text{конв}} = 90 \cdot 0,95 \cdot 1,08 \cdot 1,0 = 92,3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Так как $(S_1 + S_2)/d = (86 + 70)/32 = 4,75 < 7$, то эффективную толщину газового слоя находим по формуле, заимствованной из табл. 10

$$\begin{aligned} S_{\text{эф}} &= \left(1,87 \frac{S_1 + S_2}{d} - 4,1 \right) d = \\ &= \left(1,87 \frac{156}{32} - 4,1 \right) 0,032 = 0,161 \text{ м.} \end{aligned}$$

Произведение парциального давления на эффективную толщину газового слоя (длину луча)

$$p_{\text{CO}_2} S_{\text{эф}} = 98,1 \cdot 0,12 \cdot 0,161 = 1,89 \text{ кПа} \cdot \text{м};$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} S_{\text{эф}} = 98,1 \cdot 0,105 \cdot 0,161 = 1,66 \text{ кПа} \cdot \text{м}.$$

По номограммам на рис. 13—15 находим степень черноты газов при $t_d = 623^\circ \text{C}$

$$\varepsilon_{\text{CO}_2} = 0,061; \quad \varepsilon'_{\text{H}_2\text{O}} = 0,038; \quad \beta = 1,08$$

$$\varepsilon_d = 0,061 + 1,08 \cdot 0,038 = 0,102.$$

и по формуле (65) $A_d^{\text{ст}} = 0,112$.

Энтальпию дымовых газов при температуре $t_{d\text{н}}^{\text{к}} = 600^\circ \text{C}$ находим по приложению II.

$$\text{CO}_2 \dots 0,12 \cdot 1236,76 = 148,2$$

$$\text{H}_2\text{O} \dots 0,105 \cdot 964,68 = 101,2$$

$$\text{O}_2 \dots 0,055 \cdot 851,64 = 47,3$$

$$\text{N}_2 \dots 0,72 \cdot 805,06 = 590,0$$

$$i_d^{\text{к}} = 886,7 \text{ кДж/м}^3.$$

По формуле (142) ориентировочно определяем значение количества тепла, переданного в пароперегревателе

$$Q_c' = 24,2 (942 - 886,7) 10^3 = 1350 \cdot 10^3 \text{ Вт}.$$

Площадь поверхности пароперегревателя $F=87 \text{ м}^2$ берем из табл. 36.

Средняя температура стенок труб равна [формула (141)]

$$t_{\text{ст}} = (376 + 209)/2 + 0,005 \frac{1350 \cdot 10^3}{87} = 369,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

По формуле (67) с учетом формулы (64а) находим коэффициент теплоотдачи излучением

$$\alpha_{\text{изл}} = \frac{5,7 \cdot 0,9 \left[0,102 \left(\frac{623 + 273}{100} \right)^4 - 0,112 \left(\frac{369,5 + 273}{100} \right)^4 \right]}{623 - 369,5} = 10,8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Здесь $\varepsilon_{\text{ст,эф}} = 0,5(1 + \varepsilon_{\text{ст}}) = 0,5(1 + 0,8) = 0,9$ — эффективная степень черноты.

Суммарный коэффициент теплоотдачи равен

$$\alpha_{\Sigma} = \alpha_{\text{конв}} + \alpha_{\text{изл}} = 92,3 + 10,8 = 103,1 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Средний коэффициент теплопередачи определяем по формуле (144)

$$\bar{K} = \frac{103,1}{1 + 0,005 \cdot 103,1} = 68,3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Количество тепла, воспринятое поверхностью пароперегревателя от 1 м^3 дыма равно [формула (142а)]

$$Q_c = \frac{87 \cdot 68,3 \cdot 331}{24,2} = 81,0 \cdot 10^3 \text{ Дж/м}^3 = 81 \text{ кДж/м}^3.$$

Энтальпия дымовых газов на выходе из пароперегревателя [формула (145)]

$$i_{\text{д}}^{\text{к}} = 942,0 - \frac{81,0}{0,90} + 39,6 = 891,6 \text{ кДж/м}^3,$$

где $i_{\text{под}} = 39,6 \text{ кДж/м}^3$ — энтальпия подсосанного воздуха.

Таким образом, $i_{600} < i_{\text{д}}^{\text{к}} < i_{650}$ и температура дыма на выходе из пароперегревателя равна

$$t_{\text{д}}^{\text{к}} = t_{\text{д}}^{\text{н}} + \frac{i_{\text{д}}^{\text{к}} - i_{\text{д}}^{600}}{i_{\text{д}}^{650} - i_{\text{д}}^{600}} (650 - 600) = 600 + \frac{891,6 - 886,7}{942,0 - 886,7} 50 = 603,8 \text{ }^\circ\text{C},$$

т. е. практически совпадает со значением температуры уходящих газов, принятых в начале расчета ($t_{\text{д}}^{\text{к}} = 600 \text{ }^\circ\text{C}$).

Расчет испарительных секций. Температуру газов в конце секции примем равной $t_2=300^\circ\text{C}$. Теперь можно определить величину среднелогарифмической разности температур [формула (117)]

$$\overline{\Delta t} = \frac{(603,8 - 209) - (300 - 209)}{\ln \frac{603,8 - 209}{300 - 209}} = 237^\circ\text{C}.$$

Температура газового потока равна $t_d = 209 + 237 = 446^\circ\text{C}$. Находим объемный расход дымовых газов

$$V_d = 24,2 (446 + 273) / 273 = 63,6 \text{ м}^3/\text{с}$$

и среднюю скорость движения дыма

$$w_d = 63,6 / 6,34 = 10 \text{ м/с}.$$

По номограмме на рис. 7 находим значение коэффициента конвективной теплоотдачи $\alpha_0 = 80 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$ и коэффициентов $k_z = 1,0$; $k_s = 1,08$; $k_t = 0,99$ и затем

$$\alpha^{\text{конв}} = 80 \cdot 1,0 \cdot 0,99 \cdot 1,08 = 85,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}).$$

При $S_{\text{эф}} = 0,161 \text{ м}$; $p_{\text{CO}_2} S_{\text{эф}} = 1,89 \text{ кПа} \cdot \text{м}$; $p_{\text{H}_2\text{O}} S_{\text{эф}} = 1,66 \text{ кПа} \cdot \text{м}$ и $t_d = 446^\circ\text{C}$ по номограммам на рис. 13—15 находим

$$\varepsilon_{\text{CO}_2} = 0,06; \quad \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,05; \quad \beta = 1,08;$$

$$\varepsilon_d = 0,06 + 1,08 \cdot 0,05 = 0,114,$$

а по формуле (65) $A_d^{\text{ст}} = 0,118$.

Среднюю температуру труб находим по формуле (141)

$$t_{\text{ст}} = 209 + 0,005 \frac{11280 \cdot 10^3}{684} = 291^\circ\text{C},$$

где по формуле (142) ориентировочно найдено

$$Q_c = 24,2 (890,6 - 420,3) 10^3 = 11280 \cdot 10^3 \text{ Вт}.$$

При температуре $t_2 = 300^\circ\text{C}$ энтальпия дымовых газов равна

$$\text{CO}_2 \dots 0,12 \cdot 564,24 = 67,5$$

$$\text{H}_2\text{O} \dots 0,105 \cdot 461,36 = 48,4$$

$$\text{O}_2 \dots 0,055 \cdot 407,48 = 22,4$$

$$\text{N}_2 \dots 0,72 \cdot 392,41 = 282,0$$

$$\overline{t_d^{(300)}} = 420,3 \text{ кДж}/\text{м}^3$$

Коэффициент теплоотдачи излучением

$$\alpha_{\text{изл}} = \frac{5,7 \cdot 0,9 \left[0,114 \left(\frac{446 + 273}{100} \right)^4 - 0,118 \left(\frac{291 + 273}{100} \right)^4 \right]}{446 - 291} =$$

$$= 6,05 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

$$\alpha_{\Sigma} = 85,6 + 6,05 = 91,65 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Средний коэффициент теплопередачи равен [формула (144)]

$$\bar{K} = \frac{91,65}{1 + 0,005 \cdot 91,65} = 64,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Количество тепла, воспринятое поверхностью испарительных секций от 1 м³ дыма [формула (142а)]

$$Q_c = \frac{684 \cdot 64,5 \cdot 237}{24,2} = 433 \text{ кДж/м}^3.$$

Здесь $F=684$ заимствовано из табл. 36.

Энтальпия дымовых газов на выходе из испарительных секций равна [формула (145)]

$$i_2 = 890,6 - 433/0,9 + 39,6 = 448,2 \text{ кДж/м}^3.$$

Энтальпия дымовых газов при температуре $t_d=400^\circ\text{C}$ равна

$$\text{CO}_2 \dots 0,12 \cdot 777,44 = 93,29$$

$$\text{H}_2\text{O} \dots 0,105 \cdot 623,69 = 65,49$$

$$\text{O}_2 \dots 0,055 \cdot 551,85 = 30,35$$

$$\text{N}_2 \dots 0,72 \cdot 526,89 = 379,36$$

$$\overline{i_d^{400}} = 568,49 \text{ кДж/м}^3.$$

Находим истинную температуру дыма на выходе из испарительных секций

$$t_2 = 300 + \frac{448,2 - 420,3}{568,49 - 420,3} 100 = 312^\circ\text{C}.$$

Расхождение между принятой и полученной величиной составляет

$$\delta = \frac{312 - 300}{300} 100 = 4\%,$$

что находится в пределах допустимого ($\delta \leq 3-5\%$).

Расчет экономайзера. Принимая температуру газов после экономайзера равной $t_2 = 230^\circ\text{C}$, найдем среднелогарифмическую разность температур по формуле (117)

$$\overline{\Delta t} = \frac{(318 - 209) - (230 - 100)}{\ln \frac{318 - 209}{230 - 100}} = 126^\circ\text{C}.$$

При температуре газового потока $\bar{t}_d = 0,5 (209 + 100) + 126 = 280^\circ\text{C}$ объемный расход газов

$$V_d = 24,2 \frac{280 + 273}{273} = 49,1 \text{ м}^3/\text{с},$$

а средняя скорость дыма

$$w_d = 49,1/6,36 = 7,72 \text{ м/с}.$$

По номограмме на рис. 7 находим значения $\alpha_0 = 68 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $k_z = 1,0$; $k_s = 1,08$; $k_t = 1,0$ и затем

$$\alpha^{\text{конв}} = 68 \cdot 1,0 \cdot 1,08 \cdot 1,0 = 73,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

При $p_{\text{CO}_2} S_{\text{эф}} = 1,89 \text{ кПа} \cdot \text{м}$, $p_{\text{H}_2\text{O}} S_{\text{эф}} = 1,66 \text{ кПа} \cdot \text{м}$ и $\bar{t}_d = 280^\circ\text{C}$ по графикам на рис. 13—15 находим

$$\varepsilon_{\text{CO}_2} = 0,058; \quad \varepsilon'_{\text{H}_2\text{O}} = 0,065; \quad \beta = 1,08;$$

$$\varepsilon_d = 0,058 + 1,08 \cdot 0,065 = 0,13,$$

а по формуле (65) $A_d^{\text{ст}} = 0,135$.

Средняя температура стенок труб экономайзера [формула (141)]

$$t_{\text{ст}} = 0,5 (209 + 100) + 0,005 \frac{3060 \cdot 10^3}{370} = 195^\circ\text{C},$$

где ориентировочно [формула (142)]

$$Q'_c = 24,2 (448,2 - 321,3) 10^3 = 3060 \cdot 10^3 \text{ Вт}.$$

Энтальпия дымовых газов при $t_2 = 230^\circ\text{C}$ равна

$$\text{CO}_2 \dots 0,12 \cdot 422,0 = 50,4$$

$$\text{H}_2\text{O} \dots 0,105 \cdot 351,4 = 36,9$$

$$\text{O}_2 \dots 0,055 \cdot 309,2 = 17,0$$

$$\text{N}_2 \dots 0,72 \cdot 301,0 = 217,0$$

$$\overline{t_d^{230}} = 321,3 \text{ кДж}/\text{м}^3.$$

Коэффициент теплоотдачи излучением равен

$$\alpha_{\text{изл}} = \frac{5,7 \cdot 0,9 \left[0,13 \left(\frac{280 + 273}{100} \right)^4 - 0,135 \left(\frac{195 + 273}{100} \right)^4 \right]}{280 - 195} =$$

$$= 3,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

$$\alpha_{\Sigma} = 73,5 + 3,2 = 76,7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Средний коэффициент теплоотдачи равен [формула (144)]

$$K = \frac{76,7}{1 + 0,005 \cdot 76,7} = 55,4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Количество тепла, воспринятое поверхностью экономайзера от 1 м³ дыма [формула (142а)]

$$Q_c = \frac{370 \cdot 55,4 \cdot 126}{24,2} = 119 \cdot 10^3 \text{ Дж/м}^3 = 119 \text{ кДж/м}^3.$$

Энтальпия дымовых газов на выходе из экономайзера равна [формула (145)]

$$i_2 = 448,2 - 119/0,9 + 39,6 = 355,8 \text{ кДж/м}^3.$$

Энтальпия дымовых газов при температуре $t_d = 300^\circ \text{C}$ равна $i_d^{\text{нн}} = 420,3 \text{ кДж/м}^3$, при $t_d = 200^\circ \text{C} - i_d^{\text{нн}} = 285 \text{ кДж/м}^3$. Тогда истинная температура дымовых газов на выходе из экономайзера

$$t_2 = 200 + \frac{355,8 - 285}{420,3 - 285} 100 = 251,8^\circ \text{C}.$$

Расхождение между принятой и полученной температурой составляет

$$\delta = 100 \frac{251,8 - 230}{230} = 9,4\%.$$

Поскольку расхождение между принятым и полученным значениями температур превышает 5 %, расчет водяного экономайзера следует повторить, приняв в качестве расчетной температуры уходящих газов значение

$$t_2 = (230 + 251,8)/2 = 241^\circ \text{C}.$$

В результате повторного расчета получаем значение температуры дымовых газов на выходе из водяного экономайзера, равное $t_2 = 245^\circ \text{C}$.

Расчет паропроизводительности котла. По приложению II найдем энтальпию дымовых газов при температурах

$$t_{\text{д}}^{\text{н}} = 650^{\circ}\text{C} \text{ (на входе)} \text{ и } t_{\text{д}}^{\text{к}} = t_2 = 245^{\circ}\text{C} \text{ (на выходе)}$$

$t_{\text{д}}^{\text{н}} = 650^{\circ}\text{C}$	$t_{\text{д}}^{\text{к}} = 245^{\circ}\text{C}$
$\text{CO}_2 \dots 0,12 \cdot 1306,0 = 156,9$	$\text{CO}_2 \dots 0,12 \cdot 462,0 = 55,5$
$\text{H}_2\text{O} \dots 0,105 \cdot 1058,0 = 111,0$	$\text{H}_2\text{O} \dots 0,105 \cdot 381,4 = 40,0$
$\text{O}_2 \dots 0,055 \cdot 925,0 = 51,0$	$\text{O}_2 \dots 0,055 \cdot 337,3 = 18,5$
$\text{N}_2 \dots 0,72 \cdot 865,0 = 623,0$	$\text{N}_2 \dots 0,72 \cdot 322,4 = 232,0$
$i_{\text{д}}^{\text{н}} = 942,0 \text{ кДж/м}^3$	$i_{\text{д}}^{\text{к}} = 346,0 \text{ кДж/м}^3$

Энтальпия подсосанного воздуха равна $i_{\text{под}} = 39,6 \text{ кДж/м}^3$. Количество тепла, отданное дымовыми газами в котле [формула (138)] $Q = (942 - 346 + 39,6) 24,2 = 15400 \text{ кВт}$.

Количество тепла, воспринятое в котле 1 кг воды, находим по формуле (139)

$$\Delta i = 3198,0 - 421,0 + 37,8 = 2814,8 \text{ кДж/кг.}$$

Здесь $i_{\text{п.е}} = 3198,0 \text{ кДж/кг}$ — энтальпия перегретого пара;
 $i_{\text{п.в}} = 421,0 \text{ кДж/кг}$ — энтальпия питательной воды при $t_{\text{п.в}} = 100^{\circ}\text{C}$;

$i_{\text{прод}} = 0,01 \cdot 80(890,0 - 421,0) = 37,8 \text{ кДж/кг}$ — количество тепла продувки, определяемое по формуле (140);
 $i_{\text{н}} = 890,0 \text{ кДж/кг}$ — энтальпия кипящей воды.

Все значения энтальпий пара и воды заимствованы из таблиц водяного пара.

Паропроизводительность котла определяем по формуле (137)

$$P = \frac{15400}{2814,8} = 5,47 \text{ кг/с.}$$

Глава СОСТАВЛЕНИЕ ТЕПЛОВОГО БАЛАНСА VI РАБОЧЕГО ПРОСТРАНСТВА ПЕЧИ

§ 1. ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ И ПРИМЕРЫ СОСТАВЛЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ БАЛАНСОВ

При проектировании печи тепловой баланс составляется с целью определения расхода топлива (в топливных печах) или мощности (в электрических печах).

В печах непрерывного действия тепловой баланс обычно составляется для единицы времени, в печах периодического действия — для времени цикла (или отдельного периода цикла).

Статьи теплового баланса печи приведены в табл. 38.

Т а б л и ц а 38. Статьи теплового баланса печи

Статья	Единица измерения	Примечание
<i>Приход тепла</i>		
Тепло от горения топлива $Q_{\text{хим}} = BQ_n^p$ (146)	Вт	B — расход топлива, м ³ /с, кг/с. Q_n^p — см. формулу (93)
Тепло, вносимое подогретым воздухом $Q_B = B_B V_B c_B t_B$ (147)	Вт	t_n — температура подогрева воздуха, °С. V_n — см. формулу (95); c_n — см. приложение I
Тепло, вносимое подогретым топливом $Q_T = B_T t_T$ (148)	Вт	t_T — температура подогрева топлива, °С
Тепло экзотермических реакций. Определяется суммированием тепловых эффектов всех реакций, идущих с положительным эффектом. Для нагревательных и термических $Q_{\text{экз}} = 5,65 \cdot 10^6 P a$ (149)	Вт	P — производительность, кг/с; a — угар металла, для нагревательных печей $a = 0,01 \div 0,025$ кг/кг; для термических печей $a = 0,005 \div 0,01$ кг/кг
<i>Расход тепла</i>		
Полезное тепло, расходуемое на нагрев и плавление материалов $Q_{\text{пол}} = P (i_m^{\text{кон}} - i_m^{\text{нач}})$ (150)	Вт	Энтальпии металла при начальной $i_m^{\text{нач}}$ и конечной $i_m^{\text{кон}}$ температурах нагрева см. в приложении IX и X
Для плавильных печей следует учитывать скрытую теплоту плавления. Для сушил — тепло нагрева литейных форм, на испарение влаги и нагрев испарившейся влаги до температуры литейной формы		

Статья	Единица измерения	Примечание
Тепло, уносимое шлаками $Q_{\text{шл}} = G_{\text{шл}} c_{\text{шл}} t_{\text{шл}} \quad (151)$	Вт	$G_{\text{шл}}$ — количество шлака, кг/с
Тепло, уносимое продуктами сгорания $Q_{\text{ух}} = BV_d c_d t_d \quad (152)$	Вт	t_d — температура уходящего дыма, °C; V_d — см. формулу (97)
Тепло, теряемое вследствие химической неполноты сгорания топлива $Q_{\text{х.н}} = 12,142 \cdot 10^6 BV_d p_{\text{CO}} \quad (153)$	Вт	p_{CO} — доля несгоревшего CO в дыме, $p_{\text{CO}} = 0,005-0,015$ при пламенном сжигании топлива
Тепло, теряемое вследствие механической неполноты сгорания $Q_{\text{мех}} = PBQ_n^p \quad (154)$	Вт	P — потери топлива, равные: для твердого топлива 0,03—0,05; для жидкого топлива 0,01; для газообразного — 0,002—0,003
Потери тепла теплопроводностью через футеровку печи $Q_{\text{тепл}} = \frac{t_{\text{кл}} - t_{\text{ок}}}{\sum_{i=1}^n \frac{S_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha}} F_{\text{пар}} \quad (155)$	Вт	Коэффициенты теплопроводности огнеупоров и изоляции — см. приложение XI; α — см. формулу (33); $F_{\text{пар}}$ — площадь наружной поверхности стены, м ²
Потери тепла излучением через открытые окна печи $Q_{\text{изл}} = 5,7 \varepsilon_{\text{пр}} \left(\frac{T_{\text{печ}}}{100} \right)^4 F \tau \quad (156)$	Вт	$\varepsilon_{\text{пр}}$ — см. рис. 12. F — площадь открытого окна, м ² ; τ — доля времени, когда окно открыто
Потери тепла с охлаждающей водой $Q_{\text{охл}} = \sum q_v F_v \quad (157)$	Вт	q_v — см. табл. 39; F_v — площадь поверхности водоохлаждаемой детали, м ²
Для приближенных расчетов $Q_{\text{охл}} = 0,1 Q_{\text{прихода}} \quad (157a)$	Вт	

Статья	Единица измерения	Примечание
Тепло, аккумулированное кладкой $Q_{\text{акк}} = V_{\text{кл}} \rho_{\text{кл}} c_{\text{кл}} (t_{\text{кл}}^{\text{кон}} - t_{\text{кл}}^{\text{нач}})$ (158)	Дж	$t_{\text{кл}}^{\text{нач}}, t_{\text{кл}}^{\text{кон}}$ — средние начальная и конечная температуры кладки, определяемые методом конечных разностей (см. табл. 11); $\rho_{\text{кл}}$ и $c_{\text{кл}}$ — см. приложение XI
Тепло, затрачиваемое на нагрев транспортирующих средств $Q_{\text{тр}} = G_{\text{тр}} c_{\text{тр}} (t_{\text{тр}}^{\text{кон}} - t_{\text{тр}}^{\text{нач}})$ (159)	Вт	$G_{\text{тр}}, c_{\text{тр}}$ — масса и теплоемкость транспортирующих средств, кг и Дж/(кг·К)
Неучтенные потери $Q_{\text{неуч}} = (0,1 \div 0,15) (Q_{\text{тепл}} + Q_{\text{изл}} + Q_{\text{охл}} + Q_{\text{тр}})$ (160)	Вт	—

Примечания: 1. Предлагаемая методика составления баланса предназначена для печей непрерывного действия. Для печей периодического действия величину тепла в каждой статье следует умножить на τ — время цикла, с. Например, $Q_{\text{хим}} = V c_{\text{н}}^{\text{р}} \tau$, Дж. 2. Для электрических печей $Q_{\text{хим}} = Q_{\text{л}} = N$, где N — мощность печи, Вт; $Q_{\text{в}} = Q_{\text{т}} = Q_{\text{ух}} = Q_{\text{х.п}} = Q_{\text{мех}} = 0$.

Просуммировав отдельные статьи прихода и расхода тепла и приравняв $Q_{\text{прих}} = Q_{\text{расх}}$, получим для пламенных печей уравнение с одним неизвестным, которым будет величина расхода топлива B . Для электрических печей $Q_{\text{прих}} = N$ — мощности печи, значение которой находим при суммировании расходных статей теплового баланса.

Обычно тепловой баланс рабочего пространства печи представляют в виде таблицы (см. § 3, гл. VII).

При составлении теплового баланса печи помимо анализа соотношения величин отдельных статей баланса, определяют основные теплотехнические показатели: удельный расход тепла q , коэффициент использования тепла $\eta_{\text{кит}}$ и коэффициент полезного теплоиспользования $\eta_{\text{к.п.т.}}$, расчетные формулы для определения которых приведены в таблице 40.

Пример 54. Составление теплового баланса двухванной сталеплавильной печи см. § 1, гл. VII.

Т а б л и ц а 39. Значения плотности теплового потока q_0 , кВт/м² на поверхность водоохлаждаемых деталей

Деталь	Температура, °С	Плотность теплового потока на поверхности детали	
		без изоляции	с изоляцией
Балка загрузки методической печи	—	23,3	11,63
Балка выдачи методической печи	—	163,0	11,63
Продольная подовая труба	900	58,1	17,45
	1250	69,8	23,3
	1350	139,6	34,9
Поперечная подовая труба	900	69,8	23,3
	1250	81,5	34,9
	1350	139,6	58,1
Опорная труба в камере нижнего нагрева сварочной зоны	1350	139,6	23,3
Рама загрузочного окна печи с роликовым подом	—	175,0	—
Заслонка загрузочного окна печи с роликовым подом	—	145,0	—
Рама смотрового окна	—	250,0	—
Заслонка смотрового окна	—	125,0	—
Водоохлаждаемый ролик печи с роликовым подом	—	16,3	—
Кислородная продувочная фурма конвертера	—	348,9	—

Пример 55. Составление теплового баланса кислородного конвертера см. § 2, гл. VII.

Пример 56. Составление теплового баланса нагревательной печи непрерывного действия см. § 3 и § 4, гл. VII.

Пример 57. Составление теплового баланса печи периодического действия см. § 5, гл. VII.

Пример 58. Составление теплового баланса дуговой сталеплавильной печи см. § 1, гл. VIII.

Пример 59. Составление теплового баланса электропечи сопротивления см. § 3, гл. VIII.

Т а б л и ц а 40. Теплотехнические показатели печей

Параметр	Единица измерения	Примечание
Удельный расход тепла: для пламенных печей $q = \frac{Q_{\text{прих}}}{G} = \frac{Q_{\text{хим}} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{т}} + Q_{\text{виз}}}{G}; \quad (161)$ для электрических печей $q = 10^3 N (1 - \psi) / G \quad (161a)$	Дж/кг Дж/кг	— ψ — коэффициент ваттных потерь в короткой цепи
Коэффициент использования тепла: для пламенных печей $\eta_{\text{кит}} = \frac{Q_{\text{хим}} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{т}} - Q_{\text{ух}}}{Q_{\text{хим}} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{т}}}; \quad (162)$ для электрических печей $\eta_{\text{кит}} = 1 - \psi \quad (162a)$		— —
Коэффициент полезного теплоиспользования для пламенных печей $\eta_{\text{кит}} = \frac{Q_{\text{хим}} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{т}} - Q_{\text{ух}} - Q_{\text{пот}}}{Q_{\text{хим}} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{т}}} \quad (163)$ для электрических печей $\eta_{\text{кит}} = Q_{\text{пол}} / N \quad (163a)$		$Q_{\text{пот}} = Q_{\text{мех}} + Q_{\text{тепл}} + Q_{\text{изл}} + Q_{\text{охл}} + Q_{\text{акв}}$ —

Глава РАСЧЕТЫ

VII ТОПЛИВНЫХ ПЕЧЕЙ

§ 1. ПРИМЕРНЫЙ РАСЧЕТ ДВУХВАННОЙ СТАЛЕПЛАВИЛЬНОЙ ПЕЧИ [2]

Рассчитать двухванную печь, емкостью ванн по $G=250$ т каждая, принимая общую продолжительность плавки равной 14400 с (4 ч), из которых: выпуск и заправка — 1440 с (0,4 ч); завалка и прогрев — 4680 с (1,3 ч); заливка чугуна

и плавление — 4680 (1,3 ч); доводка — 3600 с (1,0 ч). Чугун, скрап и выплавляемый металл имеют состав:

	C	Si	Mn	P	S
Чугун (65 %) . . .	3,8	1,0	0,9	0,2	0,05
Скрап (35 %) . . .	0,1	—	0,5	0,04	0,04
Средний состав . . .	2,505	0,65	0,76	0,144	0,0465
Металл:					
после расплавления	1,3	—	0,04	0,015	0,03
перед раскислением в ковше	0,1	—	0,04	0,01	0,025

Продувка ванн проводится техническим кислородом. Недостаток тепла от дожигания СО в «холодной» ванне компенсируется подачей природного газа.

Расчет сталеплавильной печи включает: 1) расчет материального баланса; 2) расчет теплового баланса; 3) расчет расхода топлива (природного газа) по периодам плавки.

Материальный баланс

Расчет шихты проводят на 100 кг металлической садки, причем плавку условно делят на два периода: I период — от завалки до полного расплавления, II период — от расплавления до раскисления стали.

I период

Найдем средний состав шихты, учитывая, что в 100 кг металлической шихты содержится 65 кг чугуна и 35 кг скрапа (см. выше).

Угар примесей определим как разность между содержанием примеси в шихте и в стали после расплавления. Примем, что при продувке ванны техническим кислородом 10 % S окисляется до SO_2 , а угар железа в дым принят равным 1 % (по 0,5 % в каждом периоде).

$$C \dots 2,505 - 1,30 = 1,205 \text{ кг}$$

$$Si \dots \dots \dots 0,650 \text{ кг}$$

$$Mn \dots 0,760 - 0,04 = 0,720 \text{ кг}$$

$$P \dots 0,144 - 0,015 = 0,129 \text{ кг}$$

$$S \dots 0,0465 - 0,03 - 0,00465 = 0,012 \text{ кг}$$

$$Fe \text{ (в дым)} \dots \dots \dots 0,500 \text{ кг}$$

$$\text{Всего} \dots \dots \dots 3,216 \text{ кг}$$

Теперь можно определить расход кислорода и количество образовавшихся оксидов (вторая колонка цифр — молекулярная масса кислорода в продукте; третья — молекулярная масса примеси):

Расход кислорода, кг	Масса образовавшихся оксидов, кг
C → CO $1,205 \cdot 16:12=1,607$	$1,205+1,607=2,812$
Si → SiO ₂ $0,65 \cdot 32:28=0,743$	$0,65+0,743=1,393$
Mn → MnO $0,76 \cdot 16:55=0,221$	$0,76+0,221=0,981$
P → P ₂ O ₅ $0,144 \cdot 80:62=0,186$	$0,144+0,186=0,330$
Fe в дым → Fe ₂ O ₃ $0,5 \cdot 48:112=0,214$	$0,5+0,214=0,714$
S → SO ₂ $0,0465 \cdot 32:32=0,0465$	$0,0465+0,0465=0,093$

3,0175

Для расчета состава и количества шлака следует сделать следующие допущения.

При завалке со скрапом вносится 2 % загрязнений типа глины, имеющей состав: 52 % SiO₂; 25 % Al₂O₃; 23 % H₂O. Таким образом загрязнения вносятся, кг:

$$\begin{aligned} \text{SiO}_2 & \dots 35 \cdot 0,02 \cdot 0,52 = 0,364 \\ \text{Al}_2\text{O}_3 & \dots 35 \cdot 0,02 \cdot 0,25 = 0,1575 \\ \text{H}_2\text{O} & \dots 35 \cdot 0,02 \cdot 0,23 = 0,161 \end{aligned}$$

0,6826 кг.

Обычно скрап окислен (~1 %), т. е. со скрапом попадает 0,35 кг окалины в виде Fe₂O₃. Вместе с чугуном из миксера попадает некоторое количество шлака, которое для данного расчета примем равным 0,5 кг следующего состава: 46 % CaO; 8 % Al₂O₃; 6 % MgO; 2 % S.

В шлак поступает некоторое количество материала футеровки, износ которой принимаем равным, кг:

	I период	II период	За плавку
Доломит обожженный	1,3	0,4	1,7
Магнезитохромит	0,1	0,1	0,2

Согласно технологии производства стали после заливки чугуна скачивают 5—6 % шлака. Принимаем, что в рассматриваемом случае скачивают 6 % шлака (6 кг) состава, %: 21 SiO₂; 3,5 Al₂O₃; 4 MnO; 8 MgO; 25 CaO; 4 P₂O₅; 0,3 S; 0,1 Cr₂O₃; 27,6 FeO; 6,5 Fe₂O₃.

Со скачиваемым шлаком уходит, кг:

SiO_2 ...	$6,0 \cdot 0,210 = 1,260$
Al_2O_3 ...	$6,0 \cdot 0,035 = 0,210$
MnO ...	$6,0 \cdot 0,040 = 0,240$
MgO ...	$60 \cdot 0,080 = 0,480$
CaO ...	$6,0 \cdot 0,250 = 1,500$
P_2O_5 ...	$6,0 \cdot 0,040 = 0,240$
S ...	$6,0 \cdot 0,003 = 0,018$
Cr_2O_3 ...	$6,0 \cdot 0,001 = 0,006$
FeO ...	$6,0 \cdot 0,276 = 1,656$
Fe_2O_3 ...	$6,0 \cdot 0,065 = 0,39$
6,00 кг	

Со скачиваемым шлаком теряется $1,5 : 0,53 = 2,83$ кг известняка (0,53 — содержание CaO в 1 кг известняка).

Состав неметаллических материалов приведен в табл. 41.

Т а б л и ц а 41. Состав неметаллических материалов, %

Материал	SiO_2	Al_2O_3	Fe	Fe_2O_3	MnO	MgO
Железная руда . . .	4,0	2,0	14,0	77,0	0,30	0,40
Известняк	2,0	0,3	—	0,2	—	2,00
Известь	3,5	0,5	—	0,35	—	3,5
Доломит обожженный	2,0	2,0	—	0,30	—	36,0
Магнезит	3,0	1,6	—	2,0	—	90,0
Магнезитовый порошок	4,07	0,81	—	1,02	—	91,56
Магнезитохромит	6,0	4,0	—	10,0	—	66,0
Боксит	10,0	54,0	—	25,0	—	—
Периклазошпинделитный кирпич	5,0	3,0	—	8,0	—	70,0
Агломерат	8,7	—	13,9 (Fe 53,9)	—	0,8	0,8
Плавиковый шпат	3,1	0,2	—	0,8	95 % CaF_2	—

Материал	CaO	P ₂ O ₅	S	H ₂ O	CO ₂	Cr ₂ O ₃
Железная руда	0,80	0,10	0,02	1,38	—	—
Известняк	53,0	0,07	0,01	0,83	41,50	—
Известь	85,0	0,10	0,13	—	6,92	—
Доломит обожжен- ный	55,0	—	—	2,20	2,50	—
Магнезит	2,60	—	—	—	0,80	—
Магнезитовый поро- шок	—	—	—	—	—	—
Магнезитохромит	2,0	—	—	—	—	12,0
Боксит	1,0	0,08	0,1	9,02	0,80	—
Периклазошпинелид- ный кирпич	2,0	—	—	—	—	12,0
Агломерат	12,99	—	—	—	—	—
Плавленый шпат	0,40	—	0,2	—	0,3	—

Обозначая расход известняка за x , будем считать об-
щий расход известняка равным $(2,83+x)$ кг с учетом по-
терь со скачиваемым шлаком. Теперь находим:

Поступление SiO₂, кг, из:

металлической шихты	1,393
доломита	$1,3 \cdot 0,02 = 0,026$
магнезитохромита	$0,1 \cdot 0,06 = 0,006$
загрязнений скрапа	0,364
миксерного шлака	$0,5 \cdot 0,38 = 0,19$
известняка	$(2,83+x)0,02 = 0,0566 + 0,02x$
	$2,036 + 0,02x$

Поступление Al₂O₃, кг, из:

доломита	$1,3 \cdot 0,02 = 0,026$
магнезитохромита	$0,01 \cdot 0,04 = 0,004$
загрязнений скрапа	0,1575
миксерного шлака	$0,5 \cdot 0,08 = 0,040$
известняка	$(2,83+x)0,003 = 0,0085 + 0,003x$
	$0,236 + 0,003x$

Поступление MnO из метал-
лической шихты, кг

0,981

Поступление MgO, кг, из:

доломита	$1,3 \cdot 0,36 = 0,468$
магнезитохромита	$0,1 \cdot 0,66 = 0,066$
миксерного шлака	$0,5 \cdot 0,06 = 0,03$
известняка	$(2,83+x)0,02 = 0,0566 + 0,02x$
	$0,6206 + 0,02x$

Поступление CaO , кг, из:

доломита	$1,3 \cdot 0,55 = 0,715$
магнезитохромита	$0,1 \cdot 0,02 = 0,002$
миксерного шлака	$0,5 \cdot 0,46 = 0,23$
известняка	$(2,83+x)0,53 = 1,5 + 0,53x$
	$2,447 + 0,53x$

Поступление P_2O_5 , кг, из:

металлической шихты	$0,330$
известняка	$(2,83+x)0,007 = 0,002 + 0,0007x$
	$0,332 + 0,0007x$

Поступление S , кг, из:

металлической шихты	$0,093$
миксерного шлака	$0,5 \cdot 0,002 = 0,010$
известняка	$(2,83+x)0,001 = 0,0083 + 0,001x$
	$0,111 + 0,001x$

Поступление Cr_2O_3 , кг, из магнезитохромита

$$0,1 \cdot 0,12 = 0,012$$

Принимая по практическим данным, что в шлаке содержится 16 % FeO и 6 % Fe_2O_3 , составим с учетом скачивания шлака, формулу количества его в конце 1 периода, кг:

$$\text{SiO}_2 \dots 2,036 + 0,02x - 1,260 = 0,776 + 0,02x$$

$$\text{Al}_2\text{O}_3 \dots 0,236 + 0,003 - 0,210 = 0,026 + 0,003x$$

$$\text{MnO} \dots 0,981 - 0,240 = 0,741$$

$$\text{MgO} \dots 0,6206 + 0,02x - 0,48 = 0,1406 + 0,02x$$

$$\text{CaO} \dots 2,447 + 0,53x - 1,50 = 0,947 + 0,53x$$

$$\text{P}_2\text{O}_5 \dots 0,332 + 0,0007x - 0,24 = 0,092 + 0,0007x$$

$$\text{S} \dots 0,111 + 0,001x - 0,018 = 0,093 + 0,001x$$

$$\text{Cr}_2\text{O}_3 \dots 0,012 - 0,006 = 0,006$$

$$\text{FeO} \dots 0,16L_{\text{шл}}$$

$$\text{Fe}_2\text{O}_3 \dots 0,06L_{\text{шл}}$$

$$L_{\text{шл}} = 0,22L_{\text{шл}} + 2,8216 + 0,5747x$$

или

$$L_{\text{шл}} = 3,617 + 0,737x.$$

Полагая, что основность шлака в конце I периода должна быть равна 2,6, получим уравнение для определения расхода известняка

$$B = \frac{\text{CaO}}{\text{SiO}_2} = \frac{0,947 + 0,53x}{0,776 + 0,02x} = 2,6,$$

откуда

$$0,947 + 0,53x = 2,0176 + 0,052x$$

или $x = 2,24$ кг.

Теперь можно найти количество шлака

$$L_{\text{шл}} = 3,617 + 0,737 \cdot 2,24 = 5,987 \text{ кг.}$$

Окончательный состав и количество шлака:

Составляющие	Масса, кг	Содержание, %
SiO ₂	0,9328	15,58
Al ₂ O ₃	0,0371	0,62
MnO	0,8421	14,06
MgO	0,2107	3,52
CaO	2,4254	40,52
P ₂ O ₅	0,1063	1,78
S	0,1081	1,82
Cr ₂ O ₃	0,0068	0,10
FeO	0,9579	16,00
Fe ₂ O ₃	0,3592	

$$L_{\text{шл}} = 5,9870$$

Суммарный расход известняка равен $2,83 + 2,24 = 5,07$ кг.
Общее количество шлака $6 + 5,987 = 11,987$ кг.

Составим баланс железа на I период плавки (табл. 42).

Количество окислившегося железа равно $0,232 + 1,949 = 2,181$ кг.

Расход кислорода на окисление железа до Fe₂O₃ $0,232 \times 48 : 112 = 0,099$ кг; до FeO $1,949 \cdot 16 : 56 = 0,557$ кг.

Принимая, что из атмосферы печи в ванну поступает 10 % от общего количества кислорода, найдем величину последнего $3,0175 + 0,099 + 0,557 + 0,1$ ($3,0175 + 0,099 + 0,557$) = 4,04 кг.

Т а б л и ц а 42. Баланс железа за I-й период плавки

Источник	Из Fe ₂ O ₃ , кг	Из FeO, кг
Доломит	$1,3 \cdot 0,003 \cdot 0,7 = 0,0027$	—
Магнезитохромит	$0,1 \cdot 0,10 \cdot 0,7 = 0,007$	—
Известняк	$5,07 \cdot 0,002 \cdot 0,7 = 0,007$	—
Окалина скрапа	$0,35 \cdot 0,7 = 0,245$	—
Итого	0,2617	
Потери со скачиваемым шлаком	$0,39 \cdot 0,7 = 0,273$	$1,656 \cdot 0,78 = 1,292$
Остается в шлаке	$0,3161 \cdot 0,7 = 0,221$	$0,8429 \cdot 0,78 = 0,657$
Итого	0,494	1,949
Переходит в сталь	$0,2617 - 0,494 = -0,232$	-1,942

Примечание: 0,7 и 0,78 — доля Fe в Fe₂O₃ и FeO соответственно.

Учитывая, что в первом периоде ванна недостаточно и неравномерно прогрета и процессы массообмена замедлены, принимаем коэффициент усвоения подаваемого в ванну кислорода равным 0,9. Тогда расход технического кислорода составит

$$\frac{4,04 \cdot 22,4}{0,95 \cdot 0,9 \cdot 32} = 3,3 \text{ м}^3.$$

Здесь 0,95 — доля O_2 в техническом кислороде (остальное — азот).

Расход чистого кислорода $4,04 \cdot 22,4 / 32 = 2,828 \text{ м}^3$.

Расход чистого кислорода с учетом коэффициента усвоения $2,828 / 0,9 = 3,142 \text{ м}^3$.

Количество неусвоенного кислорода $3,142 - 2,828 = 0,314 \text{ м}^3$ или 0,486 кг.

Количество азота, подаваемого с техническим кислородом $3,3 - 3,142 = 0,158 \text{ м}^3$ или 0,197 кг.

Количество технического кислорода, поступающего в ванну $4,04 + 0,486 + 0,197 = 4,723 \text{ кг}$.

Выход годного с учетом металла, уносимого скачиваемым шлаком (10 % от количества шлака)

$100 - 3,216 - 2,181 - 0,6825 - 0,35 - 0,5 - 0,6 = 92,47 \text{ кг}$, где 3,216 — угар примесей; 2,181 — количество окислившегося железа; 0,6825 — загрязнения скрапа; 0,35 — окалина скрапа; 0,5 — миксерный шлак; 0,6 — потери металла со скачиваемым шлаком.

В течение I периода из ванны выделяются газы, кг; из:

	CO_2	H_2O
загрязнений скрапа	—	0,161
известняка	$5,07 \cdot 0,415 = 2,1$	$5,07 \cdot 0,0083 = 0,04$
доломита	$1,3 \cdot 0,025 = 0,0325$	$1,3 \cdot 0,022 = 0,0286$
	2,1325	0,0686

Материальный баланс I периода плавки.

Поступило, кг:	Получено, кг:
Металлическая шихта 100,000	Металл 92,470
Известняк 5,070	Потери металла со шлаком 0,600
Доломит 1,300	Шлак 11,987
Магнезитохромит 0,100	CO 2,812
O_2 из атмосферы печи 0,367	CO_2 2,1325
Технический кислород 4,723	H_2O 0,0686
	Неусвоенный O_2 0,486
	N_2 0,197
	SO_2 0,093
	Fe_2O_3 0,714
111,560	111,560

II период

Расчет материального баланса для второго периода плавки от расплавления до раскисления стали проводится аналогично расчету для I периода. Результаты расчета представим в виде таблицы.

Материальный баланс II периода плавки.

Поступило, кг:		Получено, кг:	
Металл	92,470	Сталь	91,119
Шлак	5,987	Потери металла со шлаком	0,134
Доломит	0,400	Шлак	6,628
Магнетитохромит	0,100	CO	3,467
O ₂ из атмосферы печи	0,127	CO ₂	0,014
Технический кис-лород	3,455	SO ₂	0,008
		Fe ₂ O ₃ (в дым)	0,857
		N ₂	0,123
		Неусвоенный O ₂	0,178
		H ₂ O	0,010
	102,539		
			102,538
		Невязка	0,001

Материальный баланс плавки

Поступило, кг:		Получено, кг:	
Металлическая пихта	100,000	Сталь	91,119
Известняк	5,070	Шлак	12,628
Доломит	1,700	Потери металла со шлаком	0,734
Магнетитохромит	0,200	CO	6,279
O ₂ из атмосферы печи	0,494	CO ₂	2,146
Технический кис-лород	8,178	SO ₂	0,101
		N ₂	0,320
		Неусвоенный кис-лород	0,664
		H ₂ O	0,0786
		Fe ₂ O ₃ (в дым)	1,571
	115,642		
			115,6406
		Невязка	0,0014

Тепловой баланс

Целью расчета теплового баланса рабочего пространства камеры печи является определение средней тепловой нагрузки и тепловой нагрузки холостого хода. Расчет производим для одной камеры печи.

Приход тепла

1. Тепло, вносимое скрапом

$$Q_{ск} = c_{ск} D_{ск} Gt_{ск} = 0,469 \cdot 0,35 \cdot 250 \cdot 10^3 \cdot 20 = 820,75 \cdot 10^3 \text{ кДж} = 0,82 \text{ ГДж.}$$

Здесь $c_{ск}=0,469$ кДж/(кг·К) — удельная теплоемкость скрапа при $t_{ск}=20^\circ\text{C}$; $D_{ск}=0,35$ — доля скрапа в шихте; $G=250$ т емкость одной ванны печи.

2. Тепло, вносимое чугуном

$$Q_q = GD_q [c_q^{тв} t_{пл.ч} + L_q + c_q^ж (t_q - t_{пл.ч})] = \\ = 250 \cdot 10^3 \cdot 0,65 [0,745 \cdot 1200 + 217,72 + \\ + 0,837 (1300 - 1200)] = 194255,75 \cdot 10^3 \text{ кДж} = \\ = 194,26 \text{ ГДж},$$

где $D_q=0,65$ — доля чугуна в шихте; $c_q^{тв}=0,745$ кДж/(кг·К) — средняя удельная теплоемкость твердого чугуна в интервале температур $0-1200^\circ\text{C}$;

$c_q^ж=0,837$ кДж/(кг·К) — тоже жидкого чугуна в интервале температур $1200-1300^\circ\text{C}$;

$L_q=217,72$ кДж/кг — скрытая теплота плавления чугуна;

$t_q=1300^\circ\text{C}$ — температура заливаемого чугуна;

$t_{пл.ч}=1200^\circ\text{C}$ — температура плавления чугуна.

3. Тепло экзотермических реакций

$$\begin{aligned} \text{C} \rightarrow \text{CO}_2 \dots 0,02405 \cdot 250 \cdot 10^3 \cdot 34,09 &= 204966,1 \\ \text{Si} \rightarrow \text{SiO}_2 \dots 0,00650 \cdot 250 \cdot 10^3 \cdot 31,10 &= 50537,5 \\ \text{Mn} \rightarrow \text{MnO} \dots 0,00680 \cdot 250 \cdot 10^3 \cdot 7,37 &= 12529,0 \\ \text{Fe} \rightarrow \text{Fe}_2\text{O}_3 \text{ (в дым)} \dots 0,010000 \cdot 250 \cdot 10^3 \cdot 7,37 &= 18425,0 \\ \text{P} \rightarrow \text{P}_2\text{O}_5 \dots 0,00129 \cdot 250 \cdot 10^3 \cdot 25,40 &= 8062,5 \\ \text{S} \rightarrow \text{SO}_2 \dots 0,00012 \cdot 250 \cdot 10^3 \cdot 9,28 &= 278,4 \\ \text{Fe} \rightarrow \text{FeO} \dots (0,01940 + 0,00053) 250 \cdot 10^3 \cdot 4,82 &= 24015,6 \\ \text{Fe} \rightarrow \text{Fe}_2\text{O}_3 \dots (0,00232 - 0,00018) 250 \cdot 10^3 \cdot 7,37 &= 3943,0 \end{aligned}$$

$$Q^{\text{экз}} = 322757,1 \text{ МДж} = \\ = 322,76 \text{ ГДж}$$

[здесь первый столбик чисел — доля выгоревшей примеси; второй — емкость ванны, кг; третий — тепловые эффекты реакций, отнесенные к 1 кг элемента, МДж/кг (см. приложение XII)].

4. Тепло шлакообразования

$$\begin{aligned} \text{SiO}_2 \rightarrow (\text{CaO})_2 \text{SiO}_2 \dots 0,01393 \cdot 250 \cdot 10^3 \cdot 28 \cdot 60 \cdot 2,32 &= \\ &= 8075,75 \\ \text{P}_2\text{O}_5 \rightarrow (\text{CaO})_3 \text{P}_2\text{O}_5 \cdot \text{CaO} \dots 0,033 \cdot 250 \cdot 10^3 \cdot 62 \cdot 142 \cdot 4,71 &= \\ &= 738,63 \end{aligned}$$

$$Q_{\text{ш.о}} = 8,81 \text{ ГДж} = 8814,38 \text{ МДж}$$

здесь первая колонка — доля оксида;

третья и четвертая колонки — молекулярные массы элемента и соединения, соответственно;

пятая колонка — тепловые эффекты реакции шлакообразования, МДж/кг (приложение XII).

5. Тепло от горения природного газа

$$Q_{\text{пр.г}} = 35069,6 B \text{ кДж} = 0,035 B \text{ ГДж},$$

где $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 35069,6 \text{ кДж/м}^3$ — низшая теплота сгорания природного газа (см. пример 35);

B — расход природного газа на плавку, м^3 .

6. Тепло, вносимое подсасываемым в рабочее пространство воздухом, идущим на сжигание природного газа и CO .

$$\begin{aligned} Q_{\text{возд}} &= (V_{\text{в}}^{\text{пр.г}} B + D_{\text{CO}} G : M_{\text{CO}} 22,4 V_{\text{в}}^{\text{CO}}) c_{\text{в}} t_{\text{в}} = \\ &= (9,28 B + 0,06279 \cdot 250 \cdot 10^3 : 28 \cdot 22,4 \cdot 2,38) 1,3226 \cdot 20 = \\ &= 245,47 B + 790598,34 \text{ кДж} = 0,000245 B + 0,79 \text{ ГДж}. \end{aligned}$$

Здесь $V_{\text{в}}^{\text{пр.г}}$, $V_{\text{в}}^{\text{CO}}$ — теоретические расходы воздуха для сжигания 1 м^3 природного газа и $1 \text{ м}^3 \text{ CO}$, соответственно равные 9,28 и 2,38 $\text{м}^3/\text{м}^3$;

D_{CO} — доля образующегося CO (см. материальный баланс плавки);

$M_{\text{CO}} = 28 \text{ кг}$ — молекулярная масса CO ;

$c_{\text{в}} = 1,3226 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$ — теплоемкость воздуха при $t_{\text{в}} = 20^\circ\text{C}$ (приложение I).

Расход тепла

1. Физическое тепло стали

$$\begin{aligned} Q_{\text{ст}} &= D_{\text{ст}} G [c_{\text{ст}}^{\text{тв}} t_{\text{пл.ст}} + L_{\text{ст}} + c_{\text{ст}}^{\text{ж}} (t_{\text{ст}} - t_{\text{пл.ст}})] = \\ &= 0,91119 \cdot 250 \cdot 10^3 [0,7 \cdot 1500 + 272,16 + 0,837 (1600 - \\ &- 1500)] = 320251,39 \cdot 10^3 \text{ кДж} = 320,25 \text{ ГДж}. \end{aligned}$$

Здесь $D_{\text{ст}} = 0,91119$ выход стали (см. материальный баланс);

$c_{\text{ст}}^{\text{тв}} = 0,7 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$ — удельная теплоемкость твердой стали, средняя в интервале температур $0-1500^\circ\text{C}$;

$c_{\text{ст}}^{\text{ж}} = 0,837 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$ — то же, жидкой стали средняя в интервале температур $1500-1600^\circ\text{C}$;

$t_{\text{пл.ст}} = 1500^\circ\text{C}$ — температура плавления стали;

$L_{\text{ст}} = 272,16 \text{ кДж/кг}$ — скрытая теплота плавления стали.

2. Физическое тепло стали, теряемой со шлаком

$$\begin{aligned} Q_{\text{ст-шл}} &= 0,00734 \cdot 250 \cdot 10^3 [0,7 \cdot 1500 + 272,16 + \\ &+ 0,837 (1600 - 1500)] = 2579,753 \cdot 10^3 \text{ кДж} = 2,58 \text{ ГДж}. \end{aligned}$$

3. Физическое тепло шлака

$$Q_{\text{шл}} = (1,25 \cdot 1550 + 209,5) 0,06 \cdot 250 \cdot 10^3 + (1,25 \cdot 1600 + 209,35) 0,0628 \cdot 250 \cdot 10^3 = 66889,545 \cdot 10^3 \text{ кДж} = 66,89 \text{ ГДж}.$$

Здесь 1,25 кДж/(кг·К) — теплоемкость шлака, средняя в интервале температур 0—1600 °С;

209,35 кДж/кг — скрытая теплота плавления шлака;

0,06 и 0,0628 — доля шлака скаченного и конечного соответственно (см. материальный баланс).

4. Тепло, уносимое продуктами сгорания при средней температуре $t_{yx} = 1600$ °С

$$Q_{yx} = B i_{yx} V_{yx} = B \cdot 2592,64 \cdot 10,34 = 26807,9 \text{ В кДж} = 0,0268 \text{ В ГДж}.$$

Здесь:

$$i_{\text{CO}_2} \dots 0,0955 \cdot 3815,86 = 364,41$$

$$i_{\text{H}_2\text{O}} \dots 0,1875 \cdot 2979,13 = 558,59$$

$$i_{\text{N}_2} \dots 0,7170 \cdot 2328,65 = 1669,64$$

$$\frac{i_{\text{уд}}^{1600}}{t_{\text{уд}}} = 2592,64 \text{ кДж/м}^3.$$

Доли CO_2 , H_2O , N_2 и V_{yx} заимствованы из табл. 17, их энтальпии — из приложения II при $t_{yx} = 1600$ °С.

5. Тепло, расходуемое на разложение известняка

$$Q_{\text{разв}} = 1779,5 \cdot 0,0507 \cdot 250 \cdot 10^3 = 22555 \cdot 10^3 \text{ кДж} = 22,56 \text{ ГДж}.$$

Здесь 1775,5 кДж/кг — теплота разложения 1 кг известняка;

0,0507 — доля известняка (см. материальный баланс).

6. Тепло, затрачиваемое на испарение влаги и нагрев паров воды до $t_{yx} = 1600$ °С.

$$Q_{\text{H}_2\text{O}} = 0,000786 \cdot 250 \cdot 10^3 [4,187 \cdot 100 + 2256,8 + 1,88 (1600 - 100)] 22,4 : 18 = 1297594,2 \text{ кДж} = 1,3 \text{ ГДж}.$$

Здесь 4,187 кДж/(кг·К) — теплоемкость воды, средняя в интервале температур 0—100 °С;

1,88 кДж/(кг·К) — то же, пара в интервале температур 100—1600 °С;

2256,8 кДж/кг — скрытая теплота испарения 1 кг воды;

0,000786 — доля H_2O в продуктах плавки (см. материальный баланс).

7. Тепло, затраченное на нагрев выделяющихся из ванны газов до $t_{yx} = 1600$ °С.

$$\text{CO}_2 \dots 3815,86 \cdot 0,02146 \cdot 250 \cdot 10^3 \cdot 22,4:44 = 10422,15 \cdot 10^3$$

$$\text{CO} \dots 2526,85 \cdot 0,06279 \cdot 250 \cdot 10^3 \cdot 22,4:28 = 31732,18 \cdot 10^3$$

$$\text{SO}_2 \dots 3815,86 \cdot 0,00101 \cdot 250 \cdot 10^3 \cdot 22,4:64 = 337,23 \cdot 10^3$$

$$\text{N}_2 \dots 2328,65 \cdot 0,00320 \cdot 250 \cdot 10^3 \cdot 22,4:28 = 1490,33 \cdot 10^3$$

$$\text{O}_2 \dots 2463,97 \cdot 0,00664 \cdot 250 \cdot 10^3 \cdot 22,4:32 = 2863,13 \cdot 10^3$$

$$Q_{\text{газ}} = 46845,02 \cdot 10^3 \text{ кДж} = 46,85 \text{ ГДж}$$

Здесь первый столбик чисел — энтальпия газов при $t_{yx} = 1600^\circ\text{C}$ (приложение II); второй столбик чисел — доля газа от массы садки (см. материальный баланс).

8. Тепло, теряемое с уносимыми частицами Fe_2O_3

$$Q_{\text{Fe}_2\text{O}_3} = 0,01571 \cdot 250 \cdot 10^3 (1,23 \cdot 1600 + 209,35) = \\ = 16773,76 \cdot 10^3 \text{ кДж} = 16,78 \text{ ГДж.}$$

9. Потери тепла с охлаждающей водой.

В рабочем пространстве двухванной печи водой охлаждаются заслонки окон (расход воды по $1,67 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$), амесники столбиков (по $0,56 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$), амбразура шлаковой летки ($1,12 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$) и кислородные фурмы (по $0,28 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$). Принимая, что повышение температуры воды в водоохлаждаемом элементе не должно превышать 20 K , находим потери тепла с охлаждающей водой:

Заслонки . . .	$3 \cdot 1,67 \cdot 10^{-3} \cdot 4,187 \cdot 10^3 \cdot 14400 \cdot 20 = 6041,34 \cdot 10^3$
Амесники . . .	$6 \cdot 0,56 \cdot 10^{-3} \cdot 4,187 \cdot 10^3 \cdot 14400 \cdot 20 = 4051,68 \cdot 10^3$
Амбразура . . .	$1 \cdot 1,12 \cdot 10^{-3} \cdot 4,187 \cdot 10^3 \cdot 14400 \cdot 20 = 1350,56 \cdot 10^3$
Фурмы	$3 \cdot 0,28 \cdot 10^{-3} \cdot 4,187 \cdot 10^3 \cdot 6840 \cdot 20 = 481,14 \cdot 10^3$

$$Q_{\text{охл}} = 11924,72 \cdot 10^3 \text{ кДж} = 11,92 \text{ ГДж}$$

Здесь первый столбец чисел — количество водоохлаждаемых элементов; второй — расход воды, $\text{м}^3/\text{с}$; третий — теплоемкость воды, $\text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$; четвертый — время теплового воздействия на водоохлаждаемый элемент, с; пятый — разность температур выходящей и входящей воды, K .

Рамы завалочных окон и пятовые балки свода имеют испарительное охлаждение. Принимая расход химически очищенной воды на каждый элемент $0,11 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, найдем общий расход воды:

Рамы завалочных окон .	$3 \cdot 0,11 \cdot 10^{-3} = 0,33 \cdot 10^{-3}$
Пятовые балки передней	
стенки	$3 \cdot 0,11 \cdot 10^{-3} = 0,33 \cdot 10^{-3}$
Пятовые балки задней	
стенки	$3 \cdot 0,11 \cdot 10^{-3} = 0,33 \cdot 10^{-3}$

$$\text{Всего} : 0,99 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$$

Считая, что выход пара составляет 90 % ($0,89 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$), найдем потери тепла с испарительным охлаждением

$$Q_{\text{охл.2}} = 4,187 \cdot 10^3 \cdot 0,99 \cdot 10^{-3} (100 - 30) 14400 + [2256,8 + 1,88 (150 - 100)] 10^3 \cdot 0,89 \cdot 10^{-3} \cdot 14400 \cdot 18 : 22,4 = 27952,17 \cdot 10^3 \text{ кДж} = 27,95 \text{ ГДж.}$$

Суммарные потери тепла с охлаждающей водой равны

$$Q_{\text{охл}} = 11,92 + 27,95 = 39,87 \text{ ГДж.}$$

10. Потери тепла через футеровку [формула (155)].

Потери тепла через свод

$$Q_{\text{свод}} = \frac{1580 - 50}{\frac{0,28}{2,6} + \frac{1}{28,0}} 91,4 \cdot 14400 = 14042,073 \cdot 10^3 \text{ кДж} = 14,04 \text{ ГДж.}$$

Коэффициент теплопроводности магнезитохромита согласно приложению XI при средней температуре свода $0,5(1580 + 300) = 940^\circ\text{C}$ равен $\lambda_{\text{мх}} = 4,1 - 0,0016 \cdot 940 = 2,6 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$. Коэффициент теплоотдачи конвекцией равен $\alpha = 10 + 0,06 \cdot 300 = 28 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Толщина футеровки $\delta_{\text{мх}} = 0,5(0,46 + 0,10) = 0,28 \text{ м}$ взята средней за кампанию печи.

Потери тепла через стены печи

Задняя стенка имеет слой магнезита средней толщиной $\delta_{\text{м}} = 0,75 \text{ м}$ и слой легковесного шамота толщиной $\delta_{\text{шл}} = 0,065 \text{ м}$. Принимая температуру наружной поверхности футеровки равной 200°C , а на границе раздела слоев 1100°C , согласно приложению XI получим

$$\lambda_{\text{м}} = 6,28 - 0,0027 \cdot 0,5 \cdot (1580 + 1100) = 2,66 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}) \text{ и } \lambda_{\text{шл}} = 0,314 + 0,00035 \cdot 0,5 (1100 + 200) = 0,54 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}) \text{ и}$$

$$\alpha = 10 + 0,06 \cdot 200 = 22 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Тогда

$$Q_{\text{з.ст}} = \frac{1580 - 30}{\frac{0,75}{2,66} + \frac{0,065}{0,54} + \frac{1}{22}} 23,1 \cdot 14400 = 1159,32 \cdot 10^3 \text{ кДж} = 1,16 \text{ ГДж}$$

Потери тепла через переднюю стенку

$$Q_{\text{в.ст}} = \frac{1580 - 30}{\frac{0,6}{3,88} + \frac{1}{22}} 12,54 \cdot 14400 = 1398,8 \cdot 10^3 \text{ кДж} = 1,4 \text{ ГДж.}$$

Здесь $\lambda_m = 6,28 - 0,0027(1580 + 200)/2 = 3,88$ Вт/(м·К).

Потери тепла через под равны

$$Q_{\text{под}} = 5100 \cdot 102,4 \cdot 14400 = 6475,78 \cdot 10^3 \text{ кДж} = 6,48 \text{ ГДж.}$$

Здесь: 5100 Вт/м² — удельные потери тепла через под;
102,4 м² — площадь пода.

Всего теряется через футеровку

$$Q_{\text{тепл}} = 14,04 + 1,16 + 1,4 + 6,48 = 23,08 \text{ ГДж.}$$

11. Потери тепла излучением через окна печи [формула (156)]

$$Q_{\text{изл}} = 5,7 \cdot 0,65 \left(\frac{1600 + 273}{100} \right)^4 1,6 \cdot 1,7 \cdot 5400 = \\ = 6697,34 \cdot 10^3 \text{ кДж} = 6,7 \text{ ГДж.}$$

12. Потери тепла на диссоциацию CO₂ и H₂O прием равными 2 % от тепла, получаемого при сжигании природного газа, т. е.

$$Q_{\text{дисс}} = 0,02 \cdot 0,035 B = 0,0007 B \text{ ГДж.}$$

13. Потери тепла с выбивающимися газами и прием равными 2,5 % от тепла, получаемого при сжигании природного газа

$$Q_{\text{выб}} = 0,025 \cdot 0,035 B = 0,00088 B \text{ ГДж.}$$

Расход природного газа найдем из уравнения теплового баланса

$$Q_{\text{приг}} = Q_{\text{расх}}$$

$$0,82 + 194,26 + 322,76 + 8,81 + 0,035 B + 0,000245 B + \\ + 0,79 = 320,25 + 2,58 + 66,89 + 0,0268 B + 22,56 + \\ + 1,3 + 46,85 + 16,78 + 39,87 + 23,08 + 6,7 + 0,0007 B + \\ + 0,00088 B$$

или

$$0,006865 B = 20,21,$$

откуда

$$B = 2943,9 \text{ м}^3.$$

Тепловой баланс рабочего пространства камеры двух-
шальной печи представлен в табл. 43.

Средняя тепловая нагрузка равна

$$Q_{\text{ср}} = 35,0 \cdot 2943,9 : 14400 = 7,155 \text{ МВт.}$$

Тепловая нагрузка холостого хода равна

$$(39,87 + 23,08 + 6,7) : 14400 = 4,84 \text{ МВт.}$$

Т а б л и ц а 43. Тепловой баланс камеры двухванной печи

Статья прихода	ГДж (%)	Статья расхода	ГДж (%)
Физическое тепло:		Физическое тепло:	
скрапа	0,82 (0,13)	стали	320,26 (50,74)
чугуна	194,26 (30,78)	металла в шлаке	2,58 (0,41)
воздуха	1,51 (0,24)	шлака	66,89 (10,55)
Тепло реакций:		Разложение изве-	
экзотермичес-		стняка	22,56 (3,57)
ких	322,76 (51,13)	Испарение влаги	1,30 (0,21)
шлакообразова-		Нагрев газов	46,85 (7,42)
ния	8,81 (1,39)	Вывос с частица-	
Тепло от горения		ми Fe_2O_3	16,78 (2,66)
природного газа	103,04 (16,33)	Водяное охлажде-	
		ние	39,87 (6,33)
Итого	631,20 (100,0)	Потери тепла:	
		через футеровку	23,08 (3,66)
		излучением	6,70 (1,08)
		на диссоциацию	2,09 (0,33)
		с выбивающими-	
		ся газами	2,63 (0,42)
		с продуктами сго-	
		рания	79,60 (12,62)
		Итого	631,20 (100,0)

Расход топлива по периодам плавки

Период выпуска и заправки (продолжительность 1440 с). Примем, что тепловая нагрузка в период выпуска и заправки равна 75 % средней тепловой нагрузки. Тогда

$$Q_1 = 0,75 \cdot 7,155 = 5,366 \text{ МВт},$$

а расход природного газа

$$B_1 = 5,366 \cdot 1440 / 35,0 = 220,64 \text{ м}^3/\text{период}.$$

Период завалки и прогрева (продолжительность 4680 с). В этом периоде поддерживают максимальную тепловую нагрузку, составляющую 125 % от средней. Тогда

$$Q_2 = 1,25 \cdot 7,155 = 8,94 \text{ МВт}$$

$$\text{и } B_2 = 8,94 \cdot 4680 / 35,0 = 1195,69 \text{ м}^3/\text{период}.$$

Период заливки чугуна и плавления (продолжительность 4680 с). Обычно период заливки и плавления проходит при средней тепловой нагрузке. Тогда

$$Q_3 = 7,155 \text{ МВт и } B_3 = 7,155 \cdot 4680 / 35,0 = 956,87 \text{ м}^3/\text{период}.$$

Период доводки (продолжительность 3600 с)

$$Q_4 = (7,155 \cdot 14400 - 5,366 \cdot 1440 - 8,94 \cdot 4680 - 7,155 \cdot 4680) / 3600 = 5,55 \text{ МВт.}$$

$$\text{Тогда } B_4 = 5,55 \cdot 3600 / 35,0 = 570,7 \text{ м}^3/\text{период.}$$

Правильность расчета проверяем, суммируя расходы природного газа по периодам

$$220,64 + 1195,69 + 956,87 + 570,70 = 2943,9 \text{ м}^3,$$

что соответствует значению, найденному из теплового баланса.

§ 2. ПРИМЕРНЫЙ РАСЧЕТ КИСЛОРОДНОГО КОНВЕРТЕРА

Расчитать конвертер емкостью $G=150$ т при продувке металла техническим кислородом ($99,5\% \text{ O}_2 + 0,5\% \text{ N}_2$) сверху. Шихта содержит 77% чугуна и 23% скрапа, состав которых и стали перед раскислением следующий:

	C	Si	Mn	P	S
Чугун (77 %)	3,8	1,0	0,9	0,2	0,05
Скрап (23 %)	0,1	—	0,5	0,04	0,04
Средний состав шихты . . .	2,759	0,72	0,763	0,033	0,045
Сталь перед раскислением . .	0,1	—	0,04	0,01	0,025

Расход футеровки (периклазошпинелидный кирпич) прием равным $0,25\%$ массы садки.

Расчет конвертера включает: 1) расчет материального баланса; 2) расчет основных размеров конвертера; 3) расчет кислородной фурмы; 4) расчет теплового баланса.

Материальный баланс

Угар примесей определим как разность между средним содержанием элемента в шихте и в стали перед раскислением (расчет проводим на 100 кг шихты).

$$\text{C} \dots 2,759 - 0,1 = 2,659 \text{ кг}$$

$$\text{Si} \dots \dots \dots 0,72 \text{ кг}$$

$$\text{Mn} \dots 0,763 - 0,04 = 0,723 \text{ кг}$$

$$\text{P} \dots 0,033 - 0,01 = 0,023 \text{ кг}$$

$$\text{S} \dots 0,045 - 0,025 = 0,02 \text{ кг}$$

$$\text{Fe (в дым)} \dots \dots \dots 1,5 \text{ кг}$$

$$\text{Всего} \dots \dots \dots 5,645 \text{ кг}$$

$$(1,946 - 1,514) + (0,649 - 0,319) = 0,762 \text{ кг.}$$

Расход кислорода на окисление всех примесей

$$5,607 + 0,762 = 6,369 \text{ кг.}$$

Принимая коэффициент усвоения подаваемого в ванну кислорода равным 0,9, определим необходимое количество технического кислорода на 100 кг садки

$$6,369 \cdot 22,4 / (0,995 \cdot 0,9 \cdot 32) = 4,98 \text{ м}^3.$$

Расход кислорода на 1 т садки равен 49,8 м³/т. Количество подаваемого азота равно $4,98 \cdot 0,005 = 0,025 \text{ м}^3$ или 0,031 кг.

Количество неусвоенного кислорода

$$(4,98 - 0,025) 0,05 = 0,248 \text{ м}^3 \text{ или } 0,354 \text{ кг.}$$

Масса технического кислорода равна

$$6,369 + 0,031 + 0,354 = 6,754 \text{ кг.}$$

Теперь можно определить состав и количество выделяющихся газов

	кг		м³	%
CO ₂	0,975	-0,0048	-0,537=1,517	0,772 13,84
CO			5,584	4,467 80,05
H ₂ O			0,054	0,067 1,20
O ₂			0,354	0,248 4,44
N ₂			0,031	0,025 0,45
SO ₂			0,004	0,001 0,02
Итого			7,544	5,580 100,0

Материальный баланс плавки.

Поступило, кг:

Чугун	77,000
Скrap	23,000
Боксит	0,600
Известь	7,757
Футеровка	0,250
Технический O ₂	6,754
Итого	115,361

Получено, кг:

Сталь	91,022
Потери металла со шлаком	0,500
Потери металла с выбросами	1,000
Шлак	12,974
Газы	7,544
F ₂ O ₃ (в дым)	2,143
Итого	115,183
Невязка	-0,18 кг

Определение основных размеров конвертера

Внутренний диаметр $D_{вн}$ конвертера и глубина жидкой ванны в спокойном состоянии h и общая высота H_1 зависят от его садки (рис. 61):

Садка, т.	50	100	150	200	250	300
$D_{вн}$, м	3,3	4,2	4,93	5,5	6,2	6,9
h , м	1,1	1,4	1,5	1,6	1,7	2,0
$H_1/D_{вн}$	1,55	1,47	1,4	1,3	1,22	1,25

Толщину футеровки конвертера обычно принимают: конусной части 508—888 мм; цилиндрической части 711—990 мм; днища 748—1220 мм.

В соответствии с приведенными рекомендациями выбираем $D_{вн} = 4,93$ м и $H_1/D_{вн} = 1,4$. Тогда высота рабочего пространства равна

$$H_1 = 4,93 \cdot 1,4 = 6,9 \text{ м.}$$

Диаметр горловины принимаем равным

$$D_r = 0,55 D_{вн} = 0,55 \cdot 4,93 = 2,7 \text{ м.}$$

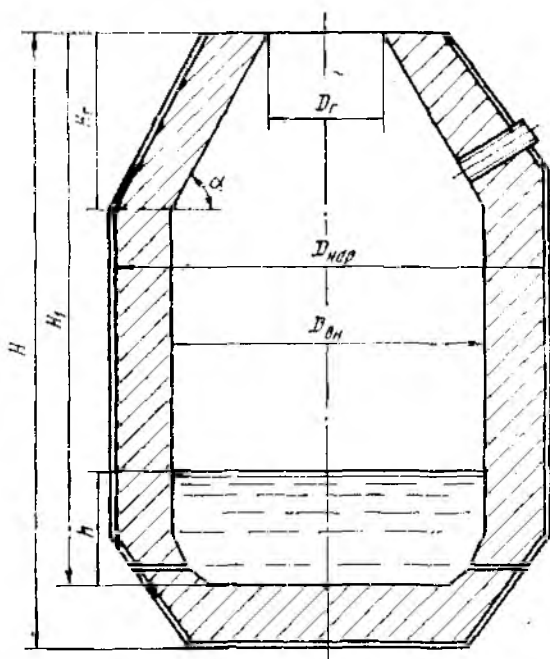


Рис. 61. Профиль кислородного конвертера

Высота горловины при угле ее наклона $\alpha=60^\circ$ равна

$$H_r = 0,5 (D_{\text{вн}} - D_r) \operatorname{tg} 60^\circ = 0,5 (4,93 - 2,7) 1,732 = 1,93 \text{ м.}$$

Объем конвертера находим по упрощенной формуле

$$V = \frac{\pi D_{\text{вн}}^2}{4} H = \frac{3,14 \cdot 4,93^2}{4} 6,9 = 131,65 \text{ м}^3.$$

Принимая толщину футеровки днища равной $\delta_{\text{ф}}=1$ м и толщину кожуха $\delta_{\text{кож}}=0,03$ м, определим общую высоту конвертера

$$H = 6,9 + 1,0 + 0,03 = 7,93 \text{ м.}$$

Наружный диаметр конвертера при средней толщине футеровки стен $\delta_{\text{ф.ст}}=0,85$ м и толщине кожуха $\delta_{\text{кож}}=0,03$ м равен

$$D_{\text{нар}} = 4,93 + 2 \cdot 0,85 + 2 \cdot 0,03 = 6,69 \text{ м.}$$

Расчет кислородной фурмы

При расчете материального баланса было найдено, что расход технического кислорода на 1 т садки должен быть равен $49,8 \text{ м}^3$. Общий расход кислорода на садку 150 т должен быть равен $49,8 \cdot 150 = 7470 \text{ м}^3$. Принимая интенсивность продувки равной $8,38 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/(\text{кг} \cdot \text{с})$ найдем, что расход кислорода равен $8,33 \cdot 10^{-5} \cdot 150 \cdot 10^3 = 12,5 \text{ м}^3/\text{с}$.

Тогда продолжительность продувки равна $7470:12,5 = 597,6 \text{ с}$ (9,96 мин).

Длительность паузы между продувками примем равной 1080 с (18 мин). Тогда общая продолжительность цикла равна $597,6 + 1080 = 1678 \text{ с}$ (27,96 мин).

Массовый расход технического кислорода на садку 150 т равен $6,754:100 \cdot 150 \cdot 10^3 = 10131 \text{ кг}$ (здесь 6,754 кг — масса технического кислорода, расходуемого на 100 кг садки, заимствована из материального баланса), а его секундный расход $10131:9,96:60 = 16,95 \text{ кг/с}$.

Далее, задаваясь величиной давления технического кислорода в цехе, по методике, приведенной в примере 7, определяем давление кислорода перед фурмой. Затем аналогично расчетам в примере 8 (коническое сопло) и примере 9 (сопло Лаваля) производим расчет сопла. При многосопельной фурме расход кислорода делим на число сопел.

Для упрощенных расчетов диаметра цилиндрического сопла шестисопельной фурмы можно воспользоваться формулой Б. Л. Маркова $d = 7,13 \cdot 10^3 \sqrt[4]{\frac{1}{v_{\text{ф}}}}$ мм,

где, $v_{\text{ф}}$ — расход кислорода на фурму, $\text{м}^3/\text{с}$.

Тепловой баланс*

Приход тепла

1. Тепло, вносимое чугуном ($t_{\text{ч}} = 1300^\circ\text{C}$)

$$Q_{\text{ч}} = 150 \cdot 10^3 \cdot 0,77 [0,745 \cdot 1200 + 217,22 + 0,837 (1300 - 1200)] = 138013 \cdot 10^3 \text{ кДж} = 138,013 \text{ ГДж.}$$

2. Тепло, вносимое скрапом ($t_{\text{ск}} = 20^\circ\text{C}$)

$$Q_{\text{ск}} = 0,469 \cdot 150 \cdot 10^3 \cdot 0,23 \cdot 20 = 342 \cdot 10^3 \text{ кДж} = 0,342 \text{ ГДж.}$$

3. Тепло экзотермических реакций

$$\text{C} \rightarrow \text{CO}_2 \dots 0,002659 \cdot 150 \cdot 10^3 \cdot 34,09 = 13596,80$$

$$\text{C} \rightarrow \text{CO} \dots 0,023930 \cdot 150 \cdot 10^3 \cdot 10,47 = 37582,06$$

$$\text{Si} \rightarrow \text{SiO}_2 \dots 0,007200 \cdot 150 \cdot 10^3 \cdot 31,10 = 33588,00$$

$$\text{Mn} \rightarrow \text{MnO} \dots 0,007230 \cdot 150 \cdot 10^3 \cdot 7,37 = 7992,77$$

$$\text{P} \rightarrow \text{P}_2\text{O}_5 \dots 0,000230 \cdot 150 \cdot 10^3 \cdot 25,00 = 862,50$$

$$\text{S} \rightarrow \text{SO}_2 \dots 0,000020 \cdot 150 \cdot 10^3 \cdot 9,28 = 27,84$$

$$\text{Fe} \rightarrow \text{Fe}_2\text{O}_3 \dots 0,004520 \cdot 150 \cdot 10^3 \cdot 7,37 = 4996,86$$

$$\text{Fe} \rightarrow \text{FeO} \dots 0,019460 \cdot 150 \cdot 10^3 \cdot 4,82 = 14069,58$$

$$\text{Fe} \rightarrow \text{Fe}_2\text{O}_3 \dots 0,015000 \cdot 150 \cdot 10^3 \cdot 7,37 = 16582,50$$

$$Q_{\text{экс}} = 129289,14 \text{ МДж} = 129,300 \text{ ГДж.}$$

Тепловые эффекты реакций окисления заимствованы из приложения XII.

4. Тепло шлакообразования

$$\text{SiO}_2 \rightarrow (\text{CaO})_2\text{SiO}_2 \quad 0,01543 \cdot 150 \cdot 10^3 \cdot 28 \cdot 60 \cdot 2,32 = 5369,142$$

$$\text{P}_2\text{O}_5 \rightarrow (\text{CaO})_3\text{P}_2\text{O}_5 \cdot \text{CaO} \quad 0,00053 \cdot 150 \cdot 10^3 \cdot 62 \cdot 142 \cdot 4,71 =$$

$$= 372,166$$

$$Q_{\text{шл.об}} = 5741,308 \text{ МДж} = 5,741 \text{ ГДж.}$$

Расход тепла

1. Физическое тепло стали

$$Q_{\text{ст}} = 0,91022 \cdot 150 \cdot 10^3 [0,7 \cdot 1500 + 272,16 + 0,837 (1600 - 1500)] = 191946 \cdot 10^3 \text{ кДж} = 191,946 \text{ ГДж.}$$

* Формулы и обозначения величин такие же, как и в примере расчета теплового баланса двухванной сталеплавильной печи.

2. Физическое тепло стали, теряемой со шлаком

$$Q_{\text{ст-шл}} = 0,005 \cdot 150 \cdot 10^3 [0,7 \cdot 1500 + 272,16 + 0,837 (1600 - 1500)] = 1054 \cdot 10^3 \text{ кДж} = 1,054 \text{ ГДж}.$$

3. Физическое тепло шлака

$$Q_{\text{шл}} = 0,12974 \cdot 150 \cdot 10^3 (1,25 \cdot 1600 + 209,35) = 42996 \cdot 10^3 \text{ кДж} = 42,996 \text{ ГДж}.$$

4. Тепло, уносимое газообразными продуктами реакций с температурой $t_{yx} = 1550^\circ\text{C}$

$$Q_{yx} = 0,0558 \cdot 150 \cdot 10^3 \cdot 2397,543 = 20067 \cdot 10^3 \text{ кДж} = 20,067 \text{ ГДж}.$$

$$i_{\text{CO}_2+\text{SO}...} (0,1384 + 0,0002) 3545,34 = 491,384$$

$$i_{\text{CO}...} 0,8005 \cdot 2200,26 = 1761,308$$

$$i_{\text{H}_2\text{O}...} 0,012 \cdot 2758,39 = 33,107$$

$$i_{\text{O}_2...} 0,0444 \cdot 2296,78 = 101,977$$

$$i_{\text{N}_2...} 0,0045 \cdot 2170,55 = 9,767$$

$$i_{yx}^{1550} = 2397,543 \text{ кДж/м}^3.$$

Энтальпию газов при $t_{yx} = 1550^\circ\text{C}$ определяем по приложению II.

5. Тепло, теряемое с уносимыми частицами Fe_2O_3

$$Q_{\text{Fe}_2\text{O}_3} = 0,02143 \cdot 150 \cdot 10^3 (1,23 \cdot 1600 + 209,36) = 6999 \cdot 10^3 \text{ кДж} = 7,0 \text{ ГДж}.$$

6. Потери тепла излучением через горловину конвертера:

во время продувки

$$Q_{\text{извл1}} = 5,7 \left[\left(\frac{1600 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{30 + 273}{100} \right)^4 \right] \frac{3,14 \cdot 2,7^2}{4} 597,6 = 2400 \cdot 10^3 \text{ кДж} = 2,4 \text{ ГДж};$$

во время паузы

$$Q_{\text{извл2}} = 5,7 \left[\left(\frac{1500 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{30 + 273}{100} \right)^4 \right] \frac{3,14 \cdot 2,7^2}{4} 1080 = 3480 \cdot 10^3 \text{ кДж} = 3,48 \text{ ГДж}.$$

Суммарные потери тепла излучением

$$Q_{\text{изл}} = 2,4 + 3,48 = 5,88 \text{ ГДж}.$$

7. Тепло, аккумулируемое футеровкой конвертера. Во время паузы внутренние слои футеровки конвертера охлаждаются, отдавая тепло излучением через горловину, а во время продувки снова нагреваются, аккумулируя тепло. Расчет этой величины проводят методом конечных разностей (§ 5, гл. II).

Для упрощения расчетов принимаем, что температура внутренней поверхности футеровки и толщина последней везде одинаковы ($\delta_{нач}=0,9$ м для новой и $\delta_{кон}=0,45$ м для изношенной футеровки). Поскольку наибольшие потери будут при тонкой футеровке, принимаем в расчете, что периклазошпинелидная футеровка имеет толщину $\delta_{\phi} = 0,45$ м.

В первом приближении принимаем распределение температуры по толщине футеровки в конце периода продувки линейным, причем $t_{вн}=1500^{\circ}\text{C}$, а $t_{нар}=400^{\circ}\text{C}$. Тогда при средней температуре футеровки $t_{\phi}=0,5 (1500+400) = 950^{\circ}\text{C}$ согласно приложению XI коэффициент теплопроводности периклазошпинелидной футеровки равен $\lambda_{\phi} = 4,17 - 0,0011 \cdot 950 = 3,125$ Вт/(м·К).

Плотность периклазошпинелидной футеровки $\rho_{\phi} = 3150$ кг/м³, удельная теплоемкость $c_{\phi} = 920$ Дж/(кг·К), коэффициент температуропроводности $a = 3,125 / (3150 \times 920) = 1,0 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

Разобьем футеровку на 25 элементарных слоев, каждый из которых имеет толщину

$$x_{\phi} = 0,45/25 = 0,018 \text{ м.}$$

Продолжительность элементарного интервала времени [формула (80)]

$$\Delta\tau = x_{\phi}^2/2a_{\phi} = 0,018^2/2 \cdot 1,0 \cdot 10^{-6} = 162 \text{ с.}$$

Число элементарных интервалов, времени: в период продувки $k_1 = 597,6/162 = 3,69 \approx 4$; в период паузы $k_2 = 1080/162 = 6,67 \approx 7$.

В период продувки температура внутренних поверхностей футеровки неизменна и равна 1500°C . В течение паузы температура внутренней поверхности футеровки уменьшается за счет потерь тепла излучением.

Коэффициент теплоотдачи излучением находим по формуле (67)

$$\alpha_{изл} = \frac{3,48 \cdot 10^9}{(1500 - 30) 125,9 \cdot 1080} = 17,4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где площадь внутренней поверхности футеровки конвертера определяли по формуле

$$F_{\text{вн}} = \pi D_{\text{вн}} H_1 + \pi D_{\text{вн}}^2 / 4 = 3,14 \cdot 4,93 \cdot 6,9 + 3,14 \cdot 4,93^2 / 4 = 125,9 \text{ м}^2.$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от наружной поверхности футеровки конвертера находим согласно примечанию к формуле (31), принимая среднюю температуру наружной поверхности равной 300 °С

$$\alpha_{\text{конв}} = 10 + 0,06 \cdot 300 = 28 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Начальное распределение температуры находим в соответствии с принятым линейным распределением температуры по толщине футеровки в конце периода продувки (табл. 45).

Поскольку колебания температуры имеют место только во внутренних слоях футеровки при составлении табл. 45 ограничимся первыми 10 элементарными слоями. Расчет температуры внутренней поверхности футеровки проводим по формуле (84), внутренних слоев футеровки — по формуле (82).

Как видно из табл. 45, распределение температуры по толщине футеровки в конце периода продувки (11Δτ) достаточно хорошо соответствует принятому в качестве начального линейного распределения (0Δτ) и дальнейший расчет можно не производить. В противном случае следует еще раз повторить расчет для паузы и периода продувки.

Т а б л и ц а 45. Расчет изменения температуры внутренних слоев

Периоды	Время		Температура (°С) на расстоянии от внутренней поверх-						
	Δτ	с	0Δx	1Δx	2Δx	3Δx	4Δx	5Δx	6Δx
			0	0,018	0,036	0,054	0,072	0,090	0,108
Пауза	0Δτ	0	1500	1456	1412	1368	1324	1280	1236
	1Δτ	162	1306	1456	1412	1368	1324	1280	1236
	2Δτ	324	1219	1359	1412	1368	1324	1280	1236
	3Δτ	486	1181	1316	1364	1368	1324	1280	1236
	4Δτ	648	1141	1272	1342	1344	1324	1280	1236
	5Δτ	810	1114	1242	1308	1333	1313	1280	1236
	6Δτ	972	1087	1211	1287	1310	1307	1275	1236
Продувка	7Δτ	1134	1065	1187	1261	1297	1293	1272	1233
	8Δτ	1296	1500	1163	1242	1277	1284	1263	1232
	9Δτ	1458	1500	1371	1220	1263	1270	1258	1227
	10Δτ	1620	1500	1360	1317	1245	1260	1249	1224
	11Δτ	1782	1500	1409	1302	1289	1247	1242	1218

ки, используя полученное распределение температуры по толщине футеровки в качестве начального.

Тепло, аккумулированное футеровкой конвертера, находим по формуле (159)

$$Q_{\text{акк}} = V_{\Phi} \rho_{\Phi} c_{\Phi} (t_{\Phi}^{\text{кон}} - t_{\Phi}^{\text{нач}}) = 22,662 \cdot 3150 \cdot 920 (1220,3 - 1196,4) = 1380 \cdot 10^3 \text{ кДж} = 1,38 \text{ ГДж}.$$

Здесь $V_{\Phi} = F_{\text{вн}} \cdot 10x = 125,9 \cdot 10 \cdot 0,018 = 22,662 \text{ м}^3$.

$$t_{\Phi}^{\text{кон}} = \frac{1409 + 1302 + 1289 + 1247 + 1242 + 1218 + 1186 + 1146 + 1104 + 1060}{10} = 1220,3^{\circ}\text{C},$$

$$t_{\Phi}^{\text{нач}} = \frac{1163 + 1242 + 1277 + 1284 + 1263 + 1232 + 1191 + 1148 + 1104 + 1060}{10} = 1196,4^{\circ}\text{C}.$$

8. Потери тепла теплопроводностью через футеровку [формула (155)]

$$Q_{\text{тепл}} = \frac{1500 - 30}{0,45 + \frac{1}{3,125 + \frac{1}{28}}} (3,14 \cdot 6,69 \cdot 7,93 + 3,14 \cdot 6,69^2/4) \times 597,6 = 850 \cdot 10^3 \text{ мДж} = 0,85 \text{ ГДж}.$$

9. Потери тепла на охлаждение кислородной фурмы.

Принимая внешний диаметр фурмы равным $d=0,2 \text{ м}$, глубину ее опускания $5,8 \text{ м}$, а величину потока тепла на фурму $q=348,9 \text{ кВт/м}^2$ (табл. 39), определяем потери тепла с охлаждающей водой

футеровки конвертера

поги футеровки, м

$7\Delta x$	$8\Delta x$	$9\Delta x$	$10\Delta x$
0,126	0,144	0,162	0,18
1192	1148	1104	1060
1192	1148	1104	1060
1192	1148	1104	1060
1192	1148	1104	1060
1192	1148	1104	1060
1192	1148	1104	1060
1192	1148	1104	1060
1191	1148	1104	1060
1190	1147	1104	1060
1187	1147	1104	1060
1186	1146	1104	1060

$$Q_{\Phi} = 348,9 \cdot 10^3 \cdot 3,14 \cdot 0,2 \cdot 5,8 \times 597,6 = 760 \cdot 10^3 \text{ кДж} = 0,76 \text{ ГДж}.$$

Результаты расчетов теплового баланса конвертера представим в виде таблицы (табл. 46).

Как следует из табл. 46, имеется некоторый избыток прихода тепла (1,846 ГДж/или 0,68%). Это приведет к некоторому увеличению температур металла, шлака и футеровки. В противном случае (недо-

Т а б л и ц а 46. Тепловой баланс конвертера

Статья прихода	ГДж (%)	Статья расхода	ГДж (%)
Физическое тепло:		Физическое тепло:	
чугуна	138,013 (50,48)	стали	191,946 (70,21)
скрапа	0,324 (0,12)	стали, теряемой	
Тепло экзотермических реакций .	129,300 (47,30)	со шлаком . . .	1,054 (0,39)
Тепло шлакообразования	5,741 (2,10)	шлака	42,996 (15,73)
Итого	273,378 (100,0)	Тепло, уносимое	
		газами	20,067 (7,34)
		Тепло уносимое	
		частицами Fe_2O_3	7,00 (2,56)
		Потери тепла излучением	5,48 (2,00)
		Тепло, аккумулированное кладкой	1,38 (0,50)
		Тепло теряемое теплопроводностью	0,85 (0,31)
		Тепло, теряемое с охлаждающей водой	0,759 (0,28)
		Избыток	1,846 (0,68)
		Итого	273,378 (100,0)

статок тепла) расчет следует повторить, предусматривая меры для увеличения приходной части баланса (подогрев скрапа, применение скрапа другого состава и т. д.).

Если приход тепла значительно больше расхода и повышать уровень температур в конвертере нежелательно, следует в исходную шихту добавить скрап (но не более 30 %), руду (не более 10 %), губчатое железо, или известняк.

§ 3. ПРИМЕРНЫЙ РАСЧЕТ МЕТОДИЧЕСКОЙ ТОЛКАТЕЛЬНОЙ ПЕЧИ

Рассчитать пятизонную методическую печь с нижним обогревом производительностью $P=72,22$ кг/с (260 т/ч) для нагрева слябов сечением 210×1400 мм и длиной 10500 мм. Конечная температура поверхности металла $t_{\text{кон}}=1250^\circ\text{C}$. Перепад температур по сечению сляба в конце нагрева $\Delta t_{\text{кон}}=50^\circ\text{C}$. Материал слябов — сталь 35. Топливо — смесь природного и доменного газов с теплотой сгорания $Q_p=20,9$ МДж/м³. Воздух подогревается в керамическом блочном рекуператоре до $t_e=450^\circ\text{C}$.

Расчет пламенной печи выполняется в следующей последовательности:

1) расчет горения топлива; 2) определение времени нагрева; 3) определение основных размеров печи; 4) составление теплового баланса, определение расхода топлива; 5) расчет вспомогательного оборудования: рекуператоров, горелок и т. п.; 6) расчет аэродинамического тракта и дымовой трубы.

Расчет горения топлива

Расчет горения топлива (смеси природного и доменного газов) производится аналогично расчету смеси коксового и доменного газов, рассмотренному в примере 34.

Состав исходных газов, %: доменный газ — 10,5 CO₂; 28 CO; 0,3 CH₄; 2,7 H₂; 58,5 N₂; природный газ — 98 CH₄; 2N₂.

Принимая содержание влаги в газах равным $W = 30$ г/м³ и производя пересчет по формуле (91, а), получим следующий состав влажных газов, %: доменный газ — 10,1 CO₂; 27,0 CO; 0,288 CH₄; 56,49 N₂; 3,59 H₂O; 2,532 H₂; природный газ — 94,482 CH₄; 1,928 N₂; 3,59 H₂O.

Теплоты сгорания газов [формула (93)]

$$Q_{\text{н.пр}}^{\text{р}} = 358 \cdot 94,482 = 33824,56 \text{ кДж/м}^3 = 33,82 \text{ МДж/м}^3;$$

$$Q_{\text{и.дом}}^{\text{р}} = 127,7 \cdot 27,0 + 108 \cdot 2,532 + 358 \cdot 0,288 = 3824,46 \text{ кДж/м}^3 = 3,82 \text{ МДж/м}^3.$$

По формуле (92) находим состав смешанного газа, %: 1,63 CO_{2.см}; 12,40 CO_{см}; 51,21 CH_{4.см}; 1,16 H_{2.см}; 27,02 N_{2.см} и 3,58 H₂O_{см}.

Расход кислорода для сжигания смешанного газа рассматриваемого состава при $n=1$ равен [формула (94)]

$$V_{O_2} = 0,01 \left[0,5 (12,40 + 1,16) + \left(1 + \frac{4}{4} \right) 51,21 \right] = 1,092 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Расход воздуха при $n=1,05$ [формула (95)]

$$V_{\text{в}} = 1,05 (1 + 3,762) 1,092 = 5,46 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Состав продуктов сгорания находим по формулам (96)

$$V_{CO_2} = 0,01 (4,63 + 12,40 + 51,21) = 0,682 \text{ м}^3/\text{м}^3,$$

$$V_{H_2O} = 0,01 (3,58 + 1,16 + 0,5 \cdot 51,21) = 1,07 \text{ м}^3/\text{м}^3,$$

$$V_{N_2} = 0,01 \cdot 27,02 + 1,05 \cdot 3,762 \cdot 1,092 = 4,584 \text{ м}^3/\text{м}^3,$$

$$V_{O_2} = (1,05 - 1,0) 1,092 = 0,0546 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Суммарный объем продуктов сгорания равен [формула (97)]

$$V_{п.с} = 0,682 + 1,07 + 4,584 + 0,0546 = 6,39 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Процентный состав продуктов сгорания

$$\text{CO}_2 \dots \frac{0,682}{6,39} 100 = 10,6\%; \quad \text{N}_2 \dots \frac{4,584}{6,39} 100 = 71,8\%;$$

$$\text{H}_2\text{O} \dots \frac{1,07}{6,39} 100 = 16,8\%; \quad \text{O}_2 \dots \frac{0,0546}{6,39} 100 = 0,8\%.$$

Правильность расчета проверяем составлением материального баланса.

Поступило, кг

Газ:

$$\text{CO}_2 \dots 0,0463 \cdot 1,963 = 0,0909$$

$$\text{CO} \dots 0,1240 \cdot 1,250 = 0,1550$$

$$\text{CH}_4 \dots 0,5121 \cdot 0,716 = 0,3667$$

$$\text{H}_2 \dots 0,0116 \cdot 0,090 = 0,0010$$

$$\text{N}_2 \dots 0,2702 \cdot 1,250 = 0,3378$$

$$\text{H}_2\text{O} \dots 0,0358 \cdot 0,804 = 0,0288$$

$$\text{Всего} \dots 0,9802$$

$$\text{Воздух} \dots 5,46 \cdot 1,29 = 7,0434$$

$$\text{Итого} \dots 8,0236$$

Получено продуктов сгорания, кг

$$\text{CO}_2 \dots 0,6820 \cdot 1,963 = 1,3388$$

$$\text{H}_2\text{O} \dots 1,0700 \cdot 0,804 = 0,8603$$

$$\text{O}_2 \dots 0,0546 \cdot 1,428 = 0,0779$$

$$\text{N}_2 \dots 4,5840 \cdot 1,250 = 5,7300$$

$$\text{Всего} \dots 8,007$$

$$\text{Невязка} \dots 0,0166 \text{ кг}$$

Для определения калориметрической температуры горения необходимо найти энтальпию продуктов сгорания [формула (99)]

$$i_0 = i_{к.п.с} = \frac{Q_{п.с.м} + i_{в.в} V_{п.с}}{V_{п.с}} = \frac{20900 + 602,05 \cdot 5,46}{6,39} = 3785,16 \text{ кДж/м}^3.$$

Здесь $i_{в.в} = 602,05 \text{ кДж/м}^3$ — энтальпия воздуха при $t_{в.в} = 450^\circ \text{C}$ (приложение II).

При температуре $t'_к = 2200^\circ \text{C}$ энтальпия продуктов сгорания равна [формула (99, а)]

$$i_{2200} = \frac{5464,2 \cdot 0,682 + 4358,83 \cdot 1,07 + 3487,44 \cdot 0,0546 + 3295,84 \cdot 4,584}{6,39} = 3707,2 \text{ кДж/м}^3.$$

При $t''_к = 2300^\circ \text{C}$

$$i_{2300} = \frac{5746,39 \cdot 0,682 + 4485,34 \cdot 1,07 + 3662,33 \cdot 0,0546 + 3457,2 \cdot 4,584}{6,39} = 3875,76 \text{ кДж/м}^3.$$

По формуле (98) находим

$$t_{\pi} = 2200 + \frac{3785,16 - 3707,2}{3875,76 - 3707,2} 100 = 2246^{\circ}\text{C}.$$

Приняв пирометрический коэффициент равным $\eta_{\text{пир}} = 0,75$, находим действительную температуру горения топлива

$$t_{\text{дейст}} = 0,75 \cdot 2246 = 1684,5^{\circ}\text{C}.$$

Время нагрева металла

Температуру уходящих из печи дымовых газов принимаем равной $t_{\text{yx}} = 1050^{\circ}\text{C}$; температуру печи в томильной зоне на 50° выше температуры нагрева металла, т. е. 1300°C . Распределение температур по длине печи представлено на рис. 62.

Поскольку основным назначением методической зоны является медленный нагрев металла до состояния пластичности, то температура в центре металла при переходе из методической в сварочную зону должна быть порядка $400\text{--}500^{\circ}\text{C}$.

Разность температур между поверхностью и серединой заготовки для методической зоны печей прокатного производства можно принять [формула (88)] равной $(700\text{--}800) S$, где S — прогреваемая (расчетная) толщина. В рассматриваемом случае двустороннего нагрева $S = 0,55 \delta = 0,55 \cdot 0,21 = 0,115$ м и, следовательно, $\Delta t = 700 \cdot 0,115 = 80,5^{\circ}\text{C}$, т. е. следует принять температуру поверхности сляба в конце методической зоны, равной 500°C .

Определим ориентировочные размеры печи. При однорядном расположении заготовок ширина печи будет равна

$$B = l + 2a = 10,5 + 2 \cdot 0,2 = 10,9 \text{ м}.$$

Здесь $a = 0,2$ м — зазоры между слябами и стенками печи.

В соответствии с рекомендациями [3] высоту печи принимаем равной: в томильной зоне $1,65$ м, в сварочной $2,8$ м, в методической зоне $1,6$ м.

Находим степени развития кладки (на 1 м длины печи) для:

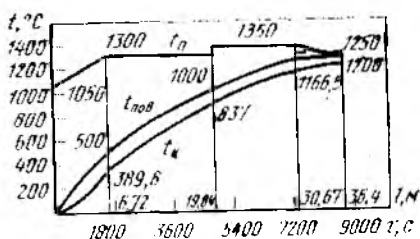


Рис. 62. Распределение температур по длине методической печи

методической зоны $\omega_m = (2 \cdot 1,6 + 10,9) / 10,5 = 1,34$;

сварочной зоны $\omega_{св} = (2 \cdot 2,8 + 10,9) / 10,5 = 1,57$;

топильной зоны $\omega_t = (2 \cdot 1,65 + 10,9) / 10,5 = 1,35$.

Определим эффективную длину луча [формула (57)], м:

$$S_{эф} = 3,6 \frac{V}{F} = 3,6 \frac{B}{2h + 2B};$$

методическая зона

$$S_{эф}^m = 3,6 \frac{1,6 \cdot 10,9}{2 \cdot 1,6 + 2 \cdot 10,9} = 2,51 \text{ м};$$

сварочная зона

$$S_{эф}^{св} = 3,6 \frac{2,8 \cdot 10,9}{2 \cdot 2,8 + 2 \cdot 10,9} = 4,0 \text{ м};$$

топильная зона

$$S_{эф}^t = 3,6 \frac{1,65 \cdot 10,9}{2 \cdot 1,65 + 2 \cdot 10,9} = 2,58 \text{ м};$$

Определение времени нагрева металла в методической зоне

Находим степень черноты дымовых газов ϵ_r^m при средней температуре $t_r = 0,5(1300 + 1050) = 1175^\circ\text{C}$.

Парциальное давление CO_2 и H_2O равно:

$$p_{\text{CO}_2} = 98,1 \cdot 0,106 = 10,4 \text{ кПа};$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} = 98,1 \cdot 0,168 = 16,5 \text{ кПа},$$

$$p_{\text{CO}_2} S_{эф} = 10,4 \cdot 2,51 = 26,1 \text{ кПа} \cdot \text{м};$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} S_{эф} = 16,5 \cdot 2,51 = 41,4 \text{ кПа} \cdot \text{м}.$$

По номограммам на рис. 13—15 находим

$$\epsilon_{\text{CO}_2} = 0,12; \epsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,19; \beta = 1,08.$$

Тогда

$$\epsilon_r^m = \epsilon_{\text{CO}_2} + \beta \epsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,12 + 1,08 \cdot 0,19 = 0,325.$$

Приведенная степень черноты рассматриваемой системы равна [формула (60)]

$$\epsilon_{пр} = 0,8 \frac{1,34 + 1 - 0,325}{[0,8 + 0,325(1 - 0,8)] \frac{1 - 0,325}{0,325} + 1,34} = 0,515,$$

степень черноты металла принята равной $\epsilon_m = 0,8$.

Средний по длине методической зоны коэффициент теплоотдачи излучением определяем по формуле (67, б)

$$\alpha_{изл}^M = \frac{5,7 \cdot 0,515 \sqrt{\left[\left(\frac{1175 + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{20 + 273}{100}\right)^4\right] \times \left[\left(\frac{1175 + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{500 + 273}{100}\right)^4\right]}{\sqrt{(1175 - 20) \times (1175 - 500)}} = 140 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Определяем температурный критерий θ и критерий Bi :

$$Q_{пов} = \frac{t_r - t_{м.пов}^{кон}}{t_r - t_{м}^{нач}} = \frac{1175 - 500}{1175 - 20} = 0,584;$$

$$Bi = \frac{\alpha_{изл}^M S}{\lambda} = \frac{140 \cdot 0,115}{47,2} = 0,341.$$

Для углеродистой стали при средней по массе температуре металла

$$\begin{aligned} t_m &= 0,5 [0,5 (t_{пов}^{нач} + t_{к}^{нач}) + 0,5 (t_{пов}^{кон} + t_{ц}^{кон})] = \\ &= [0,5(20 + 20) + 0,5(500 + 400)] = 235 \text{ }^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

по приложению IX находим $\lambda = 47,2 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ и $a = 11,39 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

По найденным значениям θ и Bi по номограммам на рис. 22 для поверхности пластины находим критерий Фурье $Fo = 1,4$. Тогда время нагрева металла в методической зоне печи равно

$$\tau_k = Fo \frac{S^2}{a} = \frac{1,4 \cdot 0,115^2}{11,39 \cdot 10^{-6}} = 1625,5 \text{ с (0,452 ч)}.$$

Находим температуру центра сляба в конце методической зоны. Согласно номограмме на рис. 24 для центра пластины при $Fo = 1,4$ и $Bi = 0,341$ температурный критерий $\theta_{ц} = 0,68$. Теперь легко найти температуру центра сляба

$$\begin{aligned} t_{ц}^{кон} &= t_r - \theta_{цент} (t_r - t_{нач}) = 1175 - 0,68 (1175 - 20) = \\ &= 389,5 \text{ }^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Определение времени нагрева металла в I сварочной зоне

Найдем степень черноты дымовых газов при $t_r = 1300^\circ\text{C}$:

$$p_{\text{CO}_2} = 10,4 \text{ кПа}; p_{\text{H}_2\text{O}} = 16,5 \text{ кПа};$$

$$p_{\text{CO}_2} S_{\text{эф}} = 10,4 \cdot 4,0 = 41,6 \text{ кПа} \cdot \text{м};$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} S_{\text{эф}} = 16,5 \cdot 4,0 = 66,0 \text{ кПа} \cdot \text{м}.$$

По номограммам на рис. 13—15 находим

$$\varepsilon_{\text{CO}_2} = 0,13; \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,22 \text{ и } \beta = 1,08.$$

Тогда $\varepsilon_r^{\text{св}} = 0,13 + 1,08 \cdot 0,22 = 0,367$. Принимаем температуру поверхности металла в конце I сварочной зоны 1000°C .

Приведенная степень черноты I сварочной зоны равна [формула (60)]

$$\varepsilon_{\text{пр}}^{\text{св}} = 0,8 \frac{1,57 + 1 - 0,367}{[0,8 + 0,367(1 - 0,8)] \frac{1 - 0,367}{0,367} + 1,57} = 0,57$$

$$\alpha_{\text{изл}}^{\text{св}} = \frac{5,7 \cdot 0,57 \sqrt{\left[\left(\frac{1300 + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{500 + 273}{100}\right)^4\right] \times}{\sqrt{(1300 - 500) \times}} \\ \times \left[\left(\frac{1300 + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{1000 + 273}{100}\right)^4\right]}{\times (1300 - 1000)} = 238 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}).$$

Находим среднюю по сечению температуру металла в начале I сварочной (в конце методической) зоны

$$\bar{t}_{\text{св}}^{\text{нач}} = t_{\text{пов}} - \frac{2}{3}(t_{\text{пов}} - t_{\text{ш}}) = 500 - \frac{2}{3}(500 - 389,5) = 426,4^\circ\text{C}.$$

Находим температурный критерий для поверхности слябов

$$\theta_{\text{пов}} = \frac{1300 - 1000}{1300 - 426,4} = 0,343.$$

Так как при средней температуре металла $\bar{t}_{\text{св}} = 684,9^\circ\text{C}$ согласно приложению IX теплопроводность углеродистой стали равна $\lambda = 29,3 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$, а коэффициент температуропроводности $a = 5,0 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, то

$$\text{Bi} = \frac{238 \cdot 0,115}{29,3} = 0,934.$$

При определении средней температуры металла в I сварочной зоне было принято, что температура в центре сляба в конце зоны равна 850°C . Теперь по номограмме на рис. 22 находим критерий Фурье $Fo=1,2$. Время нагрева в I сварочной зоне

$$\tau_{\text{свI}} = \frac{1,2 \cdot 0,115^2}{5,0 \cdot 10^{-6}} = 3171,6 \text{ с (0,881 ч)}.$$

Определяем температуру в центре сляба в конце I сварочной зоны. По номограмме на рис. 24 при значениях $Bi=0,934$ и $Fo=1,2$ находим значение $\theta_{\text{центр}}=0,53$, с помощью которого определяем

$$t_{\text{к}}^{\text{свI}} = 1300 - 0,53(1300 - 426,4) = 837^{\circ}\text{C}.$$

Определение времени нагрева металла во II сварочной зоне

Находим степень черноты дымовых газов при $t_{\text{г}}=1350^{\circ}\text{C}$.

$$p_{\text{CO}_2} = 10,4 \text{ кПа}; \quad p_{\text{H}_2\text{O}} = 16,5 \text{ кПа};$$

$$p_{\text{CO}_2} S_{\text{эф}} = 10,4 \cdot 2,56 = 26,8 \text{ кПа} \cdot \text{м};$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} S_{\text{эф}} = 16,5 \cdot 2,58 = 42,57 \text{ кПа} \cdot \text{м}.$$

По номограммам на рис. 13—15 находим

$$\epsilon_{\text{CO}_2} = 0,13; \quad \epsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,17 \text{ и } \beta = 1,08.$$

$$\text{Теперь } \epsilon_{\text{г}}^{\text{свII}} = 0,13 + 1,08 \cdot 0,17 = 0,314.$$

Приведенная степень черноты II сварочной зоны равна [формула (60)]

$$\epsilon_{\text{эф}}^{\text{свII}} = 0,8 \frac{1,35 + 1 - 0,314}{[0,8 + 0,314(1 - 0,8)] \frac{1 - 0,314}{0,314} + 1,35} = 0,503$$

$$\alpha_{\text{изл}}^{\text{свII}} = \frac{5,7 \cdot 0,503 \sqrt{\left[\left(\frac{1350 + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{1000 + 273}{100}\right)^4\right] \times \left[\left(\frac{1350 - 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{1250 + 273}{100}\right)^4\right]}}{\sqrt{(1350 - 1000) \times (1350 - 1250)}} = 395,7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}.$$

Средняя температура металла в начале II сварочной зоны равна

$$t_{\text{свII}}^{\text{нач}} = 1000 - \frac{2}{3}(1000 - 837) = 891,3^{\circ}\text{C}.$$

Температурный критерий для поверхности слэбов в конце II сварочной зоны равен

$$\theta_{\text{пов}} = \frac{1350 - 1250}{1350 - 891,3} = 0,218.$$

При средней температуре металла в зоне $\bar{t}_{\text{свII}} = 0,25 \times (1000 + 837 + 1250 + 1150) = 1059,25^\circ\text{C}$ $\lambda = 28,2 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$; $a = 5,56 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ (приложение IX).

Тогда

$$Bi = \frac{395,7 \cdot 0,115}{28,2} \approx 1,61.$$

Теперь по номограмме на рис. 22 находим $Fo = 1,1$. Время нагрева металла во II сварочной зоне равно

$$\tau_{\text{свII}} = \frac{1,1 \cdot 0,115^2}{5,56 \cdot 10^{-6}} = 2616,4 \text{ с (0,727 ч)}.$$

Температуру центра слэба в конце II сварочной зоны определяем по номограмме на рис. 24 при значениях $Bi = 1,61$ и $Fo = 1,1$ $\theta_{\text{центр}} = 0,4$.

Тогда

$$t_{\text{ц}}^{\text{свII}} = 1350 - 0,4 (1350 - 891,3) = 1166,5^\circ\text{C}.$$

Определение времени томления металла

Перепад температур по толщине металла в начале томильной зоны составляет $\Delta t_{\text{нач}} = 1250 - 1166,5 = 83,5^\circ$. Допустимый перепад температур в конце нагрева составляет $\Delta t_{\text{кон}} = 50^\circ$.

Степень выравнивания температур равна

$$\delta_{\text{выр}} = \frac{\Delta t_{\text{кон}}}{\Delta t_{\text{нач}}} = \frac{50}{83,5} = 0,6.$$

При коэффициенте несимметричности нагрева, равном $\mu = 0,55$ критерий Fo для томильной зоны согласно номограмме на рис. 19 (кривая 3) равен $Fo = 0,58$.

При средней температуре металла в томильной зоне $\bar{t}_T = 0,25 (1250 + 1166,5 + 1250 + 1200) = 1216,6^\circ\text{C}$ $\lambda = 29,6 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ и $a = 5,56 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ (приложение IX).

Время томления

$$\tau_T = \frac{0,58 \cdot 0,115^2}{5,56 \cdot 10^{-6}} = 1379,5 \text{ с (0,383 ч)}.$$

Полное время пребывания металла в печи равно

$$\tau = \tau_M + \tau_{\text{свI}} + \tau_{\text{свII}} + \tau_T = 1625,5 + 3171,6 + 2616,4 + 1379,5 = 8793,0 \text{ с (2,44 ч)}.$$

Определение основных размеров печи

Для обеспечения производительности 72,22 кг/с в печи должно одновременно находиться следующее количество металла

$$G = P\tau = 72,22 \cdot 8793 = 635,03 \cdot 10^3 \text{ кг.}$$

Масса одной заготовки равна

$$g = b\delta l_p = 1,4 \cdot 0,21 \cdot 10,5 \cdot 7850 = 24232,95 \text{ кг.}$$

Количество заготовок, одновременно находящихся в печи

$$n = G/g = 635030/24232,95 \simeq 26 \text{ шт.}$$

При однорядном расположении заготовок общая длина печи

$$L = bn = 1,4 \cdot 26 = 36,4 \text{ м.}$$

При ширине печи $B=10,9$ м площадь пода $F=BL=10,9 \cdot 36,4=396,76 \text{ м}^2$. Высоты отдельных зон печи оставляем теми же, что были приняты при ориентировочном расчете. Длину печи разбиваем на зоны пропорционально времени нагрева металла в каждой зоне.

Длина методической зоны

$$L_m = \frac{36,4 \cdot 1625,5}{8793} = 6,72 \text{ м.}$$

Длина I сварочной зоны

$$L_{свI} = \frac{36,4 \cdot 3171,6}{8793} = 13,12 \text{ м.}$$

Длина II сварочной зоны

$$L_{свII} = \frac{36,4 \cdot 2616,4}{8793} = 10,83 \text{ м.}$$

Длина томильной зоны

$$L_t = \frac{36,4 \cdot 1379,5}{8793} = 5,73 \text{ м.}$$

В рассматриваемом случае принята безударная выдача слабов из печи. В противном случае длину томильной зоны следует увеличить на длину склиза $L_{ск}=1,5$ м.

Свод печи выполняем подвешного типа из каолинового кирпича толщиной 300 мм. Стены имеют толщину 460 мм, причем слой шамота составляет 345 мм, а слой изоляции (диатомитовый кирпич), 115 мм. Под томильной зоны выполняем трехслойным: тальковый кирпич 230 мм, шамот

230 мм и тепловая изоляция (диатомитовый кирпич) 115 мм.
Тепловой баланс

При проектировании печи за определением основных размеров следует конструктивная проработка деталей. Поскольку в данном примере такая проработка не проводится, некоторые статьи расхода тепла, не превышающие 5 % от всего расхода, будем опускать.

Приход тепла

1. Тепло от горения топлива [формула (146)]

$$Q_{\text{тлм}} = BQ_{\text{н}}^p = 20900 \text{ В кВт},$$

здесь B — расход топлива, $\text{м}^3/\text{с}$, при нормальных условиях.

2. Тепло, вносимое подогретым воздухом [формула (147)]

$$Q_{\text{в}} = B i_{\text{в}} V_{\text{в}} = B \cdot 602,05 \cdot 5,46 = 3287,19 \text{ В кВт}.$$

3. Тепло экзотермических реакций (принимая, что угар металла составляет 1 % [формула (150)])

$$Q_{\text{вкз}} = 5650 P_{\text{а}} = 5650 \cdot 72,22 \cdot 1,0 \cdot 10^{-2} = 4080 \text{ кВт}.$$

Расход тепла

1. Тепло, затраченное на нагрев металла [формула (150)]

$$Q_{\text{пол}} = P (i_{\text{м}}^{\text{кон}} - i_{\text{м}}^{\text{нач}}) = 72,22 (838 - 9,72) = 59820,2 \text{ кВт},$$

где $i_{\text{м}}^{\text{кон}} = 838 \text{ кДж/кг}$ — энтальпия углеродистой стали при $t_{\text{м}}^{\text{кон}} = 0,5 (1250 + 1200) = 1225^\circ\text{C}$ заимствована из приложения IX; $i_{\text{м}}^{\text{нач}} = 9,72 \text{ кДж/кг}$ — то же, при $t_{\text{м}}^{\text{нач}} = 0,5 \times (20 + 20) = 20^\circ\text{C}$.

2. Тепло, уносимое уходящими дымовыми газами [формула (153)]

$$Q_{\text{ух}} = B V_{\text{п.с}} i_{\text{п.с}} = B \cdot 6,39 \cdot 1622,35 = 10366,82 \text{ В кВт}.$$

Энтальпию продуктов сгорания при температуре $t_{\text{ух}} = 1050^\circ\text{C}$ находим с использованием приложения II

$$\text{CO}_2 \dots 0,106 \cdot 2356,0 = 249,74$$

$$\text{H}_2\text{O} \dots 0,168 \cdot 1813,5 = 304,67$$

$$\text{O}_2 \dots 0,008 \cdot 1560,6 = 12,48$$

$$\text{N}_2 \dots 0,718 \cdot 1470,0 = 1055,46$$

$$i_{\text{п.с}}^{1050} = 1622,35 \text{ кДж/м}^3$$

3. Потери тепла теплопроводностью через кладку.

Потерями тепла через под в данном примере пренебрежем. Рассчитываем только потери тепла через свод и стены печи.

Потери тепла через свод

Площадь свода принимаем равной площади пода $396,76 \text{ м}^2$; толщина свода $0,3 \text{ м}$, материал каолин. Примем, что температура внутренней поверхности свода равна средней по длине печи температуре газов, которая равна

$$\bar{t}_r = 0,25 (1050 + 1300 + 1350 + 1280) = 1245^\circ\text{C}.$$

Если считать температуру окружающей среды равной $t_{ок} = 30^\circ\text{C}$, то температуру поверхности однослойного свода можно принять равной $t_{нар} = 340^\circ\text{C}$.

При средней по толщине температуре свода $t_k = 0,5 \times (1245 + 340) = 792,5^\circ\text{C}$ коэффициент теплопроводности каолина согласно приложению XI равен $\lambda_k = 1,75 + 0,86 \times 792,5 \cdot 10^{-3} = 2,43 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Тогда потери тепла через свод печи будут равны

$$Q_{св} = \frac{t_{кл}^{внут} - t_{ок}}{\frac{\delta_k}{\lambda_k} + \frac{1}{\alpha}} F_{св} = \frac{1245 - 30}{\frac{0,3}{2,43} + \frac{1}{39,52}} 396,76 = 3240,5 \text{ кВт},$$

где согласно формуле (32, а) с учетом примечания к формуле (31)

$$\alpha = 1,3 (10 + 0,06 \cdot 340) = 39,52 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Потери тепла через стены печи

Стены печи состоят из слоя шамота толщиной $\delta_{ш} = 0,345 \text{ м}$ и слоя диатомита, толщиной $\delta_{д} = 0,115 \text{ м}$.

Паружная поверхность стен равна:

методическая зона

$$F_{м} = 2L_{м} 2h_{м} = 2 \cdot 6,75 \cdot 2 \cdot 1,6 = 40,77 \text{ м}^2;$$

I сварочная зона

$$F_{свI} = 2L_{свI} 2h_{свI} = 2 \cdot 13,12 \cdot 2 \cdot 2,8 = 146,9 \text{ м}^2;$$

II сварочная зона

$$F_{свII} = 2L_{свII} 2h_{свII} = 2 \cdot 10,83 \cdot 2 \cdot 2,8 = 121,3 \text{ м}^2;$$

топильная зона

$$F_{т} = 2L_{т} h_{т} = 2 \cdot 5,73 \cdot 1,65 = 18,9 \text{ м}^2;$$

торцы печи

$$F_{торц} = [B + 2(\delta_{ш} + \delta_{д})] (2h_{м} + h_{т}) = \\ = [10,9 + 2(0,345 + 0,115)] (2 \cdot 1,6 + 1,65) = 57,3 \text{ м}^2.$$

Полная площадь стен равна

$$F_{\text{ст}} = 40,77 + 146,9 + 121,3 + 18,9 + 57,3 = 385,17 \text{ м}^2.$$

Для вычисления коэффициентов теплопроводности, зависящих от температуры, необходимо найти среднее значение температуры слоев. Средняя температура слоя шамота равна $\bar{t}_{\text{ш}} = (t_{\text{кл}}^{\text{внут}} + t')/2$, а слоя диатомита $\bar{t}_{\text{д}} = (t' + t_{\text{кл}}^{\text{нар}})/2$, где t' — температура на границе раздела слоев, °С; $t_{\text{кл}}^{\text{нар}}$ — температура наружной поверхности стен, которую можно принять равной 160 °С.

Коэффициент теплопроводности шамота (приложение XI)

$$\lambda_{\text{ш}} = 0,835 + 0,58 \cdot 10^{-3} \bar{t}_{\text{ш}}, \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплопроводности диатомита (приложение XI)

$$\lambda_{\text{д}} = 0,145 + 0,314 \cdot 10^{-3} \bar{t}_{\text{д}}, \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

В стационарном режиме

$$\frac{\lambda_{\text{ш}}}{\delta_{\text{ш}}} (t_{\text{кл}}^{\text{внут}} - t') = \frac{\lambda_{\text{д}}}{\delta_{\text{д}}} (t' - t_{\text{кл}}^{\text{нар}}).$$

Подставляя значения коэффициентов теплопроводности

$$\begin{aligned} & \frac{0,835 + 0,58 \cdot 10^{-3} \frac{1245 + t'}{2}}{0,345} (1245 - t') = \\ & = \frac{0,145 + 0,314 \cdot 10^{-3} \frac{t' + 160}{2}}{0,115} (t' - 160) \end{aligned}$$

или

$$0,000085 (t')^2 + 0,1857t' - 180,584 = 0.$$

Решение этого квадратичного уравнения дает значение

$$t' = 728,8 \text{ } ^\circ\text{С}.$$

Тогда

$$\bar{t}_{\text{ш}} = (1245 + 728,8)/2 = 986,9 \text{ } ^\circ\text{С},$$

$$\bar{t}_{\text{д}} = (728,8 + 160)/2 = 444,4 \text{ } ^\circ\text{С}.$$

Окончательно получаем

$$\lambda_{\text{ш}} = 0,835 + 0,58 \cdot 10^{-3} \cdot 986,9 = 1,407 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

$$\lambda_{\text{д}} = 0,145 + 0,314 \cdot 10^{-3} \cdot 444,4 = 0,28 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

Количество тепла, теряемое теплопроводностью через стены печи, равно

$$Q_{ст} = \frac{1245 - 30}{\frac{0,345}{1,407} + \frac{0,115}{0,28} + \frac{1}{19,6}} \cdot 385,17 = 661,98 \text{ кВт},$$

где $\alpha = 10 + 0,06 \cdot 160 = 19,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Общее количество тепла, теряемое теплопроводностью через кладку

$$Q_{тепл} = Q_{св} + Q_{ст} = 3240,5 + 661,98 = 3908,5 \text{ кВт}.$$

4. Потери тепла с охлаждающей водой по практическим данным принимаем равными 10 % от тепла, вносимого топливом и воздухом

$$Q_{охл} = 0,1B(20900 + 3287,19) = 2418,7 \text{ кВт}.$$

5. Неучтенные потери определяем по формуле (160)

$$Q_{неуч} = 0,15(3908,5 + 2418,7 \text{ В}) = 586,3 + 362,9 \text{ кВт}.$$

Уравнение теплового баланса

$$20900 \text{ В} + 3287,19 \text{ В} + 4080 = 59820,2 + 10366,82 \text{ В} + 3908,5 + 2418,7 \text{ В} + 586,3 + 362,8 \text{ В};$$

$$11038,87 \text{ В} = 60235,0.$$

Откуда

$$B = 5,46 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Результаты расчетов сведем в таблицу (табл. 47).

Таблица 47. Тепловой баланс методической печи

Статья прихода	кВт (%)	Статья расхода	кВт (%)
Тепло от горения топлива	114114 (83,82)	Тепло на нагрев металла	59820,2 (43,94)
Физическое тепло воздуха	17948,06 (13,18)	Тепло, уносимое уходящими газами	56602,83 (41,16)
Тепло экзотермических реакций	4080 (3,00)	Потери тепла теплопроводностью через кладку	3908,5 (2,87)
Итого:	136142,06 (100,0)	Потери тепла с охлаждающей водой	13206,16 (9,70)
		Неучтенные потери	2604,43 (2,33)
		Итого:	136142,06 (100,0)

Удельный расход тепла на нагрев 1 кг металла

$$q = \frac{Q_{\text{прих}}}{P} = \frac{136142,06}{72,22} = 1885,1 \text{ кДж/кг.}$$

Расчет рекуператора для подогрева воздуха

Исходные данные для расчета: на входе в рекуператор $t_{\text{в}}^{\text{н}} = 0^{\circ}\text{C}$, на выходе $t_{\text{в}}^{\text{к}} = 450^{\circ}\text{C}$. Температура дыма на входе в рекуператор $t_{\text{д}}^{\text{н}} = 1050^{\circ}\text{C}$. Расход газа на отопление печи $B = 5,46 \text{ м}^3/\text{с}$. Расход воздуха на горение топлива $V_{\text{в}} = 5,46 \cdot 5,46 = 29,8 \text{ м}^3/\text{с}$. Количество дымовых газов на входе в рекуператор $V_{\text{д}} = 6,39 \cdot 5,46 = 34,9 \text{ м}^3/\text{с}$. Состав дымовых газов 10,6 % CO_2 ; 16,8 % H_2O ; 0,8 % O_2 и 71,8 % N_2 .

Выбираем керамический блочный рекуператор. Материал блоков — шамот, марка кирпича Б-4 и Б-6 (табл. 32). Величину утечки воздуха в дымовые каналы принимаем равной 10 %. Тогда в рекуператор необходимо подать следующее количество воздуха $29,8/0,9 = 33,1 \text{ м}^3/\text{с}$.

Количество потерянного в рекуператоре воздуха $\Delta V_{\text{в}} = 33,1 - 29,8 = 3,3 \text{ м}^3/\text{с}$.

Среднее количество воздуха

$$\bar{V}_{\text{в}} = (33,1 + 29,8)/2 = 31,45 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Количество дымовых газов, покидающих рекуператор (с учетом утечки воздуха) равно

$$V_{\text{д}}^{\text{к}} = 34,9 + 3,3 = 38,2 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Среднее количество дымовых газов

$$\bar{V}_{\text{д}} = (34,9 + 38,2)/2 = 36,55 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Составим уравнение теплового баланса рекуператора, учитывая потери тепла в окружающую среду, равные 10 % и утечку воздуха в дымовые каналы [формула (116)]. Для этого необходимо определить удельную теплоемкость дымовых газов на входе и выходе из рекуператора.

Зададим температуру дымовых газов на выходе из рекуператора $t_{\text{д}}^{\text{к}} = 650^{\circ}\text{C}$. При этой температуре теплоемкость дымовых газов

$$\text{CO}_2 \dots 0,106 \cdot 2,0592 = 0,218,$$

$$\text{H}_2\text{O} \dots 0,168 \cdot 1,6078 = 0,270$$

$$\text{O}_2 \dots 0,08 \cdot 1,4152 = 0,011$$

$$\text{N}_2 \dots 0,718 \cdot 1,3419 = 0,963$$

$$\epsilon_{\text{д}}^{650} = 1,462 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$$

Теплоемкость дыма на входе в рекуператор ($t_d^a = 1050^\circ\text{C}$)

$$\text{CO}_2 \dots 0,106 \cdot 2,23 = 0,236$$

$$\text{H}_2\text{O} \dots 0,168 \cdot 1,72 = 0,289$$

$$\text{O}_2 \dots 0,008 \cdot 1,486 = 0,009$$

$$\text{N}_2 \dots 0,718 \cdot 1,398 = 1,004$$

$$c_d^{1050} = 1,538 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$$

$$\text{Теперь } 0,9 \cdot 36,55 (1,538 \cdot 1050 - 1,462 t_d^k) = 31,46 \cdot 1,3371 \times \\ \times 150 + 3,3 t_d^k \cdot 1,3583,$$

где $c_d^{t_d} = 1,3583 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$ — теплоемкость воздуха при $t_d = 650^\circ\text{C}$.

Решая это уравнение относительно t_d^k , получим $t_d^k = 651,3^\circ\text{C} \approx 651^\circ\text{C}$.

В принятой конструкции рекуператора схема движения теплоносителей — перекрестный ток (см. рис. 62). Среднюю разность температур находим по формуле (118), определив среднелогарифмическую разность температур для противоточной схемы движения теплоносителей по формуле (117)

$$\Delta \bar{t}_{\text{прот}} = \frac{(1050 - 450) - (651 - 0)}{\ln \frac{1050 - 450}{651 - 0}} = 625^\circ.$$

Найдя поправочные коэффициенты

$$P = \frac{450 - 0}{1050 - 0} = 0,43 \quad \text{и} \quad R = \frac{1050 - 651}{450 - 0} = 0,886,$$

по номограмме на рис. 47 находим $\varepsilon_{\Delta t} = 0,94$.

Тогда $\Delta \bar{t} = 625 \cdot 0,94 = 587,5^\circ\text{C}$.

Для определения суммарного коэффициента теплопередачи согласно табл. 28 примем среднюю скорость движения дымовых газов $w_{d,0} = 1,2 \text{ м/с}$, а среднюю скорость движения воздуха $w_{в,0} = 1,5 \text{ м/с}$.

Учитывая, что эквивалентный диаметр воздушных каналов равен (табл. 32) $d_n = 0,055 \text{ м} = 55 \text{ мм}$, по графику 50 находим значение коэффициента теплоотдачи конвекции на воздушной стороне

$$\alpha_n^{\text{конв}} = 14 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}).$$

Учитывая шероховатость стен, получим

$$\alpha_n^{\text{конв}} = 1,1 \cdot 14 = 15,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}).$$

Коэффициент теплоотдачи на дымовой стороне находим по формуле

$$\alpha_d = \alpha_d^{\text{конв}} + \alpha_d^{\text{изл}}.$$

Учитывая, что гидравлический диаметр канала, по которому движутся дымовые газы равен (см. табл. 32) $d_d = 0,21$ м, по графику на рис. 50 находим коэффициент теплоотдачи конвекцией на дымовой стороне

$$\alpha_d^{\text{конв}} = 6,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

или с учетом шероховатости стен

$$\alpha_d^{\text{конв}} = 1,1 \cdot 6,4 = 7,04 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Величину коэффициента теплоотдачи излучением на дымовой стороне определяем для средней температуры дымовых газов в рекуператоре, равной $\bar{t}_d = 0,5 (1050 + 651) = 850,5^\circ\text{C}$.

Среднюю температуру стенок рекуператора принимаем равной

$$\bar{t}_{\text{ст}} = 0,5 [0,5 (1050 + 651) + 0,5 (450 + 0)] = 537,75^\circ\text{C}.$$

Эффективная длина луча в канале равна

$$S_{\text{эф}} = 0,9d_d = 0,9 \cdot 0,21 = 0,189 \text{ м}.$$

По номограммам на рис. 13—15 при $\bar{t}_d = 850,5^\circ\text{C}$ находим

$$\varepsilon_{\text{CO}_2} = 0,05; \quad \varepsilon'_{\text{H}_2\text{O}} = 0,035; \quad \beta = 1,06.$$

$$\varepsilon_r = 0,05 + 1,06 \cdot 0,035 = 0,087.$$

При $\bar{t}_{\text{ст}} = 537,75^\circ\text{C}$ по формуле (65) находим $A_r^{\text{ст}} = 0,095$.

Учитывая, что при степени черноты стен рекуператора $\varepsilon_{\text{ст}} = 0,8$, их эффективная степень черноты равна $\varepsilon_{\text{ст.эф}} = 0,5 (1 + 0,8) = 0,9$, по формуле (67) с учетом формулы (64, а), находим коэффициент теплоотдачи излучением

$$\alpha_d^{\text{изл}} = \frac{5,7 \cdot 0,9 \left[0,087 \left(\frac{850,5 + 273}{100} \right)^4 - 0,095 \left(\frac{537,75 + 273}{100} \right)^4 \right]}{850,5 - 537,75} = 16,0 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Суммарный коэффициент теплоотдачи на дымовой стороне равен

$$\alpha_d = 7,04 + 16,0 = 23,04 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

При температуре стенки $t_{ст} = 537,75^\circ\text{C}$ коэффициент теплопроводности шамота равен (приложение XI)

$$\lambda_{ш} = 0,88 + 0,23 \cdot 10^{-3} \cdot 537,75 = 1,0 \text{ Вт/(м} \cdot \text{K)}.$$

С учетом толщины стенки элемента рекуператора $\delta = 0,019$ м находим суммарный коэффициент теплопередачи по формуле

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_d} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{F}{\alpha_v (F + F_{ор})}} \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)},$$

где F и $F_{ор}$ — соответственно основная поверхность теплообмена и оребренная, м^2 .

При $F/(F + F_{ор}) = 0,8$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{23,04} + \frac{0,019}{1,0} + \frac{0,8}{15,4}} = 8,75 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}.$$

Определяем поверхность нагрева и основные размеры рекуператора. Количество тепла, передаваемого через поверхность теплообмена, равно [формула (116)]

$$Q = 31,46 (1,3371 \cdot 450 - 1,3 \cdot 0) + 3,3 (1,3583 \cdot 611 - 1,3 \cdot 0) = 21847,4 \text{ кВт}.$$

По формуле (115) находим величину поверхности нагрева рекуператора

$$F = \frac{21847400}{587,5 \cdot 8,75} = 4250 \text{ м}^2.$$

Так как удельная поверхность нагрева рекуператора, выполненного из кирпичей $B=4$ и $B=6$, равна $f_{уд} = 10,3 \text{ м}^2/\text{м}^3$ (табл. 33), можно найти объем рекуператора

$$V_p = \frac{F}{f_{уд}} = \frac{4250}{10,3} = 412,6 \text{ м}^3.$$

Необходимая площадь сечений для прохода дыма равна

$$f_d = V_p / w_{до} = 36,55 / 1,2 = 30,46 \text{ м}^2.$$

Учитывая, что площадь дымовых каналов составляет 41% общей площади вертикального сечения рекуператора, найдем величину последнего

$$f_p^{верт} = 30,46 / 0,44 = 69,2 \text{ м}^2.$$

Принимая ширину рекуператора равной ширине печи, т. е. $B_p = 10,9$ м, находим высоту рекуператора

$$H_p = f_p^{верт} / B_p = 69,2 / 10,9 = 6,35 \text{ м}.$$

Длина рекуператора

$$L_p = V_p / (B_p H_p) = 412,6 / (10,9 \cdot 6,35) = 5,96 \text{ м.}$$

Выбор горелок

В многозонных методических печах подводимая тепловая мощность (а следовательно, и расход топлива) распределяется по зонам печи следующим образом: в верхних сварочных зонах по 18—22 %; в нижних сварочных зонах по 20—25 % и в томильной зоне 12—18 %.

Распределяя расход топлива по зонам пропорционально тепловой мощности, получим: верхние сварочные зоны по 1,09 м³/с; нижние сварочные зоны по 1,23 м³/с, томильная зона 0,82 м³/с. Принимая, что в печи установлены горелки типа «труба в трубе» в томильной и в верхних сварочных зонах по 10, а в нижних сварочных зонах по 12 штук, находим расход топлива на одну горелку: верхние сварочные зоны 0,109 м³/с; нижние сварочные зоны 0,1025 м³/с; томильная зона 0,082 м³/с.

Выбор горелок производится по методике, изложенной в табл. 19.

Плотность газа 1,0 кг/м³, расход воздуха при коэффициенте расхода $n=1,05$ равен 5,46 м³/м³ газа.

Пропускная способность горелок по воздуху: верхние сварочные зоны $0,109 \cdot 5,46 = 0,595$ м³/с; нижние сварочные зоны $0,1025 \cdot 5,46 = 0,560$ м³/с; томильная зона $0,082 \cdot 5,46 = 0,448$ м³/с.

Расчетное количество воздуха, определяемое по формуле (104):

верхние сварочные зоны

$$V_{\text{расч}} = 0,595 \sqrt{\frac{450 + 273}{273}} = 0,93 \text{ м}^3/\text{с};$$

нижние сварочные зоны

$$V_{\text{расч}} = 0,56 \sqrt{\frac{450 + 273}{273}} = 0,88 \text{ м}^3/\text{с};$$

томильная зона

$$V_{\text{расч}} = 0,448 \sqrt{\frac{450 + 273}{273}} = 0,73 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Принимая давление воздуха перед горелками равным 1,0 кПа, по графику на рис. 30 находим, что при этом давлении требуемые расходы воздуха обеспечивают следующие

ные типы горелок «труба в трубе»: верхние сварочные зоны ДВБ-250; нижние сварочные зоны ДВБ-225; томильная зона ДВБ-200.

Далее расчет производится так же, как в примере 38.

Расчет аэродинамического сопротивления дымового тракта

Расчет аэродинамического сопротивления дымового тракта методической печи, схема которого приведена на

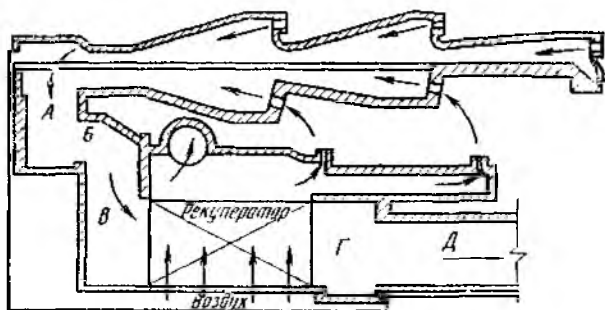


Рис. 63. Схема дымового тракта

Таблица 48. Результаты расчетов аэродинамического сопротивления дымового тракта методической печи

Участок тракта	Вид сопротивления	Номер формулы	Значения коэффициента	Потери, Па
А	Выход из печи (внезапное сужение)	(8)	$\xi=0,34$	13,20
Б	Сопротивление трения	(5)	$\lambda=0,05$	5,01
	Поворот из А в Б на 90°	(8)	$\xi=1,15$	8,66
В	Сопротивление трения	(5)	$\lambda=0,05$	5,49
	Поворот из Б в В на 90°	(8)	$\xi=1,15$	8,66
	Внезапное расширение к рекуператору	(8)	$\xi=0,16$	6,00
Рекуператор	Преодоление геометрического давления	(2)		6,51
	Сопротивление входа в каналы	(8)	$\xi=2,0$	19,85
	Сопротивление трения	(5)	$\lambda=0,05$	305,50
	Сопротивление выхода из каналов	(8)	$\xi=4,0$	38,6
Г	Внезапное сужение	(8)	$\xi=0,40$	10,68
	Поворот на 90°	(8)	$\xi=1,15$	30,70
Д	Сопротивление трения	(5)	$\lambda=0,05$	3,07
	Сужение при входе в канал Д	(8)	$\xi=0,095$	2,56
	Сопротивление трения	(5)	$\lambda=0,05$	1,20
	Итого:			465,69

рис. 63, производится по аналогии с примером 2. Результаты расчета представлены в табл. 48.

Результаты расчета необходимой высоты дымовой трубы по методике, рассмотренной в примере 3, показывает, что для преодоления рассчитанного сопротивления дымового тракта требуется дымовая труба высотой 71 м.

§ 4. ПРИМЕРНЫЙ РАСЧЕТ ПЕЧИ С ШАГАЮЩИМ ПОДОМ СО СВОДОВЫМ ОТОПЛЕНИЕМ

Рассчитать печь с шагающим подом для нагрева блюмов среднеуглеродистой стали производительностью $P = 83,33$ кг/с (300 т/ч). Блюм имеет сечение $0,25 \times 0,25$ м² и длину $l = 11$ м. Печь отапливается природным газом при помощи плоскопламенных горелок. Начальная температура металла $t_{\text{м}}^{\text{нач}} = 0^\circ\text{C}$, конечная температура поверхности $t_{\text{м}}^{\text{кон}} = 1200^\circ\text{C}$, перепад температур по сечению блюма в конце нагрева $\Delta t_{\text{кон}} = 50^\circ$.

Расчет горения топлива

Расчет горения природного газа выполнен в примере 35. Из табл. 16 заимствуем состав продуктов сгорания, объем воздуха и продуктов сгорания при сжигании газа с коэффициентом расхода воздуха $n = 1,05$:

$V_{\text{в}} = 9,79$ м³/м³; $V_{\text{д}} = 10,8$ м³/м³; состав продуктов сгорания: 9,14 % CO₂; 17,94 % H₂O; 0,91 % O₂ и 72,01 % N₂.

Энтальпия продуктов сгорания равна

$$i_0 = Q_{\text{н}}/V_{\text{д}} = 35069,6/10,8 = 3247,18 \text{ кДж/м}^3.$$

Поскольку полученное значение $i_{1900} < i_0 < i_{2000}$ (см. пример 35), то калориметрическая температура горения

$$t_{\text{к}} = 1900 + \frac{3247,18 - 2999,4}{3374,4 - 2999,4} 100 = 1966^\circ\text{C}.$$

Расчет времени нагрева металла

Определим ориентировочные размеры печи. При одном рядуном расположении металла ширина печи

$$B = l + 2(0,2 + 0,3) = 11 + 2 \cdot 0,25 = 11,5 \text{ м}.$$

В печах с плоскопламенными горелками свод выполняется не профилированным и по всей длине печи можно

принять высоту свода равной $H=1,0$ м. Длина печи будет найдена после расчета времени нагрева металла.

Время нагрева металла в печи с плоскопламенными горелками (сводовым отоплением) рассчитываем по формуле, с

$$\tau = \frac{S_{\text{ср}} (\bar{t}_{\text{кон}} - \bar{t}_{\text{нач}}) 10^3}{\bar{q}}, \quad (164)$$

$$\text{где } \bar{q} = \frac{q_{\text{нач}} - q_{\text{кон}}}{\ln \frac{q_{\text{нач}}}{q_{\text{кон}}}}$$

$\bar{q}$ — средняя в пределах зоны плотность результирующего потока на нагреваемый металл, Вт/м²; $q_{\text{нач}}$, $q_{\text{кон}}$ — плотность результирующего потока на металл в начале и в конце рассматриваемой зоны, Вт/м²; S — расчетная толщина металла, м; c — средняя в интервале температур $t_{\text{нач}} - t_{\text{кон}}$ теплоемкость металла, кДж/(кг·К);

ρ — плотность металла, кг/м³;

$t_{\text{кон}} = t_{\text{кон}}^{\text{пов}} - \frac{2}{3} (t_{\text{кон}}^{\text{пов}} - t_{\text{кон}}^{\text{цент}})$ — средняя по сечению температура металла в конце зоны, °С;

$t_{\text{нач}} = t_{\text{нач}}^{\text{пов}} - \frac{2}{3} (t_{\text{нач}}^{\text{пов}} - t_{\text{нач}}^{\text{цент}})$ — то же, в начале зоны, °С.

Плотность потока результирующего излучения на металл для печи со сводовым отоплением

$$q_{\text{м}} = \varepsilon_{\text{м}} \left[\left[C_{\text{пр}} \left(\frac{T_{\text{к}}}{100} \right)^4 - C_0 \left(\frac{T_{\text{м}}}{100} \right)^4 \right] - \varepsilon_{\text{ф}}^* \left[C_{\text{пр}} \left(\frac{T_{\text{к}}}{100} \right)^4 - C_0 \left(\frac{T'_{\text{ф}}}{100} \right)^4 \right] + \varepsilon_{\text{ф}}^* (1 - \varepsilon_{\text{ф}}^*) \left[C_0 \left(\frac{T'_{\text{ф}}}{100} \right)^4 - C_{\text{пр}} \left(\frac{T_{\text{к}}}{100} \right)^4 \right] \right], \text{ Вт/м}^2, \quad (165)$$

где $C_{\text{пр}} = C_0 - \frac{1 - \varepsilon_{\text{к}}}{\varepsilon_{\text{к}}} \frac{q_{\text{ф, конв}}^{\text{к}}}{\left(\frac{T_{\text{к}}}{100} \right)^4}$ — приведенный коэффициент

излучения системы, Вт/(м²·К⁴); $C_0 = 5,7$ Вт/(м²·К⁴); $\varepsilon_{\text{ф}}^*$, $T'_{\text{ф}}$ — степень черноты и температура газов в зоне горения (см. рис. 64); $\varepsilon_{\text{ф}}^*$, $T'_{\text{ф}}$ — $\varepsilon_{\text{ф}}^*$, $T'_{\text{ф}}$ — то же, в зоне теплообмена;

$q_{\text{ф, конв}}^{\text{к}}$ — плотность конвективного теплового потока от факела на кладку, Вт/м²; $\varepsilon_{\text{м}}$, $\varepsilon_{\text{к}}$ — степень черноты металла и кладки, соответственно.

Температуру кладки T_k находим по выражению

$$T_k = 100 \sqrt[4]{\frac{q_{\Phi, \text{конв}}^k}{C_n \varepsilon_k} + \frac{1}{C_n} \left[q_{\Phi}^k + \varepsilon_m C_0 \times \right.} \\ \left. \times \left(\frac{T_m}{100} \right)^4 (1 - \varepsilon_{\Phi}') (1 - \varepsilon_{\Phi}'') \right]}, \text{ К}, \quad (166)$$

где

$$q_{\Phi}^k = C_0 \left[\varepsilon_{\Phi}' \left(\frac{T_{\Phi}'}{100} \right)^4 + \varepsilon_{\Phi}'' (1 - \varepsilon_{\Phi}') \left(\frac{T_{\Phi}''}{100} \right)^4 \right] \quad (167)$$

— плотность потока излучения от факела на кладку, Вт/м².

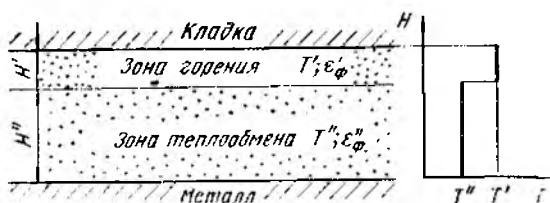


Рис. 64. Схема теплообмена в печи с плоскостными горелками

Можно принять, что температура зоны горения по всей длине печи равна действительной температуре горения топлива

$$t_{\text{действ}} = \eta_{\text{гор}} t_k = (0,75 + 0,85) t_k.$$

В нашем случае

$$t_{\Phi}' = t_{\text{действ}} = 0,82 \cdot 1966 = 1600^{\circ}\text{C} \text{ (1873 К)}.$$

Температуру газов в зоне теплообмена можно принять равной

$$t_{\Phi}'' = 0,5 (t_{\Phi}' + t_m^{\text{пов}}). \quad (168)$$

Из выражения (168) следует, что температура зоны теплообмена меняется по длине печи.

Температуру центра изделия (минимальную) можно найти по формуле, °С

$$t_{\text{цент}} = t_{\text{пов}} - \frac{qS}{2\lambda}, \quad (169)$$

где $t_{\text{пов}}$ — температура поверхности металла в рассматриваемом сечении печи, °C; q — плотность результирующего потока на металл в том же сечении, Вт/м²; λ — коэффициент теплопроводности металла при средней температуре в рассматриваемом сечении, Вт/(м·K).

Принимаем, что проектируемая печь имеет три тепловые зоны: методическую, сварочную, томильную; в конце методической зоны температура поверхности металла равна 600 °C, а в конце сварочной 1200 °C.

Время нагрева металла в методической зоне

Температура газов в зоне теплообмена равна [формула (168)]:

в начале методической зоны

$$t_{\text{ф.нач}} = (1600 + 0)/2 = 800 \text{ °C};$$

в конце методической зоны

$$t_{\text{ф.кон}} = (1600 + 600)/2 = 1100 \text{ °C}.$$

Парциальные давления CO₂ и H₂O в продуктах сгорания равны

$$p_{\text{CO}_2} = 9,0 \text{ кПа}; \quad p_{\text{H}_2\text{O}} = 17,6 \text{ кПа}.$$

Для рассматриваемого случая слой газов в зонах горения и теплообмена можно принять плоскопараллельным бесконечной протяженности. В этом случае эффективная длина луча определяется по формуле

$$S_{\text{эф}} = 1,8 H. \quad (170)$$

Толщину зоны горения принимаем равной $H' = 0,1$ м. Толщина зоны теплообмена H'' с учетом толщины металла δ равна

$$H'' = H - H' - \sigma = 1,0 - 0,1 - 0,25 = 0,65 \text{ м}.$$

Тогда $S'_{\text{эф}} = 1,8 \cdot 0,1 = 0,18$ м и $S''_{\text{эф}} = 1,8 \cdot 0,65 = 1,17$ м.

Для зоны горения:

$$p_{\text{CO}_2} S'_{\text{эф}} = 9,0 \cdot 0,18 = 1,62 \text{ кПа} \cdot \text{м},$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} S'_{\text{эф}} = 17,6 \cdot 0,18 = 3,17 \text{ кПа} \cdot \text{м}.$$

По графикам на рис. 13—15 при температуре $t' = 1600$ °C находим

$$\epsilon_{\text{CO}_2} < 0,03; \quad \epsilon_{\text{H}_2\text{O}} < 0,03; \quad \beta = 1,0.$$

Поскольку найденные значения степеней черноты очень малы (из-за малой толщины слоя), примем, что $\epsilon'_{\text{ф}} = 0$.

Это означает, что теплообмен между зоной горения и поверхностью кладки происходит только за счет конвекции.

Для зоны теплообмена

$$p_{\text{CO}_2} S_{\text{зф}}'' = 9,0 \cdot 1,17 = 10,53 \text{ кПа} \cdot \text{м};$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} S_{\text{зф}}'' = 17,6 \cdot 1,17 = 20,6 \text{ кПа} \cdot \text{м}.$$

По графикам на рис. 13—15 находим:
в начале методической зоны ($t_{\text{ф}}'' = 800^\circ\text{C}$)

$$\epsilon_{\text{CO}_2} = 0,11; \quad \epsilon'_{\text{H}_2\text{O}} = 0,185; \quad \beta = 1,09;$$

$$\epsilon_{\text{ф}}'' = 0,11 + 1,09 \cdot 0,185 = 0,312;$$

в конце методической зоны ($t_{\text{ф}}'' = 1100^\circ\text{C}$)

$$\epsilon_{\text{CO}_2} = 0,09; \quad \epsilon'_{\text{H}_2\text{O}} = 0,145; \quad \beta = 1,09;$$

$$\epsilon_{\text{ф}}'' = 0,09 + 1,09 \cdot 0,145 = 0,248.$$

Плотность теплового потока излучением на кладку равна
[формула (167)]

в начале методической зоны

$$q_{\text{ф}}^* = 5,7 \left[0 \left(\frac{1600 + 273}{100} \right)^4 + 0,312 (1 - 0) \times \right. \\ \left. \times \left(\frac{300 + 273}{100} \right)^4 \right] = 23573,7 \text{ Вт/м}^2;$$

в конце методической зоны

$$q_{\text{ф}}^* = 5,7 \left[0 \left(\frac{1600 + 273}{100} \right)^4 + 0,248 (1 - 0) \times \right. \\ \left. \times \left(\frac{1100 + 273}{100} \right)^4 \right] = 50235,0 \text{ Вт/м}^2.$$

Принимая значение коэффициента конвективной теплоотдачи от факела к кладке, равным $\alpha_{\text{конв}} = 150 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}$, найдем плотность конвективного теплового потока $q_{\text{ф, конв}}^*$.

Для этого ориентировочно зададимся значением температуры кладки $t_{\text{к}} = 0,5(t_{\text{ф}}' + t_{\text{ф}}'')$:

в начале методической зоны

$$t_{\text{к}} = 0,5(1600 + 800) = 1200^\circ\text{C};$$

$$q_{\text{ф, конв}}^* = 150(1600 - 1200) = 60\,000 \text{ Вт/м}^2.$$

По формуле (166) находим температуру кладки

$$T_{\kappa} = 100 \sqrt[4]{\frac{60\,000}{5,7 \cdot 0,8} + \frac{1}{5,7} \left[23573,7 + 0,8 \cdot 5,7 \times \right.}$$

$$\left. \times \left(\frac{0 + 273}{100} \right)^4 (1 - 0,312) (1 - 0) \right]} = 1147,3 \text{ K } (874,3^{\circ}\text{C}).$$

При расчете было принято, что $\epsilon_m = \epsilon_{\kappa} = 0,8$.

Поскольку получено большое расхождение между принятым и рассчитанным значением t_{κ} принимаем новое значение температуры, равное среднеарифметическому из двух предыдущих

$$t_{\kappa} = 0,5 (1200 + 847,3) = 1037,15^{\circ}\text{C}.$$

Тогда

$$q_{\Phi, \text{конв}}^{\kappa} = 150 (1600 - 1037,15) = 84427,5 \text{ Вт/м}^2;$$

$$T_{\kappa} = 100 \sqrt[4]{\frac{84427,5}{5,7 \cdot 0,8} + \frac{1}{5,7} \left[23573,7 + 0,8 \cdot 5,7 \times \right.}$$

$$\left. \times \left(\frac{0 + 273}{100} \right)^4 (1 - 0,312) (1 - 0) \right]} = 1227,2 \text{ K } (954,2^{\circ}\text{C}).$$

По формуле (165) находим величину плотности результирующего потока в металл в начале методической зоны. Для этого по уточненному значению T_{κ} находим

$$q_{\Phi, \text{конв}}^{\kappa} = 150 (1600 - 954,2) = 96870 \text{ Вт/м}^2;$$

$$C_{\text{пр}} = C_0 - \frac{1 - \epsilon_{\kappa}}{\epsilon_{\kappa}} \frac{q_{\Phi, \text{конв}}^{\kappa}}{\left(\frac{T_{\kappa}}{100} \right)^4} = 5,7 - \frac{1 - 0,8}{0,8} \times$$

$$\times \frac{96870}{\left(\frac{954,2 + 273}{100} \right)^4} = 4,63 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K}^4)$$

и, учитывая, что $\epsilon'_{\Phi} = 0$

$$q_{\kappa}^{\text{нач}} = 0,8 \left\{ \left[4,63 \left(\frac{954,2 + 273}{100} \right)^4 - 5,7 \left(\frac{0 + 273}{100} \right)^4 \right] - \right.$$

$$\left. - 0,312 \left[4,63 \left(\frac{954,2 - 273}{100} \right)^4 - 5,7 \times \right. \right.$$

$$\left. \times \left(\frac{800 + 273}{100} \right)^4 \right] \right\} = 0,8 (104696,2 - 9190,2) = 76404,8 \text{ Вт/м}^2;$$

в конце методической зоны

$$t_k = 0,5 (1600 + 1100) = 1350 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$q_{\text{ф,кон}}^* = 150 (1600 - 1350) = 37500 \text{ Вт/м}^2;$$

$$T_k = 100 \sqrt[4]{\frac{37500}{5,7 \cdot 0,8} + \frac{1}{5,7} \left[50235 + 0,8 \cdot 5,7 \times \right.}$$

$$\left. \times \left(\frac{600 + 273}{100} \right)^4 (1 - 0) (1 - 0,248) \right]} = 1197 \text{ К } (924 \text{ } ^\circ\text{C}).$$

Уточняем значение температуры кладки, задаваясь новой величиной $t_k = 0,5 (1350 + 924) = 1137 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Тогда

$$q_{\text{ф,кон}}^* = 150 (1600 - 1137) = 69450 \text{ Вт/м}^2;$$

$$T_k = 100 \sqrt[4]{\frac{69450}{5,7 \cdot 0,8} + \frac{1}{5,7} \left[50235 + 0,8 \cdot 5,7 \times \right.}$$

$$\left. \times \left(\frac{600 + 273}{100} \right)^4 (1 - 0) (1 - 0,248) \right]} = 1288 \text{ К } (1015 \text{ } ^\circ\text{C}).$$

Теперь

$$q_{\text{ф,кон}}^* = 150 (1600 - 1015) = 87750 \text{ Вт/м}^2;$$

$$C_{\text{пр}} = 5,7 - \frac{1 - 0,8}{0,8} \frac{87750}{\left(\frac{1015 + 273}{100} \right)^4} = 4,9 \text{ Вт/(м}^3 \cdot \text{К}^4);$$

$$q_{\text{м}}^{\text{мет}} = 0,8 \left\{ \left[4,9 \left(\frac{1015 + 273}{100} \right)^4 - 5,7 \left(\frac{600 + 273}{100} \right)^4 \right] - \right.$$

$$\left. - 0,248 \left[4,9 \left(\frac{1015 + 273}{100} \right)^4 - 5,7 \times \right. \right.$$

$$\left. \times \left(\frac{1100 + 273}{100} \right)^4 \right] \right\} = 0,8 (101745 + 16792) = 94829,6 \text{ Вт/м}^2.$$

Средняя по длине методической зоны плотность результирующего теплового потока на металл равна

$$q = \frac{94829,6 - 76404,8}{\ln \frac{94829,6}{76404,8}} = 85285,8 \text{ Вт/м}^2.$$

Находим температуру центра бляма в конце методической зоны [формула (169)]

$$t_{\text{цент}} = 600 - \frac{94829,6 \cdot 0,138}{2 \cdot 35,5} = 415,7 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Здесь $\lambda_{600} = 35,5 \text{ Вт/(м·К)}$ — коэффициент теплопроводности среднеуглеродистой стали при $t = 600^\circ\text{C}$ (приложение IX); $S = 0,138 \text{ м}$ — расчетная толщина блюда.

В печи с шагающим подом изделия лежат на поду с иззором a , который в нашем случае принимаем равным толщине блюда, т.е. $a = \delta$. По табл. 12 находим коэффициент несимметричности нагрева $\mu = 0,55$ и $S = \mu\delta = 0,55 \cdot 0,25 = 0,138 \text{ м}$.

Находим среднюю температуру металла: в начале зоны $t_{\text{нач}} = 0^\circ\text{C}$; в конце зоны $\bar{t}_{\text{кон}}^{\text{мет}} = 600 - \frac{2}{3}(600 - 415,7) = 477^\circ\text{C}$; по длине зоны $\bar{t}_m = 0,5(0 + 477) = 238,5^\circ\text{C}$.

При средней температуре металла по длине методической зоны по приложению IX находим коэффициент теплопроводности среднеуглеродистой стали $\lambda = 45,8 \text{ Вт/(м·К)}$ и удельную теплоемкость $c = 0,52 \text{ кДж/(кг·К)}$. По формуле (164) находим время нагрева металла в методической зоне

$$\tau_m = \frac{0,138 \cdot 0,52 \cdot 7800 (477 - 0) 10^3}{85285,8} = 3209 \text{ с (0,89 ч)}.$$

Время нагрева металла в сварочной зоне.

Поскольку началом сварочной зоны является конец методической зоны, то из предыдущего расчета заимствуем:

$$\epsilon_{\phi}^* = 0,248; \quad t_{\phi}^* = 1100^\circ\text{C}; \quad t_m^{\text{нов}} = 600^\circ\text{C}; \quad t_m^{\text{цент}} = 415,7^\circ\text{C}; \\ t_k = 1015^\circ\text{C}; \quad q = 94829,6 \text{ Вт/м}^2.$$

В конце сварочной зоны

$$t_m^{\text{нов}} = 1200^\circ\text{C}; \quad t_{\phi}'' = 0,5(1600 + 1200) = 1400^\circ\text{C}.$$

По графикам на рис. 13—15 при $t_{\phi}^* = 1400^\circ\text{C}$,

$$\rho_{\text{CO}_2} S_{\text{эф}}^* = 10,53 \text{ кПа·м и } \rho_{\text{H}_2\text{O}} S_{\text{эф}}^* = 20,6 \text{ кПа·м находим}$$

$$\epsilon_{\text{CO}_2} = 0,078; \quad \epsilon'_{\text{H}_2\text{O}} = 0,115; \quad \beta = 1,09 \text{ и}$$

$$\epsilon_{\phi}'' = 0,078 + 1,09 \cdot 0,115 = 0,203.$$

Задаваясь значением $t_k = (1600 + 1400)/2 = 1500^\circ\text{C}$, находим

$$q_{\phi, \text{конв}}^* = 150 (1600 - 1500) = 15000 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q_{\phi}^* = 5,7 \cdot 0,203 (1 - 0) \left(\frac{1400 + 273}{100} \right)^4 = 90647 \text{ Вт/м}^2;$$

$$T_k = 100 \sqrt[4]{\frac{15000}{5,7 \cdot 0,8} + \frac{1}{5,7} \left[90647 + 5,7 \cdot 0,8 \times \right.} \\ \left. \times \left(\frac{1200 + 273}{100} \right)^4 (1 - 0) (1 - 0,203) \right]} = 1498 \text{ К (1225}^\circ\text{C)}.$$

С учетом зазоров ($a=0,125$ м) между блоками длина печи равна

$$L = n(b + a) = 233(0,25 + 0,125) = 87,4 \text{ м.}$$

При ширине печи $B=11,5$ м площадь пода $F=BL=11,5 \cdot 87,4=1005 \text{ м}^2$. Высоту всех зон оставляем прежней $H=1,0$ м. Длину печи разбиваем на зоны пропорционально времени нагрева:

длина методической зоны

$$L_m = L \frac{\tau_m}{\tau} = \frac{87,4 \cdot 3209}{15029,7} = 18,7 \text{ м;}$$

длина сварочной зоны

$$L_{св} = L \frac{\tau_{св}}{\tau} = \frac{87,4 \cdot 7368}{15029,7} = 42,9 \text{ м;}$$

длина томильной зоны

$$L_{том} = L \frac{\tau_{том}}{\tau} = \frac{87,4 \cdot 4452,7}{15029,7} = 25,8 \text{ м.}$$

Распределение температур металла, кладки и продуктов сгорания по длине печи представлено на рис. 65.

Принимаем, что свод печи выполнен из шамота класса А толщиной 300 мм. Стены имеют толщину 460 мм, причем, слой шамота составляет 345 мм и слой тепловой изоляции (диатомитовый кирпич) 115 мм. Под печи двухслойный: высокоглиноземистый кирпич толщиной 460 мм и диатомитовый кирпич 115 мм.

Тепловой баланс печи

Поскольку распределение топлива по зонам печи с плоскопламенными горелками неизвестно, будем составлять позонные тепловые балансы, определяя расход топлива для каждой зоны отдельно. При составлении балансов примем некоторые

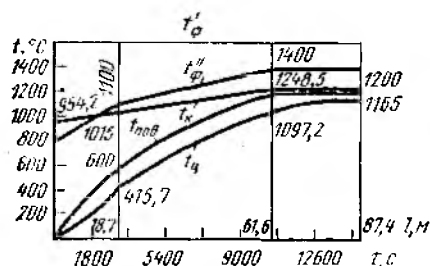


Рис. 65. Распределение температур по длине печи с шагающим подом

упрощения: пренебрегаем переносом тепла излучения из зоны в зону; пренебрегаем продольным переносом тепла в зоне горения, так как размеры зоны горения малы ($H'=0,1$ м) и температура зоны горения принята одинаковой по всей длине печи ($t'_\phi=1600^\circ\text{C}$); бу.

дем опускать расходные статьи баланса, не превышающие 5% от всего расхода.

Томильная зона

Приход тепла

1. Тепло от горения топлива [формула (146)]

$$Q_{\text{хим}}^{\text{т}} = 35069,6 B_{\text{т}}, \text{ кВт},$$

где $B_{\text{т}}$ — расход топлива в томильной зоне, $\text{м}^3/\text{с}$.

2. Окислением металла пренебрегаем.

Расход тепла

1. Тепло, затраченное на нагрев металла [формула (150)]

$$Q_{\text{под}}^{\text{том}} = 83,33 (804,3 - 754,7) = 4150 \text{ кВт}.$$

Здесь $i_{\text{м}}^{\text{кон}} = 804,3$ кДж/кг — энтальпия среднеуглеродистой стали: при $t_{\text{кон}}^{\text{том}} = 1176,7^\circ\text{C}$ (приложение IX); $i_{\text{м}}^{\text{нач}} = 754,5$ кДж/кг — то же, при $t_{\text{том}}^{\text{нач}} = 1131,5^\circ\text{C}$.

2. Тепло, уносимое продуктами сгорания в зоне теплообмена (формула 152) при $t_{\text{ф}}^* = 1400^\circ\text{C}$.

$$Q_{\text{ух}}^{\text{т}} = B_{\text{т}} V_{\text{д}} i_{\text{д}} = B_{\text{т}} \cdot 10,8 \cdot 2225,6 = 24000 B_{\text{т}} \text{ кВт}.$$

Энтальпию продуктов сгорания при $t_{\text{ф}}^* = 1400^\circ\text{C}$ находим с использованием приложения II.

$$\text{CO}_2 \dots 0,091 \cdot 3276,75 = 301,0$$

$$\text{H}_2\text{O} \dots 0,180 \cdot 2540,25 = 457,5$$

$$\text{O}_2 \dots 0,009 \cdot 2129,93 = 17,1$$

$$\text{N}_2 \dots 0,720 \cdot 2012,36 = 1450,0$$

$$c_{\text{д}}^{1400} = 2225,6 \text{ кДж/м}^3.$$

3. Потери тепла теплопроводностью через футеровку. Свод. Температура внутренней поверхности $t_{\text{к}} = 1248,5^\circ\text{C}$ (рис. 65). Примем температуру окружающей среды равной $t_{\text{ок}} = 30^\circ\text{C}$, температуру наружной поверхности $t_{\text{нар}} = 250^\circ\text{C}$. Площадь свода (с учетом толщины стен) $F_{\text{т}} = BL_{\text{т}} = (11,5 + 2 \cdot 0,46) 25,8 = 321,7 \text{ м}^2$, толщина $\delta = 0,3 \text{ м}$.

Средняя температура шамотного слоя равна

$$t_{\text{ш}} = 0,5 (1248,5 + 250) = 749,25^\circ\text{C}.$$

При этой температуре, согласно приложению XI, теплопроводность шамота равна

$$\lambda_{\text{ш}} = 0,835 + 0,58 \cdot 10^{-3} \cdot 749,25 = 1,26 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

По формуле (155) найдем потери тепла через свод

$$Q_{\text{св}} = \frac{1248,5 - 30}{\frac{0,3}{1,26} + \frac{1}{32,5}} 321,7 = 1382,4 \text{ кВт}.$$

Здесь $\alpha_{\text{конв}} = 1,3(10 + 0,06 \cdot 250) = 32,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ [(см. примечание к формуле (31))].

Стены. Температуру внутренней поверхности стен принимаем равной $t''_{\text{ф}} = 1400^\circ\text{C}$, температуру наружной поверхности $t_{\text{нар}} = 200^\circ\text{C}$. Стены состоят из слоя шамота толщиной $\delta_{\text{ш}} = 0,345$ и диатомита $\delta_{\text{д}} = 0,115 \text{ м}$.

С учетом толщины футеровки площадь поверхности стен равна: торцевой $(11,5 + 2 \cdot 0,46)(1 + 0,3) = 16,1 \text{ м}^2$; боковых $2(25,8 + 0,46)(1 + 0,3) = 68,3 \text{ м}^2$; общая $F_{\text{нар}} = 16,1 + 68,3 = 84,4 \text{ м}^2$.

Для вычисления коэффициентов теплопроводности, зависящих от температуры, необходимо определить среднее значение температуры слоев. Средняя температура слоя шамота

$$\bar{t}_{\text{ш}} = (1400 + t')/2, ^\circ\text{C},$$

а слоя диатомита

$$\bar{t}_{\text{д}} = (t' + 200)/2, ^\circ\text{C},$$

где t' — температура на границе раздела слоев, $^\circ\text{C}$.

По приложению XI находим формулы для вычисления коэффициентов теплопроводности материалов

$$\lambda_{\text{ш}} = 0,835 + 0,58 \cdot 10^{-3} \bar{t}_{\text{ш}} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)},$$

$$\lambda_{\text{д}} = 0,145 + 0,314 \cdot 10^{-3} \bar{t}_{\text{д}} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

При стационарном режиме

$$\frac{\lambda_{\text{ш}}}{\delta_{\text{ш}}} (t''_{\text{кл}} - t') = \frac{\lambda_{\text{д}}}{\delta_{\text{д}}} (t' - t''_{\text{кл}}).$$

Подставляя значения коэффициентов теплопроводности, получим

$$\begin{aligned} & \frac{0,835 + 0,58 \cdot 10^{-3} \frac{1400 + t'}{2}}{0,345} (1400 - t') = \\ & \frac{0,145 + 0,314 \cdot 10^{-3} \frac{t' + 200}{2}}{0,115} (t' - 200). \end{aligned}$$

Решая это уравнение, получим $t' = 743^\circ\text{C}$.
Тогда

$$t_{\text{ш}} = (1400 + 743)/2 = 1071,5^\circ\text{C};$$

$$\bar{t}_{\text{д}} = (743 + 200)/2 = 471,5^\circ\text{C};$$

$$\lambda_{\text{ш}} = 0,835 + 0,58 \cdot 10^{-3} \cdot 1071,5 = 1,456 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)};$$

$$\lambda_{\text{д}} = 0,145 + 0,314 \cdot 10^{-3} \cdot 471,5 = 0,293 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

Учитывая, что согласно примечанию к формуле (31)

$$\alpha_{\text{конв}} = 10,0 + 0,06 \cdot 200 = 22 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

найдем потери тепла через стены печи

$$Q_{\text{ст}}^{\text{т}} = \frac{1400 - 30}{\frac{0,345}{1,456} + \frac{0,115}{0,293} + \frac{1}{22}} 84,4 = 171,3 \text{ кВт}.$$

Под. Температуру внутренней поверхности пода принимаем равной $t_{\text{м}}^{\text{пов}} = 1200^\circ\text{C}$, наружной поверхности $t_{\text{нар}} = 140^\circ\text{C}$. Под состоит из слоя высокоглиноземистого кирпича толщиной $\delta_{\text{вг}} = 0,46 \text{ м}$ и слоя диатомита толщиной $\delta_{\text{д}} = 0,115 \text{ м}$. Площадь пода равна площади свода $F_{\text{нар}} = 321,7 \text{ м}^2$.

Аналогично вышеприведенному расчету для боковых стен находим $t' = 500^\circ\text{C}$; $\bar{t}_{\text{вг}} = (1200 + 500)/2 = 850^\circ\text{C}$ и $\bar{t}_{\text{д}} = (500 + 140)/2 = 320^\circ\text{C}$.

Теперь, согласно приложению XI, находим

$$\lambda_{\text{вг}} = 1,76 + 0,23 \cdot 10^{-3} \cdot 850 = 1,96 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)};$$

$$\lambda_{\text{д}} = 0,145 + 0,314 \cdot 10^{-3} \cdot 320 = 0,245 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)},$$

а в соответствии с примечанием к формуле (31)

$$\alpha_{\text{конв}} = 0,7 (10 + 0,06 \cdot 140) = 12,88 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Потери тепла через под печи равны

$$Q_{\text{под}}^{\text{т}} = \frac{1200 - 30}{\frac{0,460}{1,96} + \frac{0,115}{0,245} + \frac{1}{12,88}} 321,7 = 481,5 \text{ кВт}.$$

Общие потери тепла теплопроводностью через футеровку печи равны

$$Q_{\text{тепл}}^{\text{т}} = 1384,4 + 171,3 + 481,5 = 2037,2 \text{ кВт}.$$

4. Неучтенные потери принимаем равными 10 % от тепла горения топлива

$$Q_{\text{пот}}^{\text{т}} = 0,1 Q_{\text{хим}}^{\text{т}} = 3507 \text{ Вт} \text{ кВт}.$$

Уравнение теплового баланса томильной зоны
 $35069,6 B_T = 4150 + 24000 B_T + 2037,2 + 3507 B_T;$
 $7562,6 B_T = 6187,2.$

Решая уравнение относительно B_T , получим
 $B_T = 0,818 \text{ м}^3/\text{с}.$

Сварочная зона

Баланс энергии для сварочной зоны составляем так же, как и для томильной. Поэтому будем приводить только окончательные результаты расчетов, уточняя там, где это необходимо.

Приход тепла

$$1. Q_{хим}^{св} = 35096,6 B_{св}.$$

2. Тепло, вносимое продуктами сгорания из томильной зоны

$$Q_{ин}^{св} = Q_{ух}^T = 24000 B_T = 24000 \cdot 0,818 = 19632 \text{ кВт}.$$

Расход тепла

$$1. Q_{псд}^{св} = 83,33 (754,5 - 280,5) = 39500 \text{ кВт}.$$

$$2. Q_{ух}^{св} = V_d i_d (B_{св} + B_T) = 10,8 \cdot 1662,0 (B_{св} + 0,818) = 17950 B_{св} + 0,818.$$

Энтальпия дыма рассчитана при $t''_ф = 1100^\circ\text{C}$ (см. рис. 65).

3. Потери тепла теплопроводностью через футеровку печи.

Свод. Средняя температура внутренней поверхности свода равна (см. рис. 65)

$$t_k = (1015 + 1248,5)/2 = 1131,75^\circ\text{C}$$

Площадь свода равна $F_{свод}^{св} = (11,5 + 2 \cdot 0,46) 42,9 = 532,8 \text{ м}^2.$

$$Q_{свод}^{св} = 1735 \text{ кВт}.$$

Боковые стены. Средняя температура внутренней поверхности боковых стен

$$t_{ст}^{св} = 0,25 (1100 + 1400 + 600 + 1200) = 1075^\circ\text{C}.$$

Площадь поверхности боковых стен $F_{ст}^{св} = 2 \cdot 42,9 (1 + 0,3) = 111,54 \text{ м}^2,$

$$Q_{ст}^{св} = 298,4 \text{ кВт}.$$

Под. Средняя температура пода равна

$$t_{\text{под}}^{\text{св}} = t_{\text{м}}^{\text{пов}} = (1200 + 600)/2 = 900^{\circ}\text{C}.$$

Площадь поверхности пода равна площади поверхности свода $F_{\text{под}}^{\text{св}} = 532,8 \text{ м}^2$,

$$Q_{\text{под}}^{\text{св}} = 410,3 \text{ кВт}.$$

Суммарные потери через футеровку сварочной зоны

$$Q_{\text{тепл}}^{\text{св}} = 1735 + 298,4 + 410,3 = 2443,7 \text{ кВт}.$$

4. Неучтенные потери

$$Q_{\text{пот}}^{\text{св}} = 0,1 Q_{\text{хим}}^{\text{св}} = 3507 B_{\text{св}}.$$

Уравнение теплового баланса сварочной зоны печи

$$35069,6 B_{\text{св}} + 19632 = 39500 + 17950 (B_{\text{св}} + 0,818) + \\ + 2443,7 + 3507 B_{\text{св}};$$

$$13612,6 B_{\text{св}} = 36994,8.$$

Решая это уравнение относительно $B_{\text{св}}$, получим

$$B_{\text{св}} = 2,72 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Методическая зона

Приход тепла

$$1. Q_{\text{хим}}^{\text{м}} = 35069,6 B_{\text{м}};$$

$$2. Q_{\text{те}}^{\text{м}} = Q_{\text{ук}}^{\text{св}} = 63507 \text{ кВт}.$$

Расход тепла

$$1. Q_{\text{пол}}^{\text{м}} = 83,33 (280,5 - 0) = 23375 \text{ кВт}.$$

$$2. Q_{\text{ук}}^{\text{м}} = V_{\text{д}} i_{\text{д}} (B_{\text{м}} + B_{\text{св}} + B_{\text{т}}) = \\ = 10,8 \cdot 1400 (B_{\text{м}} + 2,72 + 0,818) = \\ = 15120 (B_{\text{м}} + 3,538) \text{ кВт}.$$

Энтальпия дыма рассчитана при температуре $t_{\text{ф}}'' = 800^{\circ}\text{C}$ (см. рис. 65).

3. Потери тепла теплопроводностью через футеровку.

Свод. Температура внутренней поверхности свода равна

$$t_{\text{и}} = (1015 + 954,2)/2 = 984,6^{\circ}\text{C} \text{ (см. рис. 65)}.$$

Площадь наружной поверхности свода

$$F_{\text{свод}}^{\text{м}} = (11,5 + 2 \cdot 0,46) 18,7 = 232,25 \text{ м}^2;$$

$$Q_{\text{свод}}^{\text{м}} = 661,8 \text{ кВт.}$$

Боковые стены. Средняя температура внутренней поверхности боковых стен равна

$$t_{\text{ст}}^{\text{м}} = (1100 + 800)/2 = 950^\circ\text{C.}$$

Площадь наружной поверхности боковых стен

$$F_{\text{ст}}^{\text{м}} = 2 \cdot 18,7 (1 + 0,3) = 48,6 \text{ м}^2.$$

Площадь поверхности торцевой стены

$$F_{\text{ст.торц}}^{\text{м}} = (11,5 + 2 \cdot 0,46) (1 + 0,3) = 16,1 \text{ м}^2.$$

Суммарная площадь стен в методической зоне

$$F_{\text{ст}}^{\text{м}} = 48,6 + 16,1 = 64,7 \text{ м}^2;$$

$$Q_{\text{ст}}^{\text{м}} = 112,9 \text{ кВт.}$$

Под. Средняя температура внутренней поверхности пола равна

$$t_{\text{под}}^{\text{м}} = t_{\text{м}}^{\text{нов}} = (600 + 0)/2 = 300^\circ\text{C.}$$

Площадь пола равна площади свода $F_{\text{под}}^{\text{м}} = 232,25 \text{ м}^2;$

$$Q_{\text{под}}^{\text{м}} = 37,8 \text{ кВт.}$$

Суммарные потери через футеровку методической зоны

$$Q_{\text{тепл}}^{\text{м}} = 661,8 + 112,9 + 37,8 = 812,5 \text{ кВт.}$$

4. Неучтенные потери

$$Q_{\text{пот}}^{\text{м}} = 0,1 Q_{\text{хим}}^{\text{м}} = 3507 B_{\text{м}}.$$

Уравнение теплового баланса методической зоны

$$35069,6 B_{\text{м}} + 63507 = 23375 + 15120 (B_{\text{м}} + 3,538) + 812,5 + 3507 B_{\text{м}};$$

$$16742,6 B_{\text{м}} = 1806,9.$$

Решая это уравнение относительно $B_{\text{м}}$, находим

$$B_{\text{м}} = 0,11 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Общий расход топлива

$$B = B_{\text{м}} + B_{\text{св}} + B_{\text{т}} = 0,11 + 2,72 + 0,818 = 3,648 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Распределение топлива по зонам печи производится следующим образом: методическая зона 3,0 %, сварочная зона 74,6 %; томильная зона 22,4 %.

Удаленный расход тепла на нагрев 1 кг металла

$$q = \frac{Q_{\text{прих}}}{P} = \frac{3,648 \cdot 35069,6}{83,33} = 1535,2 \text{ кДж/кг.}$$

Выбор горелок

Для осуществления равномерного нагрева свода принимаем шахматное расположение горелок на своде печи с шагом по длине и ширине печи $S=2$ м. Тогда число рядов горелок по длине печи

$$n_L = \frac{L}{S} - 1 = \frac{87,4}{2} - 1 \approx 43 \text{ ряда}$$

из них по длине методической зоны $18,7/2 \approx 9$ рядов; сварочной зоны $42,9/2 \approx 21$ ряд; томильной зоны $25,8/2 \approx 13$ рядов.

$$\text{По ширине печи размещается } n_B = \frac{B}{S} - 1 = \frac{11,5}{2} - 1 =$$

5 горелок. Так как принято шахматное расположение горелок, то по длине печи будут чередоваться ряды с 5 и 4 горелками в поперечном направлении.

Тогда в методической зоне будет 41, в сварочной 95 и в томильной зоне 58 горелок.

Расход природного газа на одну горелку равен:
в методической зоне

$$V_T^M = 0,11/41 = 2,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с},$$

в сварочной зоне

$$V_T^B = 2,72/95 = 2,86 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{с};$$

в томильной зоне

$$V_T^T = 0,818/58 = 1,41 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{с}.$$

По графику на рис. 39 находим, что в методической зоне целесообразно использовать плоскоструйные горелки ГПП-3, причем в зависимости от имеющегося в распоряжении давления газа можно выбрать ($t_b=30^\circ\text{C}$): горелку ГППН-3 при давлении газа перед горелкой 0,8 кПа и давлении воздуха 0,8 кПа; горелку ГППС-3 при давлении газа перед горелкой 4,0 кПа и давлении воздуха 0,8 кПа; горелку ГППВ-3 при давлении газа перед горелкой 24 кПа и давлении воздуха 0,8 кПа.

Таблица 49. Распределение плоскопламенных горелок по зонам печи с шагающим подом

Зона	Тип горелки	Производительность по газу, м³/с	Давление, кПа	
			газа	воздуха
Методическая	ГППН-3	$2,7 \cdot 10^{-3}$	0,8	0,8
	ГППС-3		4,0	0,8
	ГППВ-3		24,0	0,8
Сварочная	ГППН-7	$2,86 \cdot 10^{-2}$	1,5	1,8
	ГППС-7		5,0	1,3
	ГППВ-7		30,0	1,2
Томильная	ГППН-6	$1,41 \cdot 10^{-2}$	0,9	0,9
	ГППС-6		4,0	0,9
	ГППВ-6		24,0	0,9

Аналогично выбираем горелки для сварочной и томильной зон печи. Результаты выбора представлены в таблице 49.

Расчет аэродинамического сопротивления дымового тракта производится также, как и для методической печи (см. пример 2).

§ 5. ПРИМЕРНЫЙ РАСЧЕТ ПЕЧИ С ВЫКАТНЫМ ПОДОМ

Произвести расчет камерной печи с выкатным подом для нагрева заготовок перед молотом. Размеры заготовки из хромистой стали: ширина $b=0,7$ м, высота $h=0,8$ м, длина $l=2,5$ м.

Начальная температура заготовки $t_m^{\text{нач}}=20^\circ\text{C}$, конечная температура поверхности — $t_m^{\text{кон}}=1250^\circ\text{C}$. Допустимый перепад температур по сечению заготовки в конце нагрева $\Delta t_{\text{кон}}=50^\circ\text{C}$. Печь отапливается мазутом, состав которого приведен в примере 33.

Расчет горения топлива

Расчет горения мазута выполнен в примере 33. При коэффициенте расхода воздуха $n=1,1$ продукты сгорания мазута содержат: 13,3% CO_2 ; 9,87% H_2O ; 0,02% SO_2 ; 1,81% O_2 и 75% N_2 . Для сгорания 1 кг мазута требуется $V_{\text{к}}=11,53$ м³ воздуха и образуется $V_{\text{д}}=12,141$ м³ продуктов сгорания. Калориметрическая температура горения $t_{\text{к}}=2188,9^\circ\text{C}$. Принимая пирометрический коэффициент

равным $\eta_{\text{пир}} = 0,8$, находим действительную температуру горения мазута

$$t_{\text{действ}} = \eta_{\text{пир}} t_{\text{к}} = 0,8 \cdot 2188,9 = 1750^{\circ}\text{C}.$$

Определение размеров печи

Принимаем расстояние между садкой и боковыми стенками, равным 0,5 м, садкой и сводом 1,0 м и садкой и торцевыми стенами 0,25 м. Тогда рабочее пространство имеет ширину $B = 1,7$ м, высоту $H = 1,8$ м и длину $L = 3,0$ м.

Принимаем, что выкатной под, стены и свод печи выполнены из шамота толщиной 150 мм и диатомитового кирпича толщиной 300 мм. Тогда наружные размеры печи будут равны: ширина $B' = 2,6$ м; высота $H' = 2,7$ м и длина $L' = 3,9$ м.

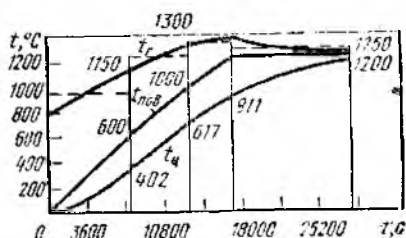


Рис. 66. Температурный режим печи с выкатным подом

Температурный режим и время нагрева металла

Рассмотрим случай, когда холодное изделие загружается в холодную печь и нагревается вместе с ней. Изделие является достаточно массивным, поэтому примем, что температурный режим состоит из двух периодов: нагрева и выдержки. В период нагрева температура поверхности изделия повышается от $t_{\text{м}}^{\text{нач}}$ до $t_{\text{м}}^{\text{кон}}$, температура дымовых газов в печи t_g меняется от 800°C до $t_g^{\text{кон}} = t_{\text{м}}^{\text{кон}} + 150 = 1250 + 150 = 1400^{\circ}\text{C}$, температура футеровки равна $t_k = 0,5(t_g + t_{\text{м}})$.

Период нагрева разобьем на три интервала, в пределах которых температуру продуктов сгорания будем считать постоянной (рис. 66).

В период нагрева тепловая нагрузка печи (расход топлива) неизменна. В период выдержки тепловая нагрузка печи снижается так, что температура дымовых газов ($t_g = 1300^{\circ}\text{C}$), металла ($t_{\text{м}}^{\text{кон}} = 1250^{\circ}\text{C}$) и футеровки ($t_k = 1275^{\circ}\text{C}$) остаются неизменными.

Площадь тепловоспринимающей поверхности металла равна

$$F_{\text{м}} = 2bh + 2lh + bl = 2 \cdot 0,7 \cdot 0,8 + 2 \cdot 0,8 \cdot 2,5 + 0,7 \cdot 2,5 = 6,87 \text{ м}^2.$$

Площадь внутренней поверхности рабочего пространства печи (за вычетом площади, занятой металлом)

$$F_k = 2BH + 2HL + 2BL - bl = 2 \cdot 1,7 \cdot 1,8 + 2 \cdot 1,8 \cdot 3,0 + 2 \cdot 1,7 \cdot 3,0 - 0,7 \cdot 2,5 = 25,37 \text{ м}^2.$$

Степень развития кладки

$$\omega = F_k / F_m = 25,37 / 6,87 = 3,69.$$

Эффективная длина луча [формула (57)]

$$S_{\text{эф}} = 3,6 \frac{V}{F} = 3,6 \frac{BHL - hbl}{F_k + F_m} = 3,6 \frac{1,7 \cdot 1,8 \cdot 3,0 - 0,7 \cdot 0,8 \cdot 2,5}{25,37 + 6,87} = 0,87 \text{ м}.$$

Период нагрева

I интервал. Измерение температур поверхности металла, кладки и продуктов сгорания показано на рис. 66. Средние за интервал температуры равны

$$\bar{t}_m = 0,5 (600 + 20) = 310^\circ \text{C};$$

$$\bar{t}_{r1} = 0,5 (800 + 1150) = 975^\circ \text{C};$$

$$\bar{t}_{kl} = 0,5 (975 + 310) = 642^\circ \text{C}.$$

Парциальное давление излучающих компонентов продуктов сгорания

$$p_{\text{CO}_2} = (0,133 + 0,002) 98,1 = 13,24 \text{ кПа};$$

(сюда включено SO_2)

$$p_{\text{H}_2\text{O}} = 0,0987 \cdot 98,1 = 9,68 \text{ кПа}.$$

Тогда

$$p_{\text{CO}_2} S_{\text{эф}} = 13,24 \cdot 0,87 = 11,52 \text{ кПа} \cdot \text{м};$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} S_{\text{эф}} = 9,68 \cdot 0,87 = 8,42 \text{ кПа} \cdot \text{м}.$$

По графикам на рис. 13—15 при $\bar{t}_r = 975^\circ \text{C}$ находим

$$\epsilon_{\text{CO}_2} = 0,115; \quad \epsilon'_{\text{H}_2\text{O}} = 0,11; \quad \beta = 1,04.$$

$$\epsilon_r = 0,115 + 1,04 \cdot 0,11 = 0,24.$$

Учитывая наличие в продуктах сгорания мазута сажи-стых частиц, увеличиваем степень черноты продуктов сгорания в 2,5 раза (см. § 2 гл. II) $\epsilon_r = 2,5$, $\epsilon'_r = 2,5 \cdot 0,24 = 0,6$.

Плотность потока результирующего излучения металла находим по формуле (62). Принимая степень черноты ме

таблицы равной $\epsilon_M = 0,8$ и шамота $\epsilon_K = 0,6$ (приложение VI), находим значение комплексов

$$M = 1 - (1 - \epsilon_r)(1 - \epsilon_u) \left(1 - \frac{1}{\omega}\right) - (1 - \epsilon_r)^2 (1 - \epsilon_M) \times \\ \times (1 - \epsilon_R) \frac{1}{\omega} = 1 - (1 - 0,6)(1 - 0,6) \left(1 - \frac{1}{3,69}\right) - \\ - (1 - 0,6)^2 (1 - 0,8)(1 - 0,6) \frac{1}{3,69} = 0,887;$$

$$A = \frac{\epsilon_r \epsilon_M \left[1 + (1 - \epsilon_r)(1 - \epsilon_R) \frac{1}{\omega}\right]}{M} = \\ = \frac{0,6 \cdot 0,8 \left[1 + (1 - 0,6)(1 - 0,6) \frac{1}{3,69}\right]}{0,887} = 0,565;$$

$$B = \frac{\epsilon_M \epsilon_R (1 - \epsilon_r)}{M} = \frac{0,8 \cdot 0,6 (1 - 0,6)}{0,887} = 0,216.$$

Теперь по формуле (62) находим

$$q_{\text{мл}}^{\text{рез}} = C_u A \left[\left(\frac{T_r}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_M}{100} \right)^4 \right] + C_o B \left[\left(\frac{T_R}{100} \right)^4 - \right. \\ \left. - \left(\frac{T_M}{100} \right)^4 \right] = 5,7 \cdot 0,565 \left[\left(\frac{975 + 273}{100} \right)^4 - \right. \\ \left. - \left(\frac{310 + 273}{100} \right)^4 \right] + 5,7 \cdot 0,216 \left[\left(\frac{642 + 273}{100} \right)^4 - \right. \\ \left. - \left(\frac{310 + 273}{100} \right)^4 \right] = 63143,6 \text{ Вт/м}^2.$$

Коэффициент теплоотдачи излучением в I интервале периода нагрева [формула (67)]

$$\alpha_{\text{л}}^{\text{рез}} = \frac{q_{\text{мл}}^{\text{рез}}}{T_r - T_M} = \frac{63143,6}{975 - 310} = 94,95 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Принимая значение коэффициента теплоотдачи конвекцией равным $\alpha_{\text{конв}} = 15 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, находим величину суммарного коэффициента теплоотдачи

$$\alpha_{\Sigma, I} = 94,95 + 15,0 = 109,95 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Нагреваемое изделие является телом сложной формы, образованным пересечением трех бесконечных пластин.

Заготовку прямоугольного сечения с $b/h \leq 1,8$ можно представить в виде эквивалентного цилиндра с диаметром (табл. 12)

$$d_0 = 1,128 \sqrt{hb} = 1,128 \sqrt{0,7 \cdot 0,8} = 0,85 \text{ м.}$$

Для заготовок, у которых отношение длины к эквивалентному диаметру $l/d_0 \geq 3$ можно пренебречь передачей тепла через торцевые стенки.

В случае четырехстороннего нагрева (а в рассматриваемом случае нагрев изделия производится со всех сторон) согласно табл. 12 коэффициент несимметричности нагрева равен $\mu = 0,5$ и расчетная толщина

$$S = \mu d_0 = 0,5 \cdot 0,85 = 0,425 \text{ м.}$$

Критерий Био равен

$$Bi_1 = \frac{109,95 \cdot 0,425}{39,4} = 1,186.$$

Значение $\lambda = 39,4 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ заимствовано из приложения IX при $\bar{t}_m = 310^\circ\text{C}$.

Температурный критерий равен

$$\theta_{\text{цент}} = \frac{\bar{t}_r - \bar{t}_{\text{нов}}}{\bar{t}_r - t_{\text{нач}}} = \frac{975 - 600}{975 - 20} = 0,39.$$

По номограмме на рис. 26 находим значение критерия Фурье $Fo_1 = 0,4$. Продолжительность I интервала периода нагрева

$$\tau_1 = Fo_1 \frac{S^2}{a} = \frac{0,4 \cdot 0,425^2}{8,89 \cdot 10^{-6}} = 8127,1 \text{ с (2,25 ч).}$$

где $a = 8,89 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ — коэффициент температуропроводности хромистой стали при $\bar{t}_m = 310^\circ\text{C}$ (приложение IX).

Найдем температуру в середине заготовки в конце I интервала периода нагрева. Для этого по номограмме на рис. 27 при значениях $Bi_1 = 1,186$ и $Fo_1 = 0,4$ находим $\theta_{\text{цент}}^I = 0,60$.

Тогда

$$t_{\text{цент}}^I = \bar{t}_r - \theta_{\text{цент}}^I (\bar{t}_r - t_{\text{нач}}) = 975 - 0,6 (975 - 20) = 402^\circ\text{C}.$$

Среднюю по массе температуру заготовки в конце I (в начале II) интервале периода нагрева находим по формуле

$$\bar{t}_{\text{I-II}} = (t_{\text{нов}} + t_{\text{цент}}^I)/2 = (600 + 402)/2 = 501^\circ\text{C}.$$

II интервал. Средние за интервал температуры продуктов сгорания и поверхностей металла и кладки равны

$$\bar{t}_{\text{мII}} = 0,5 (600 + 1000) = 800^\circ\text{C};$$

$$\bar{t}_{\text{гII}} = 0,5 (1150 + 1300) = 1225^\circ\text{C}.$$

$$\bar{t}_{\text{кII}} = 0,5 (1225 + 800) = 1012^\circ\text{C}.$$

Находим степень черноты продуктов сгорания:

$$p_{\text{CO}_2} S_{\text{эф}} = 11,52 \text{ кПа} \cdot \text{м}; \quad p_{\text{H}_2\text{O}} S_{\text{эф}} = 8,42 \text{ кПа} \cdot \text{м}.$$

По графикам на рис. 13—15 при $\bar{t}_r = 1225^\circ\text{C}$ находим

$$\epsilon_{\text{CO}_2} = 0,1; \quad \epsilon'_{\text{H}_2\text{O}} = 0,09; \quad \beta = 1,04;$$

$$\epsilon'_r = 0,1 + 1,04 \cdot 0,09 = 0,1935;$$

$$\epsilon_r = 2,5 \cdot 0,1935 = 0,48.$$

Тогда

$$M = 1 - (1 - 0,48)(1 - 0,6) \left(1 - \frac{1}{3,69}\right) - \\ - (1 - 0,48)^2 (1 - 0,8)(1 - 0,6) \frac{1}{3,69} = 0,76;$$

$$A = \frac{0,48 \cdot 0,8 \left[1 + (1 - 0,48)(1 - 0,6) \frac{1}{3,69}\right]}{0,76} = 0,53;$$

$$B = \frac{0,8 \cdot 0,6 (1 - 0,48)}{0,76} = 0,328.$$

Средняя во II интервале плотность потока результирующего излучения металла [формула (62)]

$$q_{\text{изII}}^{\text{рез}} = 5,7 \cdot 0,53 \left[\left(\frac{1225 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{800 + 273}{100} \right)^4 \right] + \\ + 5,7 \cdot 0,328 \left[\left(\frac{1012 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{800 + 273}{100} \right)^4 \right] = \\ = 104396,53 \text{ Вт/м}^2.$$

Средний за II интервал коэффициент теплоотдачи излучением [формула (67)]

$$\alpha_{\text{II}}^{\text{изл}} = \frac{104396,53}{1225 - 800} = 245,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}.$$

и с учетом конвективного теплообмена

$$\alpha_{\Sigma, \text{II}} = 260,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}.$$

Значения критериев Био и температурного равны

$$Bi_{II} = \frac{260,6 \cdot 0,425}{29,7} = 3,73;$$

$$\theta_{пов}^{II} = \frac{\bar{t}_r - t_{пов}^{кон}}{\bar{t}_r - \bar{t}_{I-II}} = \frac{1225 - 1000}{1225 - 501} = 0,31.$$

По номограмме на рис. 26 находим, что $Fo_{II} = 0,15$. Продолжительность II интервала периода нагрева

$$\tau_{II} = \frac{0,15 \cdot 0,425^2}{5,56 \cdot 10^{-3}} = 4872,9 \text{ с (1,35 ч)}.$$

Значение $\lambda = 29,7 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ и $\alpha = 5,56 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ заимствованы из приложения IX для хромистой стали при $\bar{t}_m = 700^\circ\text{C}$.

Найдем температуру в середине заготовки в конце II интервала периода нагрева. По номограмме на рис. 27 при $Bi_{II} = 3,73$ и $Fo_{II} = 0,15$ находим $\theta_{цент}^{II} = 0,84$.

Тогда

$$t_{цент} = 1225 - 0,84 (1225 - 501) = 617^\circ\text{C}.$$

Средняя по сечению температура заготовки в конце II интервала периода нагрева

$$\bar{t}_{II-III} = 0,5 (1000 + 617) = 808,5^\circ\text{C}.$$

III интервал. Средние за интервал температуры продуктов сгорания и поверхностей металла и кладки равны

$$\bar{t}_{мIII} = 0,5 (1000 + 1250) = 1125^\circ\text{C};$$

$$\bar{t}_{гIII} = 0,5 (1300 + 1400) = 1350^\circ\text{C};$$

$$\bar{t}_{клIII} = 0,5 (1350 + 1125) = 1237,5^\circ\text{C}.$$

По графикам на рис. 13—15 при $\bar{t}_r = 1350^\circ\text{C}$ $p_{\text{CO}_2} S_{\text{эф}} = 11,51 \text{ кПа} \cdot \text{м}$ и $p_{\text{H}_2\text{O}} S_{\text{эф}} = 8,49 \text{ кПа} \cdot \text{м}$ находим

$$\epsilon_{\text{CO}_2} = 0,08; \quad \epsilon'_{\text{H}_2\text{O}} = 0,07; \quad \beta = 1,04;$$

$$\epsilon'_r = 0,08 + 1,04 \cdot 0,07 = 0,153;$$

$$\epsilon_r = 2,5 \cdot 0,152 = 0,39.$$

$$M = 1 - (1 - 0,39)(1 - 0,6) \left(1 - \frac{1}{3,69}\right) - \\ - (1 - 0,39)^2 (1 - 0,8)(1 - 0,6) \frac{1}{3,69} = 0,81;$$

$$A = \frac{0,39 \cdot 0,8 \left[1 + (1 - 0,39)(1 - 0,6) \frac{1}{3,69} \right]}{0,81} = 0,412;$$

$$B = \frac{0,8 \cdot 0,6 (1 - 0,39)}{0,81} = 0,368.$$

$$\begin{aligned} q_{\text{III}}^{\text{pec}} &= 5,7 \cdot 0,412 \left[\left(\frac{1350 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{1125 + 273}{100} \right)^4 \right] + \\ &+ 5,7 \cdot 0,368 \left[\left(\frac{1237 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{1125 + 273}{100} \right)^4 \right] = \\ &= 102174,48 \text{ Вт/м}^2. \end{aligned}$$

Средний за интервал коэффициент теплоотдачи излучением

$$\alpha_{\text{III}}^{\text{изл}} = \frac{102174,48}{1350 - 1125} = 454,1 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

С учетом конвективного теплообмена находим суммарный коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_{\text{сIII}} = 454,1 + 15,0 = 469,1 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Тогда

$$Bi_{\text{III}} = \frac{469,1 \cdot 0,425}{26,8} = 7,44;$$

$$\theta_{\text{III}}^{\text{нов}} = \frac{1350 - 1250}{1350 - 808,5} = 0,185.$$

По номограмме на рис. 26 находим, что $Fo_{\text{III}} = 0,13$. Продолжительность III интервала периода нагрева

$$\tau_{\text{III}} = \frac{0,13 \cdot 0,425^2}{5,83 \cdot 10^{-6}} = 4027,6 \text{ с (1,12 ч)}.$$

Значения $\lambda = 26,8 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ и $\alpha = 5,83 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ заимствованы из приложения IX для хромистых сталей при $\bar{t} = 1100^\circ\text{C}$.

Найдем температуру в центре заготовки в конце периода нагрева. По номограмме на рис. 27 при $Bi_{\text{III}} = 7,44$ и $Fo_{\text{III}} = 0,13$ находим $\theta_{\text{центр}}^{\text{III}} = 0,81$.

Тогда

$$t_{\text{центр}} = 1350 - 0,81 (1350 - 808,5) = 911^\circ\text{C}.$$

Перепад температур по сечению заготовки в конце периода нагрева

$$\Delta t_{\text{нач}} = 1250 - 911 = 339^\circ\text{C}.$$

Общая продолжительность периода нагрева

$$\tau_{\text{н}} = \tau_{\text{I}} + \tau_{\text{II}} + \tau_{\text{III}} = 8127,1 + 4872,9 + 4027,6 = 17027,6 \text{ с (4,72 ч)}.$$

Период выдержки

В течение периода выдержки средняя температура продуктов сгорания равна $t_{\text{г}} = 1300^\circ\text{C}$, поверхности металла $t_{\text{м}}^{\text{по}} = 1250^\circ\text{C}$, кладки $t_{\text{к}} = 0,5 \quad (1300 + 1250) = 1275^\circ\text{C}$. В конце периода выдержки перепад температур по сечению заготовки $\Delta t_{\text{кон}} = 50^\circ\text{C}$. Тогда степень выравнивания

$$\delta_{\text{выр}} = \frac{\Delta t_{\text{кон}}}{\Delta t_{\text{нач}}} = \frac{50}{339} = 0,147.$$

По кривой 1 графика на рис. 19 находим значение критерия Фурье для периода выдержки $Fo_{\text{в}} = 0,37$. Тогда продолжительность периода выдержки будет равна

$$\tau_{\text{в}} = Fo_{\text{в}} \frac{S^2}{a} = \frac{0,37 \cdot 0,425^2}{5,83 \cdot 10^{-6}} = 11463,3 \text{ с (3,18 ч)}.$$

Общее время пребывания металла в печи

$$\tau_{\Sigma} = \tau_{\text{н}} + \tau_{\text{в}} = 17027,6 + 11463,3 = 28490,9 \text{ с (7,9 ч)}.$$

Распределение температур показано на рис. 66.

Тепловой баланс печи

Поскольку тепловая нагрузка печи различна в период нагрева и в период выдержки, то тепловой баланс состав-
ляем отдельно для каждого периода.

Для печей периодического действия очень важной статьей теплового баланса является тепло, аккумулированное футеровкой печи (см. гл. V), для определения которого надо знать распределение температур по толщине кладки. Так как эта статья важна для обоих периодов, найдем распределение температуры в стенах и поду печи перед составлением балансов.

Ранее было принято, что под, стены и свод печи выполнены из шамота толщиной $\delta_{\text{ш}} = 1500 \text{ мм}$ и диатомита толщиной $\delta_{\text{д}} = 300 \text{ мм}$.

Огнеупорные материалы обладают следующими теплофизическими свойствами: коэффициенты теплопроводности $\lambda_{\text{ш}} = 0,955 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ и $\lambda_{\text{д}} = 0,21 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$; $c_{\text{ш}} = 1,033 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ и $c_{\text{д}} = 0,92 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$; $\rho_{\text{ш}} = 1900 \text{ кг/м}^3$ и $\rho_{\text{д}} = 450 \text{ кг/м}^3$.

Коэффициенты температуропроводности равны:
шамота

$$\alpha_{\text{ш}} = \frac{\lambda_{\text{ш}}}{c_{\text{ш}} \rho_{\text{ш}}} = \frac{0,955}{1,033 \cdot 1900 \cdot 10^3} = 0,486 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

диатомита

$$\alpha_{\text{д}} = \frac{\lambda_{\text{д}}}{c_{\text{д}} \rho_{\text{д}}} = \frac{0,21}{0,92 \cdot 450 \cdot 10^3} = 0,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Разобьем слой шамота на $n_{\text{ш}}=3$ элементарных слоя, толщина каждого из которых равна

$$\Delta x_{\text{ш}} = 0,15/3 = 0,05 \text{ м}.$$

Теперь по формуле (81) можно найти толщину элементарного слоя диатомита

$$\Delta x_{\text{д}} = \Delta x_{\text{ш}} \sqrt{\frac{\alpha_{\text{д}}}{\alpha_{\text{ш}}}} = 0,05 \sqrt{\frac{1,8 \cdot 10^{-3}}{1,75 \cdot 10^{-3}}} = 0,0507 \text{ м}.$$

Число элементарных слоев диатомита

$$n_{\text{д}} = \frac{0,3}{0,0507} = 5,9 \approx 6.$$

Продолжительность элементарного интервала времени

$$\Delta \tau = \frac{\Delta x_{\text{ш}}^2}{2\alpha_{\text{ш}}} = \frac{0,05^2}{2 \cdot 0,486 \cdot 10^{-6}} = 2572 \text{ с}.$$

Число элементарных интервалов времени в период нагрева

$$k_{\text{н}} = \frac{\tau_{\text{н}}}{\Delta \tau} = \frac{17027,6}{2572} = 7;$$

в период выдержки

$$k_{\text{в}} = \frac{\tau_{\text{в}}}{\Delta \tau} = \frac{11463,3}{2572} = 4,45 \approx 5.$$

Приращение температуры внутренней поверхности кладки за время одного элементарного временного интервала периода нагрева

$$\Delta t = \frac{t_{\text{к}}^{\text{кон}} - t_{\text{к}}^{\text{нач}}}{k_{\text{н}}} = \frac{1275 - 20}{7} = 179 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Распределение температуры внутри шамотного и диатомитового слоев находим по формуле (82).

Температуру на границе раздела шамотного и диатомитового слоя находим по формуле (83), причем тепловое сопротивление элементарного слоя шамота равно

$$R_{\text{ш}} = \frac{\Delta x_{\text{ш}}}{\lambda_{\text{ш}}} = \frac{0,05}{0,955} = 0,0525 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт},$$

а диатомитового

$$R_{\text{д}} = \frac{\Delta x_{\text{д}}}{\lambda_{\text{д}}} = \frac{0,0507}{0,21} = 0,241 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}.$$

Температуру наружной поверхности футеровки вычисляем по формуле (84), принимая значение коэффициента теплоотдачи конвекцией в окружающую среду равным $\alpha = 10 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Результаты расчетов представлены в таблице 50.

Тепловой баланс периода нагрева

Приход тепла

1. Тепло от горения топлива [формула (146)]

$$Q_{\text{хим}}'' = B_{\text{н}} Q_{\text{н}}^{\text{p}} \tau_{\text{н}} = B_{\text{н}} \cdot 40045 \cdot 17027,6 = 680,4 \times \\ \times 10^6 B_{\text{н}} \text{ кДж} = 680,4 B_{\text{н}} \text{ ГДж},$$

где $B_{\text{н}}$ — расход мазута в период нагрева, кг/с.

Значение низшей теплоты сгорания мазута $Q_{\text{н}}^{\text{p}} = 40045 \text{ кДж/кг}$ заимствовано из примера 33.

2. Тепло от окисления металла [формула (149)]

$$Q_{\text{окз}} = 5650 M \cdot a = 5650 \cdot 11000 \cdot 0,02 = 124,2 \times \\ \times 10^4 \text{ кДж} = 1,242 \text{ ГДж}.$$

Здесь $a = 0,02 \text{ кг/кг}$ — угар металла в печи; $M = b h l \rho = 0,7 \cdot 0,8 \cdot 2,5 \cdot 7850 = 11000 \text{ кг}$ — масса заготовки; $\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$ — плотность хромистой стали.

Поскольку все это количество тепла выделилось при окислении металла за все время нагрева и выдержки, примем, что в период нагрева выделяется половина тепла, т. е.

$$Q_{\text{окз}}'' = 0,5 Q_{\text{окз}} = 62,1 \cdot 10^4 \text{ кДж} = 0,62 \text{ ГДж}.$$

Расход тепла

1. Тепло, затраченное на нагрев металла [формула (150)].

$$Q_{\text{пол}}'' = 11000 (740,3 - 13,7) = 799,0 \cdot 10^4 \text{ кДж} = 7,99 \text{ ГДж},$$

где значения энтальпии хромистой стали при температурах $\bar{t}_{\text{м}}^{\text{нач}} = 20^\circ \text{C}$ и $\bar{t}_{\text{м}}^{\text{кон}} = 0,5 (1250 + 911) = 1080,5^\circ \text{C}$ заимствованы из приложения IX.

2. Тепло, уносимое продуктами сгорания [формула (153)]

$$Q_{\text{ух}}'' = B_{\text{н}} V_{\text{д}} c_{\text{д}} \bar{t}_{\text{д}} \tau_{\text{н}} = B_{\text{н}} \cdot 12,141 \cdot 1,556 \times \\ \times 1135 \cdot 17027,6 = 354,6 \cdot 10^6 B_{\text{н}} \text{ кДж} = 354,6 B_{\text{н}} \text{ ГДж}.$$

Таблица 50. Распределение температуры по толщине футеровки печи с выкатным подом

БЛЕНА		Температура (°C) на расстоянии от внутренней поверхности, и										
Δt	c	$0\Delta x_{ш}$	$1\Delta x_{ш}$	$2\Delta x_{ш}$	$3\Delta x_{ш}$	граница раздела	$1\Delta x_{л}$	$2\Delta x_{л}$	$3\Delta x_{л}$	$4\Delta x_{л}$	$5\Delta x_{л}$	$6\Delta x_{л}$
		0	0,05	0,1	0,15		0,2007	0,2314	0,3021	0,3526	0,4035	0,4542
0Δt	0	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
1Δt	2572	199	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
2Δt	5144	378	110	20	20	20	20	20	20	20	20	20
3Δt	7716	557	199	65	20	20	20	20	20	20	20	20
4Δt	10288	736	311	110	43	20	20	20	20	20	20	20
5Δt	12860	915	423	177	65	57	20	20	20	20	20	20
6Δt	15432	1094	546	244	117	103	38	20	20	20	20	20
7Δt	18004	1275*	669*	331*	173*	153*	62*	29*	20*	20*	20*	20*
8Δt	20576	1275	803	421	242	215	91	41	25	20	20	20
9Δt	23148	1275	848	522	318	284	128	58	30	23	20	20
10Δt	25720	1275	898	583	403	361	171	79	41	25	22	21
11Δt	28292	1275	929	650	472	427	220	106	52	32	23	22
12Δt	30864	1275	963	701	538	489	266	136	69	38	27	25

* Распределение температуры по толщине стен в конце периода нагрева.

Здесь

$$\begin{aligned} \bar{t}_d &= \frac{\bar{t}_{дI} \tau_I + \bar{t}_{д,II} \tau_{II} + \bar{t}_{д,III} \tau_{III}}{\tau_I + \tau_{II} + \tau_{III}} = \\ &= \frac{975 \cdot 8127,1 + 1225 \cdot 4872,9 + 1350 \cdot 4027,6}{8127,1 + 4872,9 + 4027,6} = 1135^\circ\text{C} - \end{aligned}$$

средняя за период нагрева температура уходящих продуктов сгорания; c_d — теплоемкость продуктов сгорания при $t_d = 1135^\circ\text{C}$:

$$\text{CO}_2 + \text{SO}_2 \dots 0,1332 \cdot 2,2683 = 0,302$$

$$\text{H}_2\text{O} \dots 0,0987 \cdot 1,7487 = 0,173$$

$$\text{O}_2 \dots 0,0181 \cdot 1,5000 = 0,027$$

$$\text{N}_2 \dots 0,7500 \cdot 1,4060 = 1,054$$

$$c_d^{1135} = 1,556 \text{ кДж / (м}^3 \cdot \text{K)}$$

Значения теплоемкостей газов берем из приложения I. 3. Тепло, аккумулированное кладкой [формула (159)]

$$Q_{\text{акк}}^n = V_n \rho_n \bar{c}_n (\bar{t}_n^{\text{кон}} - \bar{t}_n^{\text{нач}})$$

Поскольку стены и под печи выполнены двухслойными, то тепло, аккумулированное кладкой, следует вычислять по формуле

$$Q_{\text{акк}}^n = V_{\text{ш}} \rho_{\text{ш}} \bar{c}_{\text{ш}} (\bar{t}_{\text{ш}}^{\text{кон}} - \bar{t}_{\text{ш}}^{\text{нач}}) + V_{\text{д}} \rho_{\text{д}} \bar{c}_{\text{д}} (\bar{t}_{\text{д}}^{\text{кон}} - \bar{t}_{\text{д}}^{\text{нач}}).$$

Средняя температура слоя шамота в конце периода нагрева

$$\bar{t}_{\text{ш}}^{\text{кон}} = (669 + 331 + 173)/3 = 391^\circ\text{C};$$

слоя диатомита

$$\bar{t}_{\text{д}}^{\text{кон}} = (69 + 29 + 20 + 20 + 20 + 20)/6 = 28,5^\circ\text{C}.$$

Объем шамотной кладки

$$\begin{aligned} V_{\text{ш}} &= \delta_{\text{ш}} (2HL + 2HB + 2BL) = \\ &= 0,15 (2 \cdot 1,8 \cdot 3,0 + 2 \cdot 1,8 \cdot 1,7 + 2 \cdot 1,7 \cdot 3,0) = 4,06 \text{ м}^3. \end{aligned}$$

Объем диатомитовой кладки

$$\begin{aligned} V_{\text{д}} &= \delta_{\text{д}} (2HL + 2HB + 2BL) = 0,3 (2 \cdot 1,8 \cdot 3,0 + \\ &+ 2 \cdot 1,8 \cdot 1,7 + 2 \cdot 1,7 \cdot 3,0) = 8,12 \text{ м}^3; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{акк}}^n &= 4,06 \cdot 1900 \cdot 1,033 (391 - 20) + 8,12 \cdot 450 \times \\ &\times 0,92 (28,5 - 20) = 298,49 \cdot 10^4 \text{ кДж} = 2,98 \text{ ГДж}. \end{aligned}$$

4. Неучтенные потери принимаем равными 10 % от тепла горения топлива

$$Q_{\text{пот}}^n = 0,1Q_{\text{хим}}^n = 68,04 \cdot 10^6 B_n \text{ кДж} = 68,04 B_n \text{ ГДж.}$$

Уравнение теплового баланса для периода нагрева имеет вид

$$680,4B_n + 0,62 = 7,99 + 354,6B_n + 2,98 + 68,04B_n$$

или

$$257,76B_n = 10,35.$$

Решая это уравнение относительно B_n , получим $B_n = 0,04 \text{ кг/с}$ (144,6 кг/ч).

Результаты расчета теплового баланса периода нагрева представлены в табл. 51.

Тепловой баланс периода выдержки

Приход тепла

$$1. Q_{\text{хим}}^e = B_n Q_{\text{н}}^e \tau_b = B_n \cdot 40045 \cdot 11463,3 = 458,28 \times 10^6 B_n \text{ кДж} = 458,28 B_n \text{ ГДж.}$$

$$2. Q_{\text{экс}}^e = 62,1 \cdot 10^4 \text{ кДж} = 0,62 \text{ ГДж.}$$

Расход тепла

$$1. Q_{\text{пол}}^e = 11000 (839,125 - 740,3) = 108,7 \cdot 10^4 \text{ кДж} = 1,087 \text{ ГДж.}$$

$$2. Q_{\text{ук}}^e = B_n \cdot 12,141 \cdot 1,581 \cdot 1300 \cdot 11463,3 = 285,84 \cdot 10^6 B_n \text{ кДж} = 285,84 B_n \text{ ГДж.}$$

$$3. Q_{\text{акк}}^e = 4,06 \cdot 1900 \cdot 1,033 (734 - 391) + 8,12 \cdot 450 \cdot 0,92 (93,5 - 28,5) = 295,17 \cdot 10^4 \text{ кДж} = 2,95 \text{ ГДж.}$$

Таблица 51. Тепловой баланс периода нагрева

Статья прихода	кДж · 10 ⁻⁴ (%)	Статья расхода	кДж · 10 ⁻⁴ (%)
Тепло горения топлива	2732,94 (97,81)	Тепло на нагрев металла	799,0 (28,6)
Тепло окисления металла	61,20 (2,19)	Тепло, уносимое дымом	1423,36 (50,9)
Итого:	2794,14 (100,0)	Тепло, аккумулированное кладкой	298,49 (10,7)
		Неучтенные потери	273,29 (9,8)
		Итого:	2794,14 (100,0)

Средняя температура слоя шамота в конце периода выдержки

$$\bar{t}_{\text{ш}}^{\text{кон}} = (963 + 701 + 538)/3 = 734^{\circ}\text{C},$$

а слоя диатомита

$$\bar{t}_{\text{д}}^{\text{кон}} = (266 + 136 + 69 + 38 + 27 + 25)/6 = 93,5^{\circ}\text{C}.$$

4. Потери тепла теплопроводностью через футеровку.

В отличие от периода нагрева в период выдержки футеровка прогревается по всей толщине и некоторое количество тепла теряется теплопроводностью через футеровку. Это тепло отводится конвекцией в окружающую среду. Однако, поскольку температура наружной поверхности (см. табл. 50) мало отличается от температуры окружающей среды ($t_{\text{ок}} = 20^{\circ}\text{C}$) и величина теплового потока будет много меньше остальных расходных статей теплового баланса, то ею можно пренебречь.

$$5. Q_{\text{пот}}^{\text{в}} = 0,1Q_{\text{хим}}^{\text{в}} = 45,828B_{\text{в}} \text{ ГДж}.$$

Уравнение теплового баланса

$$458,28B_{\text{в}} + 0,62 = 1,087 + 285,84B_{\text{в}} + 2,95 + 45,828B_{\text{в}}$$

или

$$126,612B_{\text{в}} = 3,41.$$

Решая это уравнение относительно $B_{\text{в}}$, получим

$$B_{\text{в}} = 0,027 \text{ кг/с}.$$

Результаты расчета теплового баланса периода выдержки представлены в виде табл. 52.

Таблица 52. Тепловой баланс периода выдержки

Статья прихода	кДж · 10 ⁻⁴ (%)	Статья расхода	кДж · 10 ⁻⁴ (%)
Тепло горения топлива	1237,10 (95,22)	Тепло на нагрев металла	108,70 (8,37)
Тепло окисления металла	62,1 (4,78)	Тепло, уносимое дымом	771,62 (59,39)
Итого:	1299,2 (100,0)	Тепло, аккумулируемое кладкой	295,17 (22,72)
		Неучтенные потери	123,71 (9,59)
		Итого:	1299,20 (100,0)

Удельный расход тепла равен

$$q = \frac{Q_{\text{прих}}^{\text{н}} + Q_{\text{прих}}^{\text{в}}}{M} = \frac{(2794,14 + 1299,2) 10^3}{11000} = 3721,2 \text{ кДж/кг.}$$

Выбор форсунок

Конструктивно выбираем, что по длине печи установлено в шахматном порядке четыре форсунки низкого давления (по две с каждой стороны).

Пропускная способность форсунок по мазуту должна быть не ниже $0,04/4 = 0,01 \text{ кг/с}$.

По рис. 43 находим, что такую пропускную способность по мазуту может обеспечить форсунка $D_y = 100$ (4") при давлении воздуха перед форсункой 4,1 кПа. Оптимальное давление мазута перед форсункой должно быть 10—15 кПа.

Поскольку нормализованные форсунки низкого давления конструкции Стальпроекта обеспечивают устойчивую работу при изменении пропускной способности по мазуту в пределах 50—100 % от максимальной, она удовлетворяет условиям работы в период выдержки.

§ 6. ПРИМЕРНЫЙ РАСЧЕТ ПЕЧИ С РОЛИКОВЫМ ПОДОМ С РАДИАЦИОННЫМИ ТРУБАМИ

Рассчитать печь с роликовым подом для нагрева листов хромомолибденовой стали перед закалкой. Начальная температура металла $t_{\text{м}}^{\text{нач}} = 0^\circ\text{C}$, конечная $t_{\text{м}}^{\text{кон}} = 820^\circ\text{C}$. Ширина листа $b = 1,5 \text{ м}$, длина $l = 2,0 \text{ м}$, толщина $\delta = 3 \text{ мм}$. Производительность печи $P_p = 0,833 \text{ кг/с}$. Сжигание природного газа с теплотой сгорания $Q^p = 35,0696 \text{ МДж/м}^3$ производится в радиационных трубах. Рабочее пространство печи заполнено защитным газом, содержащим 95 % N_2 и 5 % N_2 .

Компоновка рабочего пространства печи

Принимая величину зазора между нагреваемыми листами и стенками печи равной 0,2 м, найдем ширину печи $B' = b + 2 \cdot 0,2 = 1,5 + 2 \cdot 0,2 = 1,9 \text{ м}$.

По табл. 24 для установки на печь выбираем U-образную радиационную трубу типа ТРУ с горелкой ВНИИМТ—Стальпроект. Принимая толщину кладки равной $B_1 = 0,348 \text{ м}$, выбираем нормализованную длину трубы $L'_{\text{тр}} = 2,428 \text{ м}$, рекомендуемую к установке в печи с шириной рабочего пространства $B = 1,972 \text{ м}$. Поскольку $B > B'$, при-

нимаем ширину печи равной $B=1,972$ м. Величина зазора между металлом и стенками равна $b_1=0,5(B-b)=0,5 \times (1,972-1,5)=0,211$ м.

Высоту свода печи над металлом примем равной $H=0,8$ м.

Радиационная труба, принятая к установке на проектируемой печи, может иметь диаметр $d=152$ мм или $d=180$ мм. Принимая $d=180$ мм и учитывая примечание к табл. 24 о том, что относительный шаг между ветвями одной трубы равен 1,5—2,5, а между ветвями соседних труб 3,0—3,5, найдем, что расстояние между ветвями одной трубы равно $S_1=2,0 \cdot 0,18=0,36$ м, а между ветвями соседних труб $S_2=3,25 \cdot 0,18=0,585$ м. Среднее расстояние между ветвями труб $S_{\text{ср}}=0,5(S_1+S_2)=0,5(0,36+0,585)=0,4725$ м и относительный шаг $S_{\text{ср}}/d=0,4725/0,18=2,625$.

Расчеты времени нагрева и длины печи

Из условий длительного срока службы радиационных труб принимаем температуру поверхности трубы равной $t_{\text{т}}=900^\circ\text{C}$. По приложению VI принимаем степень черноты поверхности радиационных труб в защитной атмосфере равной $\epsilon_{\text{т}}=0,6$, а степень черноты нержавеющей стали после прокатки $\epsilon_{\text{м}}=0,45$. При этих значениях степени черноты и среднем относительном шаге $S_{\text{ср}}/d=2,625$ по графику на рис. 10 находим значение приведенной степени черноты $\epsilon_{\text{пр}2-1}=0,305$. Найденное значение приведенной степени черноты системы относится к 1 м^2 поверхности радиационной трубы. Пересчитаем его на 1 м^2 поверхности нагреваемого металла [формула (52)]

$$\epsilon_{\text{пр}2-1} = \epsilon_{\text{пр}1-2} \frac{\pi d}{S_{\text{ср}}} = 0,305 \frac{3,14 \cdot 0,18}{0,4725} = 0,365.$$

Поскольку металл толщиной $\delta=3$ мм в рассматриваемых условиях заведомо будет «тонким» телом, находим время нагрева металла по формуле (74, а)

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{S \rho c_{\text{м}}}{\epsilon_{\text{пр}2-1} C_0} \frac{100}{\left(\frac{T_{\text{т}}}{100}\right)^3} \left[\psi\left(\frac{T_{\text{м}}^{\text{кон}}}{T_{\text{т}}}\right) - \psi\left(\frac{T_{\text{м}}^{\text{нач}}}{T_{\text{т}}}\right) \right] = \\ &= \frac{1,8 \cdot 10^{-3} \cdot 7850 \cdot 0,695 \cdot 10^3}{0,365 \cdot 5,7} \frac{100}{\left(\frac{900+273}{100}\right)^3} \times \\ &\times \left[\psi\left(\frac{820+273}{900+273}\right) - \psi\left(\frac{0+273}{900+273}\right) \right] = 479 \text{ с (0,133 ч)}. \end{aligned}$$

Здесь $S = \mu \delta = 0,6 \cdot 3 \cdot 10^{-3} = 1,8 \cdot 10^{-3}$ м — расчетная толщина нагреваемого металла; $c_m = 0,695 \cdot 10^3$ Дж/(кг·К) — удельная теплоемкость низколегированной стали, средняя в интервале температур 0—820 °С, находится по приложению IX.

Значения функции $\varphi(T/T_r)$ находятся по графику рис. 17.

Зная время нагрева металла, можно определить минимально возможную длину печи, полагая, что нагреваемые листы лежат в печи без зазора. Тогда

$$L = \frac{P\tau}{g} = \frac{0,833 \cdot 479}{35,325} = 11,3 \text{ м.}$$

Здесь g — масса нагреваемого металла на 1 м длины печи, равная

$$g = \rho \delta b \cdot 1 = 7850 \cdot 3 \cdot 10^{-3} \cdot 1,5 \cdot 1 = 35,325 \text{ кг.}$$

Тепловой баланс печи

Согласно табл. 24 температура продуктов сгорания перед рекуператором, установленным в радиационной трубе, равна $t_d = 1080$ °С, температура подогрева воздуха в рекуператоре $t_b = 320$ °С, а коэффициент расхода воздуха $n = 1,1$.

Для сжигания природного газа с заданной теплотой сгорания при $n = 1,1$ требуется $V_b = 10,25$ м³ воздуха (табл. 17, пример 35) и образуется 11,27 м³ продуктов сгорания следующего состава: 8,76 % CO₂; 17,24 % H₂O; 1,7 % O₂ и 72,3 % N₂.

Приход тепла

1. Тепло сгорания топлива

$$Q_{\text{хим}} = B \cdot Q_n^p = 35069,6 \text{ кВт,}$$

где B — расход природного газа на печь, м³/с.

2. Тепло, вносимое подогретым воздухом

$$Q_b = V_b B i_b = 10,25 B \cdot 395,42 = 4053 B \text{ кВт,}$$

где $i_b = 395,42$ кДж/м³ — энтальпия воздуха при $t_b = 320$ °С, находится по приложению II.

Расход тепла

1. Тепло, затраченное на нагрев металла

$$Q_{\text{пол}} = P (i_{\text{кон}} - i_{\text{нач}}) = 0,833 (560 - 0) = 466,5 \text{ кВт.}$$

2. Тепло, уносимое продуктами сгорания

$$Q_{y\kappa} = B V_d i_d = B \cdot 11,27 \cdot 1659,37 = 18701 B \text{ кВт.}$$

Энтальпию продуктов сгорания вышеприведенного состава находим с помощью приложения II

$$\text{CO}_2 \dots 0,0876 \cdot 2433,62 = 213,18$$

$$\text{H}_2\text{O} \dots 0,1724 \cdot 1873,60 = 323,00$$

$$\text{O}_2 \dots 0,0170 \cdot 1608,84 = 27,35$$

$$\text{N}_2 \dots 0,7230 \cdot 1515,68 = 1095,84$$

$$\underline{i_d = 1659,37 \text{ кДж/м}^3}$$

3. Потери тепла теплопроводностью через кладку.

Примем, что стены и свод печи выложены из шамота-легковеса с плотностью $\rho_{\text{ш}} = 1000 \text{ кг/м}^3$ толщиной $\delta_{\text{ш}} = 0,348 \text{ м}$.

Учитывая толщину кладки, находим наружную поверхность стен печи

$$\begin{aligned} F_{\text{нар}} &= 2(2H + 2 \cdot 0,348)(L + 2 \cdot 0,348) + \\ &+ (B + 2 \cdot 0,348)(L + 2 \cdot 0,348) + 2(2H + 2 \cdot 0,348)(B + 2 \cdot 0,348) = \\ &= 2(2 \cdot 0,8 + 2 \cdot 0,348)(11,3 + 2 \cdot 0,348) + (1,972 + 2 \cdot 0,348)(11,3 + 2 \cdot 0,348) + 2(2 \cdot 0,8 + 2 \cdot 0,348)(1,972 + 2 \cdot 0,348) = 72,83 \text{ м}^2. \end{aligned}$$

Передачей тепла через фундамент печи пренебрегаем. Примем температуру внутренней поверхности кладки на 50° ниже температуры радиационных труб, т.е. $t_{\text{к}}^{\text{нут}} = 900 - 50 = 850^\circ\text{C}$. Температуру наружной поверхности стен примем равной 100°C . Тогда средняя по толщине температура кладки равна

$$\bar{t}_{\text{ш}} = 0,5(850 + 100) = 475^\circ\text{C}.$$

Коэффициент теплопроводности шамота — легковеса равен (приложение XI)

$$\begin{aligned} \lambda_{\text{ш}} &\approx 0,465 + 0,000384 \bar{t}_{\text{ш}} = 0,465 + 0,000384 \cdot 475 = \\ &\approx 0,65 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}. \end{aligned}$$

Принимая температуру окружающей среды $t_{\text{ок}} = 20^\circ\text{C}$, найдем потери тепла теплопроводностью через футеровку (формула 68)

$$\begin{aligned} Q_{\text{тепл}} &= \frac{t_{\text{к}}^{\text{нут}} - t_{\text{ок}}}{\frac{\delta_{\text{ш}}}{\lambda_{\text{ш}}} + \frac{1}{\alpha}} F_{\text{нар}} = \frac{850 - 20}{\frac{0,348}{0,65} + \frac{1}{16,0}} 72,83 = \\ &= 98,58 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

Здесь $\alpha = 10 + 0,06 \cdot 100 = 16,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Проверим принятую величину температуры наружной поверхности стен [формула (69, а)]

$$t_{\text{нар}} = t_{\text{ок}} + q/\alpha = 20 + \frac{98,58 \cdot 10^3}{72,83 \cdot 16,0} = 104,5^\circ\text{C}.$$

Поскольку полученное значение близко к принятому, пересчет производить не следует.

4. При нагреве металла до температур ниже 950°C применяют ролики с водоохлаждаемыми цапфами. Для охлаждения цапф одного ролика обычно необходим расход воды $1 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Согласно принятой практике при температуре нагрева ниже 1000°C и толщине металла $\delta = 1,5 \div 4 \text{ мм}$ рекомендуемый шаг роликов равен $S_p = 400 \text{ мм}$. Тогда число роликов в проектируемой печи равно

$$n_2 = \frac{L}{S_p} = \frac{11,3}{0,4} = 29.$$

Расход воды на охлаждение цапф всех роликов

$$V_{\text{вод}} = 1 \cdot 29 = 29 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,008 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Принимая, что вода, поступающая на охлаждение роликов с $t_{\text{вод}}^{\text{нач}} = 5^\circ\text{C}$, нагревается до $t_{\text{вод}}^{\text{кон}} = 50^\circ\text{C}$, найдем количество тепла, уносимое с водой

$$Q_{\text{охл}} = V_{\text{вод}} c_{\text{вод}} (t_{\text{вод}}^{\text{кон}} - t_{\text{вод}}^{\text{нач}}) = 0,008 \cdot 4,187 (50 - 5) = 1,5 \text{ кВт}.$$

При более высоких температурах нагрева металла бочка ролика охлаждается водой и потери тепла с охлаждающей водой следует рассчитывать, используя табл. 39.

5. Неучтенные потери принимаем равными 10% от потерь тепла с уходящими газами, т. е.

$$Q_{\text{неуч}} = 0,1 Q_{\text{ух}} = 1870,1 \text{ В кВт}.$$

Уравнение теплового баланса имеет вид

$$\begin{aligned} 35\,069,6\text{В} + 4053\text{В} &= 466,5 + 18\,701\text{В} + \\ &+ 98,58 + 1,5 + 1870,1 \text{ В}; \\ 18\,551,5 \text{ В} &= 566,58. \end{aligned}$$

Решая уравнение относительно B , получим $B = 0,028 \text{ м}^3/\text{с}$ ($100,47 \text{ м}^3/\text{ч}$).

Результаты расчета теплового баланса сведем в табл. 53.

Т а б л и ц а 53. Тепловой баланс печи с роликовым подом

Статья прихода	кВт (%)	Статья расхода	кВт (%)
Тепло сгорания топлива	981,95 (89,6)	Тепло, затраченное на нагрев металла	466,5 (42,58)
		Тепло, уносимое продуктами сгорания	480,77 (43,89)
Тепло, вносимое подогретым воздухом	113,48 (10,4)	Тепло, теряемое теплопроводностью через кладку	98,58 (9,1)
		Тепло, уносимое охлаждающей водой	1,5 (0,13)
		Неучтенные потери	48,08 (4,39)
Итого:	1095,43 (100,0)	Итого:	1095,43 (100,0)

Удельный расход тепла [формула (161)]

$$q = \frac{Q_{\text{прих}}}{P} = \frac{1095,43}{0,833} = 1315,042 \text{ кДж/кг.}$$

Выбор радиационных труб

Количество тепла, выделяемого всеми радиационными трубами в рабочем пространстве печи, равно

$$Q_{\Sigma} = Q_{\text{хим}} + Q_{\text{физ}} - Q_{\text{ух}} = 981,95 + 113,48 - 480,77 = 614,66 \text{ кВт.}$$

Плотность теплового потока от радиационных труб на металл:

в начале нагрева

$$q_{\text{нач}} = \epsilon_{\text{пр}} C_0 \left[\left(\frac{T_{\text{т}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{м}}}{100} \right)^4 \right] =$$

$$= 0,305 \cdot 5,7 \left[\left(\frac{900 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{0 + 273}{100} \right)^4 \right] =$$

$$= 32,82 \text{ кВт/м}^2 \text{ трубы;}$$

в конце нагрева

$$q_{\text{кон}} = 0,305 \cdot 5,7 \left[\left(\frac{900 + 273}{100} \right)^4 - \right.$$

$$\left. - \left(\frac{820 + 273}{100} \right)^4 \right] = 8,1 \text{ кВт/м}^2 \text{ трубы;}$$

средняя по длине печи

$$\bar{q} = \frac{q_{\text{нач}} - q_{\text{кон}}}{\ln \frac{q_{\text{нач}}}{q_{\text{кон}}}} = \frac{32,82 - 8,1}{\ln \frac{32,82}{8,1}} = 17,67 \text{ кВт/м}^2 \text{ трубы.}$$

Необходимая площадь поверхности радиационных труб

$$F_{\tau} = \frac{Q_{\Sigma}}{\bar{q}} = \frac{614,66}{17,67} = 34,79 \text{ м}^2.$$

Излучающая поверхность одной ветви радиационной трубы имеет площадь

$$f_p = \pi d L_{\tau} = 3,14 \cdot 0,18 \cdot 1,972 = 1,11 \text{ м}^2.$$

Требуемое число ветвей радиационных труб

$$n = \frac{F_{\tau}}{f_p} = \frac{34,79}{1,11} = 31,34 \cong 32,$$

т.е. в печи должно быть установлено 16 радиационных труб.

Расход природного газа на одну радиационную трубу

$$V_{\tau} = \frac{B}{n} = \frac{0,028}{16} = 0,00175 \text{ м}^3/\text{с}.$$

По графику на рис. 42 находим, что U-образная радиационная труба типа ТРУ диаметром $d=0,18$ м с горелкой ВНИИМТ—Стальпроект может обеспечить требуемый расход газа при давлении последнего перед трубой $p_{\tau}=0,6$ кПа. Необходимая пропускная способность радиационной трубы по воздуху $V_{\text{в}}=10,25 \cdot 0,00175=0,018$ м³/с будет обеспечена при давлении воздуха перед трубой $p_{\text{в}}=0,5$ кПа (график на рис. 42, б).

Уточнение размеров печи

Принимая, что радиационные трубы расположены над и под роликами, т.е. $n''=n/2=32/2=16$ ветвей, найдем реальную длину печи

$$L' = n'' (S_1 + S_2) = 16 (0,360 + 0,585) + 15,12 \text{ м}.$$

Принимаем длину печи равной $L'=15,5$ м.

Поскольку масса одного листа нагреваемого металла равна

$$g' = \rho \delta b l = 7850 \cdot 3 \cdot 10^{-3} \cdot 1,5 \cdot 2,0 = 70,65 \text{ кг},$$

то в печи должно находиться

$$n_1 = \frac{P_{\tau}}{g'} = \frac{0,833 \cdot 479}{70,65} = 5,65 \cong 6 \text{ листов.}$$

т.е. листы лежат не вплотную (как было принято раньше), а с зазором

$$\Delta = \frac{L' - n_1 l}{n_1 - 1} = \frac{15,5 - 6 \cdot 2}{6 - 1} = 0,7 \text{ м.}$$

Скорость движения листов через печь

$$w = \frac{L'}{\tau} = \frac{15,5}{479} = 0,0324 \text{ м/с} < 0,05 \text{ м/с.}$$

Поскольку скорость движения металла по расчету меньше величины 0,05 м/с, можно использовать непрерывный метод движения, вращая ролики с расчетной скоростью. В противном случае следует применять реверсивный метод движения металла.

Глава РАСЧЕТЫ

VIII ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ПЕЧЕЙ

§ 1. ПРИМЕРНЫЙ РАСЧЕТ ДУГОВОЙ СТАЛЕПЛАВИЛЬНОЙ ПЕЧИ

Плавка в дуговой сталеплавильной печи состоит из следующих основных периодов (цифры в скобках характеризуют примерную продолжительность каждого периода): 1) период расплавления (с подвалкой) (60 %); 2) окислительный период (9,4 %); 3) период рафинировки (18,2 %); 4) период межплавочных простоев, включающий выпуск, заправку, очистку и завалку (12,4 %).

В первый период происходит нагрев и плавление загрузки и печь потребляет большую часть электроэнергии. Поэтому обычно при проектировании дуговой сталеплавильной печи расчет проводят только для периода расплавления и он включает:

- 1) расчет материального баланса;
- 2) расчет основных размеров печи;
- 3) расчет энергетического баланса;
- 4) расчет необходимой мощности трансформатора.

Ниже приводятся данные только для периода расплавления.

Рассчитать дуговую сталеплавильную печь емкостью $G=100$ т. Для выплавки трансформаторной стали использована шихта, содержащая 11 % пердеельного чугуна, 76,0 % паспортной болванки и обрезки; 11 % рядового ло-

ма; 1,74 % агломерата и 0,26 % электродов, состав которых в стали в конце периода расплавления следующий:

	C	Si	Mn	Fe
Чугун передельный (11 %)	4,6	0,65	1,04	Ост.
Импортная болванка и об- резь (76 %)	0,15	0,30	0,40	Ост.
Лом рядовой (11 %)	0,70	0,30	1,00	Ост.
Агломерат (в пересчете на же- лезно) (1,74 %)	—	—	—	57,4
Электроды (в пересчете на уг- лерод) (0,26 %)	0,99	—	—	—
Средний состав	0,9544	0,3325	0,5284	Ост.
Сталь в конце периода рас- плавления	0,23	0,036	0,19	Ост.

Расход футеровки за период расплавления примем рав-
ным: магнезитохромитовый кирпич — 0,03 %; магнезитовый
порошок — 1,03 %; магнезитовый кирпич — 0,28 % массы
садки.

Во время периода расплавления в ванну подается:
0,56 % (от массы садки) магнезита; 2,25 % извести и
3,27 % агломерата, состав которых приведен в табл. 41.

Материальный баланс

Угар примесей определим как разность между средним
содержанием элемента в шихте и в стали после расплавления
(расчет проводим на 100 кг шихты):

C . . . $0,9544 - 0,230 = 0,7244$ кг

Si . . . $0,3325 - 0,036 = 0,2965$ кг

Mn . . . $0,5284 - 0,190 = 0,3384$ кг

Fe (в дым) . . . 3,0000 кг

Всего . . . 4,3593 кг.

Принимая, что 30 % C окисляется до CO_2 , а 70 % до
CO, найдем расход кислорода на окисление примесей и
массу образовавшихся оксидов:

Расход кислорода, кг		Масса оксида, кг
C $\rightarrow$ CO_2	$\dots 0,2173 \cdot 32 : 12 = 0,5795$	$0,2173 + 0,5795 = 0,7968$
C $\rightarrow$ CO	$\dots 0,5070 \cdot 16 : 12 = 0,6760$	$0,5070 + 0,6760 = 1,1830$
Si $\rightarrow$ SiO_2	$\dots 0,2965 \cdot 32 : 28 = 0,3389$	$0,2965 + 0,3389 = 0,6354$
Mn $\rightarrow$ MnO	$\dots 0,3384 \cdot 16 : 55 = 0,0984$	$0,3384 + 0,0984 = 0,4368$
Fe $\rightarrow$ Fe_2O_3 (в дым)	$\dots 3,0000 \cdot 48 : 112 = 1,2857$	$3,0000 + 1,2857 = 4,2854$
2,9785		7,3374

Используя табл. 41, находим состав шлака в конце периода расплавления:

	SiO ₂	CaO	MgO	Al ₂ O ₃
Металлическая шихта	0,6354	—	—	—
Магнезитохромитовый кирпич	0,0018	0,0006	0,0198	0,0012
Магнезитовый кирпич	0,0084	0,0073	0,2520	0,0045
Магнезитовый порошок	0,0419	0,0262	0,9431	0,0083
Магнезит (подвалка)	0,0168	0,0146	0,5040	0,0086
Агломерат	0,4359	0,6508	0,0401	—
Известь	0,0787	1,9125	0,0787	0,0113
Итого	1,2189	2,6120	1,8377	0,0339

Продолжение

	Cr ₂ O ₃	S	MnO	P ₂ O ₅	Fe ₂ O ₃
Металлическая шихта	—	—	0,4368	—	—
Магнезитохромитовый кирпич	0,0036	—	—	—	0,0030
Магнезитовый кирпич	—	—	—	—	0,0056
Магнезитовый порошок	—	—	—	—	0,0105
Магнезит (подвалка)	—	—	—	—	0,0112
Агломерат	—	—	—	—	—
Известь	—	0,0029	—	0,0023	0,0079
Итого	0,0036	0,0029	0,4368	0,0023	0,0382

Примечание: магнезитовый кирпич и известь вносят соответственно (см. табл. 41) 0,002 и 0,1557 кг CO₂.

Содержание оксидов железа в шлаке зависит от содержания углерода в металле и согласно данным Ф. П. Еднера можно принять

Cl, %	0,08—0,18	0,20—0,32	0,28—0,42	0,67—1,09
Fe _{общ} , %	12,23	10,05	9,20	9,10

По практическим данным отношение (Fe в FeO)/(Fe в Fe₂O₃) принимаем равным 2—4.

В соответствии с приведенными рекомендациями принимаем, что при содержании углерода в стали в конце периода расплавления равном 0,23 % содержание оксидов железа в шлаке составит 10,05 %, причем FeO будет 7,5 %, а Fe₂O₃ — 2,55 %.

Масса шлака без оксидов железа, равная согласно предыдущей таблице 6,1481 кг, составляет 89,95 %, а общая масса шлака

$$L_{\text{шл}} = 6,1481/0,8995 = 6,8350 \text{ кг.}$$

Масса оксидов железа в шлаке равна $6,8350 - 6,1481 = 0,6869$ кг, из которых 0,1717 кг Fe₂O₃ и 0,5152 кг FeO.

Таким образом, состав шлака следующий:

	SiO ₂	CaO	MgO	Al ₂ O ₃	Cr ₂ O ₃
кг.	1,2189	2,6120	1,8377	0,0339	0,0036
%	17,83	38,22	26,89	0,500	0,050

Продолжение

	S	MnO	P ₂ O ₅	Fe ₂ O ₃	FeO
кг	0,0029	0,4368	0,0023	0,1717	0,5152
%	0,040	6,390	0,030	2,51	7,54

Основность шлака равна

$$\text{CaO/SiO}_2 = 38,22/17,83 = 2,14.$$

Окислится железа, кг:

$D_0 \text{ Fe}_2\text{O}_3$. . .	$0,1717-0,0382=0,1335$.
$D_0 \text{ FeO}$	$0,5152$.

Поступит железа из металла в шлак

$$0,1335 \cdot 112:160 + 0,5152 \cdot 56:72 = 0,0092 + 0,4007 = \\ = 0,4099 \text{ кг.}$$

Выход годного составит

$$98.0 - 4.3592 - 0.4099 - 0.5 + 3.843 = 96.5739 \text{ кг.}$$

где 98,0 — масса металлической части шихты, кг; 4,3592 — угар примесей, кг; 0,4099 — потери железа на образование оксидов железа в шлаке, кг; 0,5 — количество железа, уносимого шлаком, кг; 3,843 — количество железа, вносимого агломератом (см. табл. 41), кг.

Расход кислорода на окисление железа (определяется как разность между массами оксида и исходного элемента) равен

$$(0,5152 - 0,4007) + (0,1335 - 0,0092) = 0,2388 \text{ кг.}$$

Расход кислорода на окисление всех примесей

$$2,9785 + 0,2388 = 3,2173 \text{ кг.}$$

Принимая коэффициент усвоения кислорода равным 0,9, определим потребное количество кислорода на 100 кг шихты

$$3,2173/0,9 = 3,5714 \text{ кг или } 3,5714 \cdot 22,4:32 = 2,5 \text{ м}^3.$$

Количество неусвоенного кислорода

$$3,5714 - 3,2173 = 0,3541 \text{ кг или } 0,2479 \text{ м}^3$$

Кислороду сопутствует азот в количестве

$$3.5714 \cdot 77:23 = 11.9564 \text{ кг или } 8.3695 \text{ м}^3$$

Здесь: 77 и 23 — соответственно массовая доля азота и кислорода в воздухе.

При определении количества выделяющихся газов необходимо учесть образование CO и CO_2 (в отношении 70 и 30 %) при горении углерода электродов. Согласно практическим данным расход электродов на плавку составляет (4—7) кг/т, причем ~60 % их расходуется в период расплавления.

Учитывая, что материальный баланс составляется на 100 кг шихты, и принимая расход электродов в период расплавления равным $0,6 \cdot 5,0 = 3,0$ кг/т (0,3 кг/100 кг шихты), найдем, что с образованием окиси углерода сгорает $0,3 \cdot 0,7 = 0,21$ кг С и образуется $0,21 \cdot 28 : 12 = 0,49$ кг CO .

С образованием CO_2 сгорает $0,3 \cdot 0,3 = 0,09$ кг С и образуется $0,09 \cdot 44 : 12 = 0,33$ кг CO_2 .

Для горения углерода электродов требуется кислорода $(0,49 - 0,21) + (0,33 - 0,09) = 0,52$ кг.

Кислороду сопутствует азот в количестве

$$0,52 \cdot 77 : 23 = 1,74 \text{ кг.}$$

Теперь можно определить состав и количество выделяющихся газов:

	кг	м³	%
CO_2	$0,7968 + 0,002 + 0,1557 + 0,33 = 1,2845$	0,6539	4,95
CO	$1,1830 + 0,49 = 1,6730$	1,3384	10,14
O_2	0,2479	0,1735	1,88
N_2	$1,74 + 11,9564 = 13,6964$	10,9571	83,03
Всего	16,9018	13,1229	100,00

Материальный баланс периода расплавления

Поступило, кг:

Чугун передельный	11,00
Паспортная болванка и обрешь	76,00
Лом	11,00
Бой электродный	0,26
Агломерат	5,01
Магнезит	0,56
Известь	2,25
Футеровка	1,34
Электроды	0,30
Воздух	17,38

Всего 125,10

Получено, кг:

Металл	96,5739
Шлак	6,8350
Газ	16,9018
Потери металла со шлаком	0,5000
Fe_2O_3 (в дым)	4,2854

Всего 125,0963

Невязка 0,0037 кг

Определение основных размеров печи

Наиболее распространенная форма ванны дуговой сталеплавильной печи — сферокопическая с углом между образующей и осью конуса, равным 45° (рис. 67).

Объем жидкого металла в дуговой сталеплавильной печи емкостью $G=100$ т равен $V=vG=0,145 \cdot 100=14,5$ м³, где $v=0,145$ м³/т — удельный объем жидкой стали.

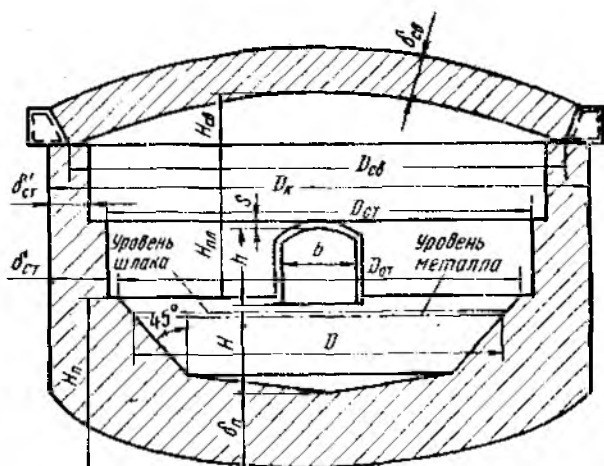


Рис. 67. Ванна ДСП

Диаметр зеркала металла вычислим по формуле

$$D = 2000C\sqrt[3]{V} = 2000 \cdot 1,085\sqrt[3]{14,5} = 5291,5 \text{ мм} = 5,3 \text{ м},$$

где коэффициент C выбираем из нижеприведенной таблицы, принимая значение $D/H=5,0$

$D/H \dots \dots$	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0
$C \dots \dots$	1,043	1,064	1,085	1,106	1,127	1,149	1,165

Глубина ванны жидкого металла $H=5,3/5,0=1,06$ м.

Принимая расчетный объем шлака равным $0,1 V$, найдем $V_{\text{ш}}=0,1 \cdot 14,5=1,45$ м³, откуда определим высоту слоя шлака

$$H_{\text{ш}} = \frac{4V_{\text{ш}}}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 1,45}{3,14 \cdot 5,3^2} = 0,0658 \text{ м} = 65,8 \text{ мм}$$

и диаметр зеркала шлака

$$D_{\text{ш}} = D + 2H_{\text{ш}} = 5291,5 + 2 \cdot 65,8 = 5423,1 \text{ мм}.$$

Уровень порога рабочего окна должен быть расположен выше уровня зеркала шлака на 40 мм, а уровень откосов — на 65 мм выше уровня порога рабочего окна. Тогда диаметр ванны на уровне откосов равен

$$D_{от} = D + 2(H_{ш} + 40 + 65) = 5291,5 + \\ + 2(65,9 + 40 + 65) = 5633 \text{ мм.}$$

$$\text{и } D_{ст} = D_{от} + 200 = 5633 + 200 = 5833 \text{ мм.}$$

Высота плавильного пространства $H_{пл}$ и толщина футеровки зависит от емкости печи:

$G, \text{ т. . .}$	0,5—6,0	12—50	>100
$H_{пл}/D_{от},$	0,5—0,45	0,45—0,4	0,38—0,34
$\delta_{ш}, \text{ мм. . .}$	450—550	600—700	800—1000
$\delta_{св}, \text{ мм. . .}$	230	300	380—460
$\delta_{ст}, \text{ мм. . .}$	300—350	300—350	300—350

В соответствии с приведенными рекомендациями находим $H_{пл} = 0,36 \cdot 5633 = 2028 \text{ мм.}$

Футеровка подины имеет толщину $\delta_{п} = 960 \text{ мм}$ и состоит из огнеупорной магнезитовой набивки толщиной 125 мм, огнеупорной кладки из магнезитового кирпича толщиной 575 мм и шамота-легковеса толщиной 260 мм.

Футеровка стен на уровне откосов ($\delta_{от} = 500 \text{ мм}$) состоит из магнезитового кирпича толщиной 460 мм с засыпкой зазора между кладкой и кожухом шириной 40 мм магнезитовой засыпкой.

Внутренний диаметр кожуха $D_k = D_{ст} + 2 \cdot 500 = 5833 + 2 \cdot 500 = 6833 \text{ мм.}$

Толщину магнезитовой футеровки в верхней части стен принимаем равной $\delta'_{ст} = 300 \text{ мм.}$

Свод выполняют из хромомагнезитового кирпича толщиной $\delta_{св} = 460 \text{ мм}$. Стрела пролета свода печи принимается равной 15 % пролета (внутреннего диаметра) свода, т.е.

$$h_{св} = 0,15 D_{св} = 0,15 (D_k - \delta'_{св}), \text{ мм.}$$

Размеры рабочего окна выбираем из условий удобства загрузки в печь шлакообразующих и легирующих материалов мультрами: $b \times h = 1600 \times 1600 \text{ мм.}$

Энергетический баланс периода расплавления*

Целью составления энергетического баланса является определение суммарного количества электрической энергии,

* Формулы и обозначения величин такие же, как и в примере расчета теплового баланса двухванной сталеплавильной печи.

которую необходимо выделить в дуговой сталеплавильной печи в период расплавления, по которому затем определяют необходимую мощность печного трансформатора. Для современных ДСП емкостью 100 т продолжительность периода расплавления τ_p в зависимости от мощности трансформатора равна

N, МВА . . .	25	32	42
τ_p , с	12240	9504	7452

Примерно в середине периода расплавления происходит подвалка шихты, продолжительность которой составляет $\tau_{ш}=2160$ с. Следовательно, продолжительность расплавления «под током» составляет $\tau_{p,т}=\tau_p-2160$ с. Принимая $\tau_p=9504$ с, находим, что

$$\tau_{p,т} = 9504 - 2160 = 7344 \text{ с.}$$

Приход тепла

1. Тепло, вносимое шихтой ($t_{ш}=20^\circ\text{C}$)

$$Q_{ш} = 100 \cdot 10^3 \cdot 0,98 \cdot 0,469 \cdot 20 = 919,24 \cdot 10^3 \text{ кДж} = \\ = 0,919 \text{ ГДж.}$$

2. Тепло, вносимое электрическими дугами

$$Q_d = \eta_{эл} W_{эл} \cdot 10^{-6}, \text{ ГДж,}$$

где $\eta_{эл}$ — электрический к. п. д., равный 0,87—0,92; $W_{эл}$ — вводимая в печь электроэнергия, кДж.

Для рассматриваемого примера

$$Q_d = 0,9 W_{эл} \cdot 10^{-6} \text{ ГДж.}$$

3. Тепло экзотермических реакций

$$\text{C} \rightarrow \text{CO}_2 \dots 0,002173 \cdot 100 \cdot 10^3 \cdot 34,09 = 7407,76$$

$$\text{C} \rightarrow \text{CO} \dots 0,005070 \cdot 100 \cdot 10^3 \cdot 10,47 = 5308,29$$

$$\text{Si} \rightarrow \text{SiO}_2 \dots 0,002965 \cdot 100 \cdot 10^3 \cdot 31,10 = 9221,15$$

$$\text{Mn} \rightarrow \text{MnO} \dots 0,003384 \cdot 100 \cdot 10^3 \cdot 7,37 = 2494,01$$

$$\text{Fe} \rightarrow \text{Fe}_2\text{O}_3 \dots 0,001335 \cdot 100 \cdot 10^3 \cdot 7,37 = 983,90$$

$$\text{Fe} \rightarrow \text{FeO} \dots 0,005152 \cdot 100 \cdot 10^3 \cdot 4,82 = 2483,26$$

$$\text{Fe} \rightarrow \text{Fe}_2\text{O}_3 \text{ (в дым)} \dots 0,03000 \cdot 100 \cdot 10^3 \cdot 7,37 = 22\,110,00$$

$$Q_{экз} = 50\,008,37 \text{ МДж} = 50,0 \text{ ГДж.}$$

4. Тепло шлакообразования

$$\text{SiO}_2 \rightarrow (\text{CaO})_2 \text{SiO}_2 \quad 0,006354 \cdot 100 \cdot 10^3 \cdot 2,32 = 1481,09 \text{ МДж}$$

$$Q_{шл} = 1,48 \text{ ГДж.}$$

Расход тепла

1. Физическое тепло стали

$$Q_{\text{ст}} = 0,965739 \cdot 100 \cdot 10^3 [0,7 \cdot 1500 + 272,16 + 0,837 (1600 - 1500)] = 135\,770 \cdot 10^3 \text{ кДж} = 135,77 \text{ ГДж.}$$

2. Физическое тепло стали, теряемой со шлаком

$$Q_{\text{ст-шл}} = 0,005 \cdot 100 \cdot 10^3 [0,7 \cdot 1500 + 272,16 + 0,837 (1700 - 1500)] = 745\,230 \text{ кДж} = 0,745 \text{ ГДж.}$$

3. Физическое тепло шлака

$$Q_{\text{шл}} = 0,068350 \cdot 100 \cdot 10^3 (1,25 \cdot 1700 + 209,35) = 15\,955,282 \cdot 10^3 \text{ кДж} = 15,955 \text{ ГДж.}$$

4. Тепло, уносимое газообразными продуктами реакций с температурой $t_{\text{yx}} = 1500^\circ\text{C}$

$$Q_{\text{yx}} = 0,131229 \cdot 100 \cdot 10^3 \cdot 2244,83 = 29\,625,3 \cdot 10^3 \text{ кДж} = 29,625 \text{ ГДж.}$$

Энтальпию газообразных продуктов реакций находим с использованием приложения II:

$$\text{CO}_2 \dots 0,0495 \cdot 3545,34 = 175,49$$

$$\text{H}_2\text{O} \dots 0,1014 \cdot 2200,26 = 223,11$$

$$\text{O}_2 \dots 0,0188 \cdot 2296,78 = 43,18$$

$$\text{N}_2 \dots 0,8308 \cdot 2170,55 = 1803,05$$

$$t_{\text{yx}}^{1500} = 2244,83 \text{ кДж/м}^3.$$

5. Тепло, уносимое частицами Fe_2O_3

$$Q_{\text{Fe}_2\text{O}_3} = 0,042854 \cdot 100 \cdot 10^3 (1,23 \cdot 1500 + 209,34) = 8803,67 \cdot 10^3 \text{ кДж} = 8,8 \text{ ГДж.}$$

6. Потери тепла теплопроводностью через футеровку.

Стены имеют два равных по высоте участка разной толщины: 500 мм на нижнем и 300 мм на верхнем участке. Материал — магнезитовый кирпич. Тепловым сопротивлением слоя магнезитовой засыпки толщиной 40 мм пренебрегаем.

Принимая, что к концу кампании футеровка стен и свода может износиться на 50 %, принимаем расчетную толщину футеровки равной 75 % первоначальной толщины. С учетом изложенного принимаем толщины участков стен равными соответственно $0,75 \cdot 500 = 375$ мм и $0,75 \cdot 300 = 225$ мм.

Согласно приложению IX, коэффициент теплопроводности магнезита равен $\lambda_m = 6,28 - 0,0027 \bar{t}$ Вт/(м·К). Температура внутренней поверхности футеровки равна $t_1 = 1600^\circ\text{C}$, температуру наружной поверхности верхней части стены примем равной $t_2^{\text{верх}} = 350^\circ\text{C}$, нижней $t_2^{\text{низ}} = 300^\circ\text{C}$. Тогда

$$\lambda_m^{\text{верх}} = 6,28 - 0,0027 (1600 + 350)/2 = 3,65 \text{ Вт/(м·К)};$$

$$\lambda_m^{\text{низ}} = 6,28 - 0,0027 (1600 + 300)/2 = 3,715 \text{ Вт/(м·К)}.$$

В соответствии с примечанием к формуле (31)

$$\alpha_{\text{конв}}^{\text{верх}} = 10 + 0,06 \cdot 350 = 31 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

$$\alpha_{\text{конв}}^{\text{низ}} = 10 + 0,06 \cdot 300 = 28 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Принимая температуру в цехе равной 30°C , с использованием формулы [68] находим

$$Q_{\text{ст.верх}}^{\text{тепл}} = \frac{1600 - 30}{\frac{0,225}{3,65} + \frac{1}{31}} 21,76 \cdot 9504 = 3,46 \cdot 10^9 \text{ Дж} =$$

$$= 3,46 \text{ ГДж};$$

$$Q_{\text{ст.низ}}^{\text{тепл}} = \frac{1600 - 30}{\frac{0,375}{3,715} + \frac{1}{28}} 21,76 \cdot 9504 = 2,38 \cdot 10^9 \text{ Дж} =$$

$$= 2,38 \text{ ГДж},$$

где $F_{\text{нар}}^{\text{ст}} = \pi D_k H_{\text{пл}}/2 = 3,14 \cdot 6,833 \cdot 2,028/2 = 21,7 \text{ м}^2$ — площадь наружной поверхности верхней и нижней частей стен печи.

Потери тепла через свод определяем, принимая температуру внутренней поверхности свода равной $t_1 = 1600^\circ\text{C}$, наружной $t_2 = 320^\circ\text{C}$, коэффициент теплопроводности магнезитохрома (приложение IX)

$$\lambda_{\text{мх}} = 4,1 - 0,0016 (1600 + 320)/2 = 2,564 \text{ Вт/(м·К)}.$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией в окружающую среду

$$\alpha_{\text{конв}} = 1,3 (10 + 0,06 \cdot 320) = 37,96 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Толщина футеровки свода равна $0,75 \cdot 0,46 = 0,345 \text{ мм}$, а площадь наружной поверхности

$$F_{\text{нар}}^{\text{св}} = \pi (H_{\text{св}}^2 + D_{\text{св}}^2)/2 = \pi [0,15^2 (D_k - \delta_{\text{ст}}')^2 +$$

$$+ (D_k - \delta_{\text{ст}}')^2]/2 = 3,14 [0,15^2 (6,833 - 0,3)^2 +$$

$$+ (6,833 - 0,3)^2]/2 = 68,5 \text{ м}^2.$$

Теперь

$$Q_{\text{тепл}}^{\text{св}} = \frac{1600 - 30}{\frac{0,345}{2,564} + \frac{1}{37,96}} 68,5 \cdot 9504 = 6,35 \cdot 10^9 \text{ Дж} = \\ = 6,35 \text{ ГДж.}$$

Определим потери тепла через подину печи, считая, что футеровка подины ниже уровня откосов состоит из магнетитовой набивки и магнетитовой футеровки (принимая их как один слой толщиной 0,6 м) и шамота-легковеса толщиной 0,26 м. Температура внутренней поверхности подины $t_1 = 1600^\circ\text{C}$, наружной $t_2 = 200^\circ\text{C}$. Согласно приложению IX

$$\lambda_m = 6,28 - 0,0027 \bar{t}_m, \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)};$$

$$\lambda_{\text{ш}} = 0,465 + 0,00038 \bar{t}_{\text{ш}}, \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

Принимая в первом приближении линейное распределение температуры по толщине футеровки, найдем температуру на границе раздела слоев

$$t_{\text{м-ш}} = t_2 + (t_1 - t_2) \frac{\delta_{\text{ш}}}{\delta_{\text{ш}} + \delta_{\text{м}}} = \\ = 200 + (1600 - 200) \frac{0,26}{0,6 + 0,26} = 623,3^\circ\text{C}.$$

Коэффициенты теплопроводности материалов равны

$$\lambda_m = 6,28 - 0,0027 (1600 + 623,3)/2 = 3,28 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)};$$

$$\lambda_{\text{ш}} = 0,465 + 0,00038 (623,3 + 200)/2 = 0,621 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

Учитывая, что при $t_2 = 200^\circ\text{C}$ коэффициент теплоотдачи конвекцией обращенной вниз поверхности равен

$$\alpha_{\text{конв}} = 0,7 (10 + 0,06 \cdot 200) = 15,4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

по формуле (68) находим

$$q_{\text{под}} = \frac{1600 - 30}{\frac{0,6}{3,28} + \frac{0,26}{0,621} + \frac{1}{15,4}} = 2355,44 \text{ Вт/м}^2.$$

Уточним значение температуры на границе раздела слоев футеровки, используя формулу (69), и наружную температуру по формуле (69, а)

$$t_{\text{м-ш}} = 1600 - 2355,44 \frac{0,6}{3,28} = 1169^\circ\text{C};$$

$$t_2 = 30 + 2355,44/15,4 = 182,9^\circ\text{C}.$$

Тогда

$$\lambda_m = 6,28 - 0,0027 (1600 + 1169)/2 = 2,54 \text{ Вт/(м·К)};$$

$$\lambda_{ш} = 0,465 + 0,00038 (1169 + 182,9)/2 = 0,72 \text{ Вт/(м·К)};$$

$$\alpha_{конв} = 0,7 (10 + 0,06 \cdot 182,9) = 14,68 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

$$q_{под} = \frac{1600 - 30}{\frac{0,6}{2,54} + \frac{0,26}{0,72} + \frac{1}{14,68}} = 2359,3 \text{ Вт/м}^2.$$

Поскольку величины плотностей тепловых потоков мало отличаются друг от друга, дальнейшего уточнения проводить не будем.

При определении площади наружной поверхности подины примем, что она состоит из поверхности $F_{нар1}^{под}$ сферического сегмента, равной площади наружной поверхности свода $F_{нар}^{св} = 154,1 \text{ м}^2$ и цилиндрической поверхности $F_{нар2}^{под} = \pi D_k (H_{под} - \delta_n)$, причем в соответствии с вышеприведенными данными

$$H_{под} = \delta_n + H + H_{шл} + 0,04 + 0,065 = 0,86 + 2,028 + 0,0658 + 0,04 + 0,065 = 3,06 \text{ м}.$$

Тогда

$$F_{нар,2}^{под} = 3,14 \cdot 6,833 (3,06 - 0,86) = 47,2 \text{ м}^2.$$

Окончательно получаем

$$Q_{тепл}^{под} = 2359,3 (68,5 + 47,2) 9504 = 2,59 \cdot 10^9 \text{ Дж} = 2,59 \text{ ГДж}.$$

Общие потери тепла теплопроводностью через футеровку печи

$$Q_{тепл} = 3,46 + 2,38 + 6,35 + 2,59 = 14,78 \text{ ГДж}.$$

7. Потери тепла с водой, охлаждающей рабочее окно.

Рабочее окно ДСП, имеющее размеры $b \times h = 1600 \times 1600 \text{ м}$, закрыто водоохлаждаемой заслонкой и для защиты футеровки от разрушения изнутри обрамлено П-образной водоохлаждаемой коробкой шириной $S = 0,15 \text{ м}$.

Принимая температуру поверхности коробки равной $t_k = 80^\circ \text{C}$, а степень черноты $\epsilon_k = 1$, определим потери тепла с водой, охлаждающей коробку

$$Q_{охл}^{к} = C_0 \left[\left(\frac{T_n}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_k}{100} \right)^4 \right] (2h + b) S \tau_p =$$

$$= 5,7 \left[\left(\frac{1600 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{80 + 273}{100} \right)^4 \right] (2 \cdot 1,6 + 1,6) \cdot 0,15 \cdot 9504 = 4,79 \cdot 10^9 \text{ Дж} = 4,79 \text{ ГДж}.$$

Потери тепла с водой, охлаждающей заслонку окна найдем по формуле (156)

$$Q_{\text{охл}}^{\text{зас}} = 5,7 \cdot 0,78 \left[\left(\frac{1600 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{80 + 273}{100} \right)^4 \right] 1,6 \cdot 1,6 \cdot 9504 = 13,3 \cdot 10^9 \text{ Дж} = 13,3 \text{ ГДж}$$

Здесь $\epsilon_{\text{пр}} = 0,78$ — приведенная степень черноты, определяемая по графику на рис. 12 для $l/a = \delta_{\text{ст}}/h = 0,5/1,6 = 0,31$ для поверхностей квадратной формы.

Итого, потери тепла через рабочее окно

$$Q_{\text{охл}} = 4,79 + 13,3 = 18,08 \text{ ГДж.}$$

8. Потери тепла в период межплавочного простоя.

В период подвалки шихты печь раскрывается и потери тепла в этот период складываются из потерь тепла излучением через раскрытый свод, потерь тепла с газами, с охлаждающей водой и теплопроводностью через футеровку печи. Расчет этих величин в случае раскрытой печи достаточно сложен, так как температура внутренней поверхности футеровки быстро падает. Поэтому ориентировочно примем, что потери тепла в период межплавочного простоя будут равны

$$\begin{aligned} Q_{\text{м.п}} &= (Q_{\text{тепл}} + Q_{\text{охл}} + 0,5Q_{\text{ух}}) k_n \tau_n / \tau_p = \\ &= (14,78 + 18,09 + 0,5 \cdot 29,625) \cdot 1,15 \cdot 2160 / 9504 = \\ &= 12,447 \text{ ГДж.} \end{aligned}$$

Здесь k_n — коэффициент неучтенных потерь, $k_n = 1,1 \div 1,2$

Расход электроэнергии найдем из уравнения теплового баланса периода расплавления дуговой сталеплавильной печи

$$\begin{aligned} Q_{\text{прих}} &= Q_{\text{расх}} \\ 0,919 + 0,9 \cdot 10^{-6} W_{\text{эл}} + 50,008 + 1,48 &= 135,77 + 0,745 + \\ &+ 15,955 + 29,625 + 8,8 + 14,78 + 18,09 + 12,447 \end{aligned}$$

Откуда $W_{\text{эл}} = 204,23 \text{ ГДж}$ ($56,73 \cdot 10^3 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$).

Результаты расчета теплового баланса периода расплавления дуговой сталеплавильной печи представлены табл. 54.

Удельный расход электроэнергии на 1 кг жидкого металла

$$\begin{aligned} w_1 &= W_{\text{эл}} / G_{\text{жк}} = 204,23 / 96,5789 = \\ &= 2,1 \frac{\text{ГДж}}{\text{кг}} \left(587,4 \frac{\text{кВт} \cdot \text{ч}}{\text{кг}} \right). \end{aligned}$$

Таблица 54. Тепловой баланс периода расплавления дуговой сталеплавильной печи

Статья прихода	ГДж (%)	Статья расхода	ГДж (%)
Тепло, вносимое печью	0,919 (0,39)	Физическое тепло: стали	135,77 (57,48)
Энергия, вноси- мая дугами . .	183,805 (77,81)	стали, теряе- мой со шлаком	0,745 (0,32)
Тепло экзотерми- ческих реакций .	50,008 (21,17)	шлака	15,955 (6,76)
Тепло шлакооб- разования	1,480 (0,63)	Тепло, уносимое: газами	29,625 (12,54)
		частицами Fe_2O_3	8,8 (3,73)
		Потери тепла теп- лопроводностью	14,78 (6,25)
		Потери тепла с водой	18,09 (7,66)
		Потери тепла в период межпла- вочного простоя	12,447 (5,26)
Итого	236,212 (100,0)	Итого:	236,212 (100,0)

Удельный расход электроэнергии на 1 кг металлической завадки

$$w_2 = W_{эл}/G_m = 204,23/98,0 = 2,084 \text{ ГДж/кг} \\ (578,9 \text{ кВт}\cdot\text{ч/кг}).$$

Тепловой коэффициент полезного действия равен

$$\eta_T = \frac{Q_{ст} + Q_{ст-пл} + Q_{ш}}{Q_{прих}} = \\ = \frac{135,77 + 0,745 + 15,955}{236,212} = 0,65.$$

Учитывая, что $\eta_{эл} = 0,9$, найдем общий коэффициент полезного действия

$$\eta_{общ} = \eta_{эл} \eta_T = 0,9 \cdot 0,65 = 0,585.$$

Несколько повышенный расход электроэнергии и соответственно пониженные значения величин η_T и $\eta_{общ}$ обусловлены большой потерей тепла с уходящими газами. Для уменьшения этих потерь целесообразно подать в ванну в период расплавления технический кислород.

Мощность печного трансформатора

Средняя мощность в период расплавления

$$N_{\text{ср}} = W_{\text{эл}}/\tau_{\text{р.т}} = 204,23 \cdot 10^6 / 7344 = 27,81 \cdot 10^3 \text{ кВт.}$$

Максимальную мощность определим, учитывая, что коэффициент использования мощности $K = 0,75 \div 0,9$

$$N = N_{\text{ср}}/K = 27,81 \cdot 10^3 / 0,825 = 33,71 \cdot 10^3 \text{ кВт.}$$

Принимая значение средневзвешенного коэффициента мощности $\cos \varphi = 0,707$, найдем необходимую полную мощность трансформатора

$$N' = N/\cos \varphi = 33,71 \cdot 10^3 / 0,707 = 47,68 \text{ кВА.}$$

Это значение округляется до ближайшего значения стандартной мощности трехфазного трансформатора.

§ 2. РАСЧЕТ ЭЛЕКТРОПЕЧЕЙ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Исходными данными для расчета нагревателей электропечей сопротивления являются: мощность печи N кВт; геометрические размеры печи; напряжение питающей сети U , В; начальная $t_{\text{м}}^{\text{нач}}$ и конечная $t_{\text{м}}^{\text{кон}}$ температуры нагрева металла.

Целью расчета нагревателей является определение геометрических размеров, схемы включения («звезда» или «треугольник») и расположения нагревателей в печи, обеспечивающие при выбранном материале нагревателей оптимальные условия их службы.

Мощность печи определяем при составлении теплового баланса печи (см. гл. VI) и находим по формуле

$$N_{\Sigma} = Q_{\text{общ}} K, \text{ кВт}, \quad (171)$$

где $Q_{\text{общ}} = Q_{\text{пол}} + Q_{\text{пот}} + Q_{\text{тепл.к.з}}$ общий расход тепла, кВт; $Q_{\text{пол}}$ — полезное тепло, идущее на нагрев металла, кВт; $Q_{\text{пот}}$ — сумма потерь тепла теплопроводностью через кладку, излучением через окна, с охлаждающей водой и т. п., кВт; $Q_{\text{тепл.к.з}}$ — потери на тепловые короткие замыкания (можно принять величину потерь на тепловые короткие замыкания равной 70 % от потерь тепла теплопроводностью через кладку); K — коэффициент запаса мощности, учитывающий возможность падения напряжения в сети против номинального значения, увеличение сопротивления нагревателей с течением времени («старение» нагревателей) и т. п.; $K = 1,2 \div 1,3$ для непрерывно работающих печей и $K = 1,4 \div 1,5$ — для печей периодического действия.

Расчет нагревателей производится в следующей последовательности:

1. Находим рабочую температуру нагревателей по формуле

$$t_n = t_n^{\text{кон}} + 100^\circ \text{C}. \quad (172)$$

2. По приложению XIII выбираем материал нагревателей и определяем величину удельного электросопротивления ρ Ом·м.

3. Находим удельную поверхностную мощность идеального нагревателя

$$w_{\text{ид}} = \frac{C_0 \cdot 10^{-3}}{\frac{1}{\varepsilon_n} + \frac{1}{\varepsilon_m} - 1} \left[\left(\frac{T_n}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_m}{100} \right)^4 \right], \text{ кВт/м}^2, \quad (173)$$

где $\varepsilon_n, \varepsilon_m$ — соответственно степень черноты нагревателя и изделия (приложение VI);

T_n, T_m — температуры нагревателя и изделия, К.

Для определения $w_{\text{ид}}$ можно использовать графики на рис. 68.

4. Выбираем тип нагревателя.

5. Определяем удельную поверхностную мощность реального нагревателя по формуле

$$w = \alpha w_{\text{ид}}, \quad (174)$$

где поправочный коэффициент α находим по табл. 55 или по графику на рис. 69.

6. Принимаем схему электрического соединения нагревателей и находим величину фазового напряжения: при схеме соединения «треугольник» $U_\phi = U_c$; при схеме соединения «звезда» $U_\phi = U_c / \sqrt{3}$.

7. Зная величины N, U_ϕ, ρ и w рассчитываем геометрические размеры нагревателей по формулам 176÷179 для металлических нагревателей или находим необходимое количество нагревателей из SiC и MoSi₂.

Расчеты нагревателей этих трех групп несколько отличаются и мы будем рассматривать их отдельно.

Расчет металлических нагревателей

Определив по формуле 172 рабочую температуру нагревателей, по приложению XIII выберем сплав, соответствующий требуемым условиям.

По графикам на рис. 68 выбираем допустимую удельную поверхностную мощность идеального нагревателя в зависимости от степени черноты поверхности материала и конечной температуры нагреваемого изделия.

В современных электропечах сопротивления обычно используют следующие типы нагревательных элементов: про-

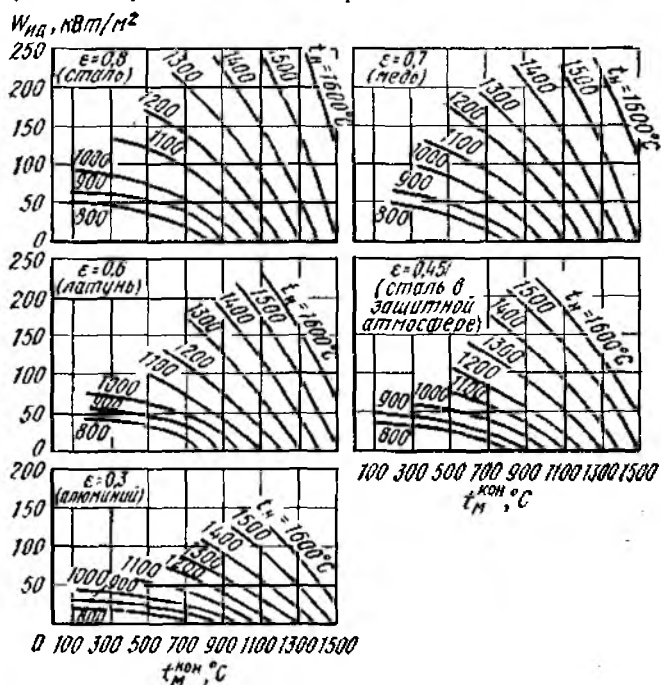


Рис. 68 Допустимые удельные поверхностные мощности идеальных нагревателей для нагрева материалов с разной степенью черноты

волочные зигзагообразные, проволочные спиральные, ленточные зигзагообразные, проволочные спиральные и ленточные зигзагообразные (рис. 70).

Тип нагревателя ориентировочно выбирают по нижеприведенной таблице, причем, большие значения относительной мощности стен

$$N_{ст.отн} = \frac{N}{F_{ст} \cdot w_{нд}}, \quad (175)$$

соответствуют меньшим значениям степени черноты материала.

В формуле (175) N — мощность нагревателя, приходящаяся на данную стенку, кВт; $F_{ст}$ — площадь поверхности

стены (свода или пода), на которой расположены нагреватели, м^2 :

	N ст. отн
Ленточный зигзагообразный	0,90—0,95
Плоский ленточный зигзагообразный	0,95—1,00
Проволочный спиральный	0,90—0,95
Ленточный зигзаг в пазу	0,70—0,75
Проволочная спираль в пазу	0,75—0,80
Ленточный зигзаг на полке	0,60—0,65
Проволочная спираль на полке	0,65—0,70
Проволочная спираль на трубке	0,95—1,0

Если полученному значению относительной мощности стен соответствуют несколько типов нагревателей, то нужно выбирать проволочный зигзагообразный нагреватель.

В зависимости от выбранного типа нагревателя и условий нагрева по табл. 55 находим коэффициент α , позволяющий по формуле (174) найти удельную поверхностную мощность w нагревателя выбранного типа.

Теперь, зная мощность печи или зоны N кВт, напряже-

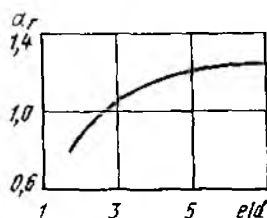


Рис. 69. Коэффициенты α_r для карбонидовых нагревателей

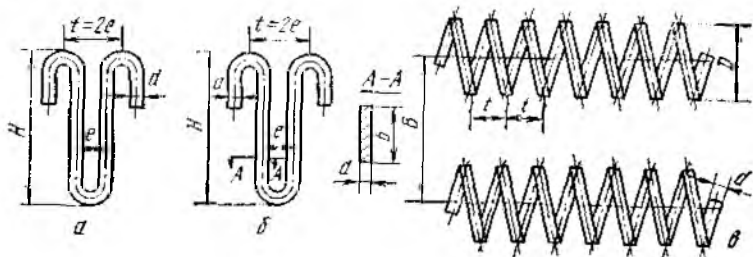


Рис. 70. Проволочный зигзагообразный (а); ленточный зигзагообразный (б); и спиральный (в) нагреватели

ние питающей сети U , В, удельное сопротивление выбранного нагревателя ρ , Ом·м, геометрические размеры нагревателя находим по следующим соотношениям:

проволочный нагреватель
диаметр

$$d = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 10^3 \rho N^2}{\pi^2 U_{\phi}^2 w}}, \text{ м} \quad (176)$$

Таблица 55. Значения коэффициента α при нагреве материалов с различной степенью черноты поверхности (при $N_{\text{погр}}/\Lambda = 2,25$)

Тип нагревателя	Степень черноты				
	$\varepsilon = 0,8$ (сталь, окисленная)	$\varepsilon = 0,7$ (алюмин., окисленная)	$\varepsilon = 0,6$ (латунь)	$\varepsilon = 0,45$ (сталь, неокисленная)	$\varepsilon = 0,3$ (алюмин.)
Ленточный зигзагообразный	0,46	0,47	0,48	0,51	0,54
Плоский ленточный зигзагообразный	0,75	0,76	0,77	0,79	0,81
Проволочные спирали открытые и в трубках	0,465	0,47	0,475	0,49	0,505
Ленточный зигзаг в плазу	0,44	0,45	0,46	0,495	0,535
Проволочная спираль в плазу	0,31	0,315	0,325	0,34	0,355
Ленточный зигзаг на керамической полочке	0,41	0,425	0,435	0,47	0,50
Проволочная спираль на керамической полочке	0,33	0,40	0,41	0,44	0,47

длина

$$l = \frac{1}{10} \sqrt[3]{\frac{2,5 N U_{\phi}^2}{\rho r \omega^2}}, \text{ м} \quad (177)$$

ленточный нагреватель с соотношением сторон $b/a = m$, толщина

$$a = \sqrt[3]{\frac{10^3 \rho N^2}{2m(m+1) U_{\phi}^2 \omega}}, \text{ м} \quad (178)$$

длина

$$l = \frac{1}{10} \sqrt[3]{\frac{2,5 N U_{\phi}^2 m}{(m+1)^2 \rho r \omega^2}}, \text{ м.} \quad (179)$$

При использовании трехфазного тока мощность нагревателя N_{ϕ} составляет одну треть от общей мощности N .

Выбор оптимального варианта соединения нагревателей или его оптимальной геометрии, а также ориентировочный, ускоренный расчет нагревателей любого сечения может быть проведен по номограмме, представленной в приложении XIV. Она связывает мощность, выделяемую нагревателем, напряжение, сечение, длину и удельную поверхностную мощность.

По оси z отложено условное напряжение, под которым понимаем напряжение на нагревателе, изготовленном из материала, удельное электросопротивление которого равно $\rho_{\text{усл}} = 1,0 \cdot 10^{-6} \text{ Ом} \cdot \text{м}$, т. е.

$$U_{\text{усл}} = U_{\text{действ}} (\rho_{\text{усл}} / \rho_{\text{действ}})^{0,5}.$$

За условную удельную поверхностную мощность $\omega_{\text{усл}}$ принята удельная поверхностная мощность нагревателя круглого сечения, эквивалентного по площади сечения реальному нагревателю, т. е.

$$\omega_{\text{усл}} = \frac{P}{3,54 \sqrt{S}} \omega_{\text{действ.}}$$

где P , S — периметр и площадь сечения реального нагревателя.

Для проволочных нагревателей $P/(3,54 \sqrt{S}) = 1$ и $\omega_{\text{усл}} = \omega_{\text{действ.}}$. Для ленточных нагревателей

$$P/(3,54 \sqrt{S}) = 2(1+m)/3,54 \sqrt{m},$$

а при $m=10$ $\omega_{\text{усл}} = 1,97 \omega_{\text{действ.}}$

После выбора оптимального варианта по формулам (176) — (179) производим уточненный расчет геометрии нагревателей и размещение последних в рабочем пространстве печи. Для этого можно воспользоваться нижеприведенными практически установленными рациональными соотношениями (рис. 70 и табл. 56 и 57). Ленточные нагреватели: $e/b \geq 0,9$, оптимальное значение $(e/b)_{\text{опт}} = 1,4 \div 2,6$. Высота зигзага при расположении нагревателя на стене равна $H = 150 - 600 \text{ мм}$, на своде и полу — $H = \text{не более } 250 \text{ мм}$.

Проволочные зигзагообразные нагреватели: $e/d \geq 2,75$; оптимальное значение $(e/d)_{\text{опт}} = 3,2 \div 4,8$.

Проволочные спиральные нагреватели: $t/d \geq 2,0$; оптимальное значение $(t/d)_{\text{опт}} = 2,5 \div 4,5$; $D = (6 \div 8)d$ для никрома и $D = (4 \div 6)d$ для железохромалюминиевых сплавов.

Пример расчета металлических нагревателей приведен ниже.

Расчет карборундовых нагревателей

Карборундовые (SiC) нагреватели применяют в тех случаях, когда необходимо иметь температуру нагревателя $1250 - 1450^\circ \text{C}$.

Наиболее распространенными типами карборундовых нагревателей являются цельные (типа КНМ) и составные

Таблица 56 Максимальные и оптимальные длины и поверхности ленточного нагревателя, размещаемые на 1 м²

Сечение, мм ²	При $c/b=2,0$		При $c/b=0,9$	
	$l_{\text{опт}}, \text{ м}$	$F_{\text{опт}}, \text{ м}^2$	$l_{\text{max}}, \text{ м}$	$F_{\text{max}}, \text{ м}^2$
2×10	38	0,915	84	2,02
1,5×15	25	0,825	55,5	1,83
2,0×15	25	0,860	55,5	1,89
2,2×20	19	0,845	42	1,87
2,5×20	19	0,855	42	1,89
3,0×20	19	0,875	42	1,93
2,2×25	15	0,815	33,5	1,82
2,5×25	15	0,825	33,5	1,85
3,0×25	15	0,840	33,5	1,88
2,2×30	12,5	0,805	25*	1,61**
2,5×30	12,5	0,813	25*	1,62**
3,0×30	12,5	0,825	25*	1,68**
2,2×36	10,5	0,802	19**	1,45**
2,5×36	10,5	0,808	19**	1,46**
3,0×36	10,5	0,820	19**	1,48**
2,2×40	9,5	0,802	21	1,77
2,5×40	9,5	0,807	21	1,78
3,0×40	9,5	0,818	21	1,80

Примечание: * $c/b=1,0$; ** $c/b=1,1$.

(тип КНС) нагреватели. Основные сведения о карборундовых нагревателях приведены в таблице 58.

В печи нагреватели можно располагать как вертикально, так и горизонтально.

Особенностью расчета карборундовых нагревателей является необходимость определения ступеней напряжения питающего трансформатора таким образом, чтобы при переключении ступеней напряжения в процессе «старения» нагревателя мощность печи не была бы больше допустимого и меньше заданного значения.

Последовательность расчета нагревателей из SiC аналогична расчету металлических нагревателей и допустимая удельная поверхностная мощность определяется с использованием графиков на рис. 68 и 69.

Мощность одного нагревателя находим по формуле, кВт

$$N = \omega f_{\text{раб}}, \quad (180)$$

где $f_{\text{раб}}$ — площадь наружной поверхности рабочей части нагревателя, м² (определяется по табл. 58).

Небольшой мощностью, выделяемой в токоподводах, обычно пренебрегают.

Таблица 57. Максимальные и оптимальные длины и поверхности проводочного нагревателя, размещаемые на 1 м² футеровки

Диаметр, мм	Зигзагообразный нагреватель						Спиральный нагреватель			
	на ребристых плитках, при шаге ребер, мм			на крючках при e/d , равном			на помощках при t/d , равном			
	$l_{\max}$, м	$F_{\max}$, м ²	$l_{\text{опт}}$, м	$F_{\text{опт}}$, м ²	$l_{\max}$, м	$F_{\text{опт}}$, м ²	$l_{\max}$, м	$F_{\max}$, м ²	$l_{\text{опт}}$, м	$F_{\text{опт}}$, м ²
	12,5	17		2,75	3,5		2		4	
4	70	0,88	50	0,625	—	—	200	2,46	100	1,23
4,5	70	0,99	50	0,703	—	—	180	2,46	90	1,23
5	70	1,10	50	0,780	—	—	160	2,46	85	1,23
5,6	—	—	50	0,875	—	—	140	2,46	70	1,23
6,3	—	—	50	0,985	38	0,745	125	2,46	62,5	1,23
7	—	—	—	—	34	0,745	115	2,46	57,5	1,23
8	—	—	—	—	30	0,950	100	2,46	50,0	1,23
9	—	—	—	—	27	0,745	—	—	—	—
10	—	—	—	—	24	0,745	—	—	—	—
11	—	—	—	—	21	0,745	—	—	—	—
12	—	—	—	—	20	0,745	—	—	—	—
13	—	—	—	—	25	0,950	—	—	—	—
14	—	—	—	—	23	0,950	—	—	—	—
15	—	—	—	—	21	0,950	—	—	—	—
16	—	—	—	—	20	0,950	—	—	—	—
17	—	—	—	—	19	0,950	—	—	—	—
18	—	—	—	—	18	0,950	—	—	—	—
19	—	—	—	—	17	0,950	—	—	—	—
20	—	—	—	—	16	0,950	—	—	—	—
	—	—	—	—	15	0,950	—	—	—	—
	—	—	—	—	12	0,745	—	—	—	—

Т а б л и ц а 58. Характеристики карборундовых нагревателей

Назначение нагревателя	Тип нагревателя	Размеры				Площадь поверхности рабочей части, м ² · 10 ²	Полное сопротивление в нагретом состоянии, Ом
		длина рабочей части, м	общая длина, м	диаметр рабочей части, мм	диаметр выводов, мм		
Промышленные	КНС-25/406	0,30	0,406	25	—	236	0,77—1,75
	КНС-25/440	0,30	1,12	25	25	236	1,1—1,55
	КНС-25/540	0,40	1,22	25	25	314	1,2—1,80
	КНС-32/711	0,56	0,711	32	—	564	1,1—2,80
	КНМВ-25/640	0,40	0,64	25	—	314	1,1—2,0
Лабораторные	КНМ-8×100×270	0,10	0,27	8	14	25,1	1,0—2,0
	КНМ-8×150×270	0,15	0,27	8	14	37,8	1,5—3,0
	КНМ-8×150×320	0,15	0,32	8	14	37,8	1,5—3,0
	КНМ-8×150×450	0,15	0,42	8	14	37,8	1,5—3,0
	КНМ-8×180×300	0,18	0,30	8	14	45,2	1,8—3,6
	КНМ-8×180×350	0,18	0,35	8	14	45,2	1,8—3,6
	КНМ-8×180×400	0,18	0,40	8	14	45,2	1,8—3,6
	КНМ-8×180×480	0,18	0,48	8	14	45,2	1,8—3,6
	КНМ-8×200×500	0,20	0,50	8	14	50,2	2,0—4,0
	КНМ-8×250×450	0,25	0,45	8	14	62,8	2,5—5,0
	КНМ-12×250× ×750	0,25	0,75	12	18	94,2	1,5—3,0
	КНМ-14×300× ×250	0,30	0,80	14	23	132,0	1,75—3,5
	КНЛ-12/280	0,20	0,28	12	—	75,4	4,4—9,0
	КНЛ-12/320	0,23	0,32	12	—	86,5	4,5—9,0
	КНЛ-16/320	0,23	0,32	16	—	115,0	4,5—9,0
	ТН-55/40×200× ×75	0,2	0,35	55/40	55	327,0	1,6—2,6

Примечание: Обозначение нагревателей КНС-25/540 — карборундовый нагреватель составной, диаметр рабочей части 25 мм, длина рабочей части и металлизированных концов 540 мм; КНМ-8×180×400 — карборундовый нагреватель из мелкозернистых масс, 8 — диаметр рабочей части, 180 — длина рабочей части, 400 — общая длина; КНМВ-25/640 — карборундовый нагреватель с приращенными выводными концами, 25 — диаметр рабочей части, 640 — общая длина; КНЛ-16/320 — карборундовый нагреватель, 16 — диаметр рабочей части, 300 — общая длина.

Падение напряжения на одном нагревателе равно, В

$$U = \sqrt{10^3 NR}, \quad (181)$$

где R — сопротивление нагревателя, Ом. Поскольку сопротивление нагревателей колеблется в широких пределах в неработающих нагревателях, а также сильно меняется в процессе эксплуатации, необходимо определить верхний и нижний предел изменения напряжения U . Для определения нижнего предела в формулу (181) подставляют меньшее

значение сопротивления, приведенного в табл. 58. Верхний предел напряжения определяют по наивысшему значению сопротивления и увеличивают полученное значение в 2,5—3,0 раза для учета «старения» нагревателя, возможного падения напряжения питающей сети и выделения мощности в выводах нагревателей.

Зная заданную мощность печи и мощность одного нагревателя, можно найти общее число нагревателей. Затем, выбирая схему включения нагревателей (параллельно или последовательно) и ориентируясь на напряжения, необходимые для питания одного нагревателя, определяют значение верхней и нижней ступеней трансформатора. После этого устанавливают необходимые промежуточные ступени напряжения трансформатора.

Пример 60. Рассчитать нагреватели камерной электротечи сопротивления, используя следующие данные: конечная температура поверхности изделия $t_{\text{м}}^{\text{кон}} = 1300^\circ\text{C}$; степень черноты поверхности изделия $\epsilon_{\text{м}} = 0,45$; мощность печи $N_{\Sigma} = 20$ кВт; напряжение в сети $U_{\text{с}} = 220$ В. Размеры рабочего пространства печи $1,0 \times 0,8 \times 0,5$ м³.

Принимаем температуру нагревателя равной

$$t_{\text{н}} = t_{\text{м}}^{\text{кон}} + 100 = 1300 + 100 = 1400^\circ\text{C}.$$

Принимая вертикальное расположение нагревателей и учитывая, что высота рабочего пространства печи равна 0,5 м, выбираем карборундовые нагреватели типа КНС-25/540.

По графикам на рис. 68 для $\epsilon_{\text{м}} = 0,45$ находим, что удельная мощность идеального нагревателя равна $\omega_{\text{ид}} = 37,5$ кВт/м². Удельную поверхностную мощность реального нагревателя находим по формуле

$$\omega = \alpha_{\text{эф}} \omega_{\text{ид}} = \alpha_{\text{эф}} \alpha_{\text{г}} \omega_{\text{ид}},$$

где $\alpha_{\text{эф}}$ — коэффициент эффективности излучения данной системы нагревателей (для карборундовых нагревателей $\alpha_{\text{эф}} = 0,68$); $\alpha_{\text{г}}$ — коэффициент шага, определяемый по графику на рис. 69.

Принимая отношение шага нагревателей к их диаметру $e/d = 3$, по графику на рис. 69 находим $\alpha_{\text{г}} = 1,05$. Тогда

$$\omega = 0,68 \cdot 1,05 \cdot 37,5 = 26,75 \text{ кВт/м}^2.$$

Согласно данным табл. 58, площадь поверхности рабочей части нагревателя КНС-25/540 составляет 0,0314 м².

Мощность одного нагревателя определяем по формуле (180)

$$N = 26,75 \cdot 0,0314 = 0,84 \text{ кВт}.$$

Тогда общее число нагревателей

$$n = N_{\Sigma} / N = 20 / 0,84 = 24 \text{ нагревателя}.$$

Размещая нагреватели по боковым стенам печи, на каждой стене имеем 12 нагревателей. Так как диаметр рабочей части нагревателя КНС-25/540 равен 25 мм и принят шаг $e = 3d = 3 \cdot 25 = 75$ мм, то для размещения 12 нагревателей требуется длина стены

$$l = (n - 1)e = 11 \cdot 0,075 = 0,825 \text{ м}.$$

Так как в данном случае требующаяся длина боковых стен печи меньше заданной, то перерасчет производить не требуется. В противном случае надо изменить принятое отношение c/d и снова произвести расчет.

Напряжение, необходимое при использовании новых нагревателей [формула (181)]:

наименьшее ($R_{\min}=1,2$ Ом)

$$U_{\min} = \sqrt{10^3 \cdot 0,84 \cdot 1,2} = 31,8 \text{ В};$$

наивысшее ($R_{\max}=1,8$ Ом)

$$U_{\max} = \sqrt{10^3 \cdot 0,84 \cdot 1,8} = 39,05 \text{ В}.$$

Напряжение, необходимое при работе на старых нагревателях

$$U'_{\max} = (2,5 \div 3,0) \cdot 39,05 = (97,5 \div 117) \text{ В}.$$

Выбираем схему параллельного соединения нагревателей (так как при перегорании одного из них процесс нагрева можно продолжать на остальных). В этом случае трансформатор должен иметь следующие ступени напряжения:

I вариант (коэффициент увеличения 1,1)

$$30 - 33 - 36 - 39 - 43 - 47 - 52 - 57 - 62 - 68 - 75 - 82,5 - \\ - 91 - 100 - 110 - 121$$

всего 16 ступеней.

II вариант (коэффициент увеличения 1,15)

$$30 - 34 - 39 - 45 - 52 - 60 - 69 - 79 - 91 - 104,5 - 120$$

всего 11 ступеней.

• Расчет нагревателей из дисилицида молибдена

Металлокерамические нагреватели из MoSi_2 целесообразно применять в тех случаях, когда требуется нагрев изделия до температур $1350-1550^\circ\text{C}$. Температуры нагревателя при этом достигают значений $1450-1680^\circ\text{C}$.

Электрическое сопротивление нагревателей ДМ низко, оно резко возрастает с повышением температуры. Вследствие этого электронагреватели с ДМ нагревателями всегда снабжены понижающими трансформаторами с набором промежуточных ступеней напряжения. Наиболее употребимая форма ДМ нагревателей U-образная. Основные характеристики ДМ нагревателей приведены в табл. 59.

Расчет ДМ нагревателей аналогичен расчету карборундовых нагревателей. Величина коэффициента α в формуле (174) имеет постоянное значение, поскольку при стандартной форме нагревателя коэффициент $\alpha_r=1,27$ и $\alpha=\alpha_{эф}\alpha_r=0,68 \cdot 1,27=0,87$.

Мощность рабочей части ДМ нагревателя $N_{\text{раб}}$ находим по формуле (180), заимствуя значение $f_{\text{раб}}$ из таблицы 59.

Т а б л и ц а 59. Допустимые мощности N , удельные поверхностные мощности ω и напряжения U разнанных типов нагревателей ДМ

Тип нагревателя	Развернутая длина рабо- чей части, м	Поверхность рабочей части, $m^2 \times 10^4$	Сопротивление двух выводов при $70^\circ C$, $2R_{выв}, \Omega$	Температура, $^\circ C$					
				1400		1500		1600	
				N, кВт	U, В	N, кВт	U, В	N, кВт	U, В
ДМ-180/250	0,39	72,4	0,0068	1,26	8,5	1,06	7,95	0,606	6,00
ДМ-180/400			0,0108	1,35	9,1	1,135	8,5	0,650	6,45
ДМ-250/250	0,53	99,4	0,0068	1,67	11,2	1,41	10,5	0,805	8,00
ДМ-250/400			0,0108	1,76	11,8	1,49	11,1	0,89	8,60
ДМ-315/250	0,66	124,2	0,0068	2,05	13,7	1,74	12,9	0,99	9,80
ДМ-315/400			0,0108	2,14	14,3	1,81	13,4	1,03	10,4
ДМ-315/500			0,0135	2,20	14,7	1,86	13,8	1,06	10,5
ДМ-400/250	0,83	156,0	0,0068	2,54	17,0	2,16	16,0	1,23	12,1
ДМ-400/400			0,0108	2,64	17,6	2,23	16,6	1,27	12,5
ДМ-400/500			0,0135	2,70	18,0	2,28	16,9	1,30	12,8
ДМ-500/250	1,03	194,0	0,0068	3,13	20,9	2,64	19,6	1,51	15,0
ДМ-500/400			0,0108	3,22	21,5	2,72	20,2	1,55	15,3
ДМ-500/500			0,0135	3,29	22,0	2,77	20,5	1,58	16,6
ДМ-630/250	1,29	243,0	0,0068	3,87	26,0	3,28	24,4	1,88	18,5
ДМ-630/400			0,0108	3,96	26,5	3,35	24,8	1,93	19,0
ДМ-630/500			0,0135	4,01	27,0	3,40	25,2	1,95	19,2
ДМ-800/700	1,63	307,0	0,0200	5,15	34,5	4,36	33,2	2,48	24,5
Допустимая удельная поверхностная мощность ω , кВт/ m^2				153		130		74	

Примечание: ДМ-315/250 означает: длина рабочей части 315 мм, длина вывода 250 мм.

Полную мощность нагревателя с учетом мощности, выделяемой в выводах, находим по формуле

$$N = N_{\text{раб}} \left(1 + \frac{2R_{\text{выв}}}{R_{\text{раб}}} \right), \text{ кВт.}$$

Для стандартной формы ДМ нагревателя с $d_{\text{раб}} = 6$ мм, $d_{\text{выв}} = 12$ мм, принимая среднюю по длине температуру выводов 700°C , получим

$$N = N_{\text{раб}} \left(1 + \frac{0,75 \cdot 10^{-6}}{R_{\text{раб}}} \frac{l_{\text{выв}}}{l_{\text{раб}}} \right), \text{ кВт,} \quad (182)$$

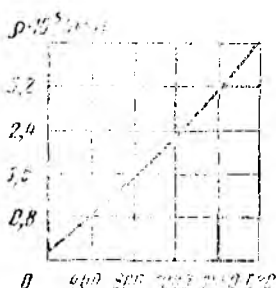


Рис. 71. Зависимость удельного электрического сопротивления нагревателя из сплава молибдена от температуры

где $R_{\text{выв}}$ — сопротивление одного вывода нагревателя при температуре $t, ^\circ\text{C}$, Ом; $R_{\text{раб}}$ — сопротивление рабочей части при температуре $t, ^\circ\text{C}$, Ом; $l_{\text{выв}}$ и $l_{\text{раб}}$ — соответственно длина одного вывода и развернутая длина рабочей части нагревателя, м; $\rho_{\text{раб}}$ — удельное электрическое сопротивление (рис. 71) рабочей части нагревателя при температуре $t, ^\circ\text{C}$, Ом·м;

Полное сопротивление нагревателя вычисляем по формуле

$$R = 3,54 \cdot 10^4 (\rho_{\text{раб}} l_{\text{раб}} + 0,75 l_{\text{выв}}) \text{ Ом.} \quad (183)$$

При включении холодной печи пусковое напряжение в течение 10—12 минут должно постепенно увеличиваться до величины, составляющей 30—35 % рабочего напряжения. В момент пуска мощность печи будет превышать величину N .

Пример 61. Рассчитать нагреватели камерной электропечи сопротивления, используя следующие данные: конечная температура нагрева изделия $t_{\text{кон}}^{\text{кон}} = 1400^\circ\text{C}$; степень черноты изделия $\epsilon_{\text{ж}} = 0,45$; мощность печи $N_{\Sigma} = 20$ кВт; напряжение в питающей сети $U_{\Sigma} = 220$ В. Размеры рабочего пространства печи $1,0 \times 0,8 \times 0,5$ м³.

Принимаем температуру нагревателей равной

$$t_{\text{н}} = t_{\text{ж}}^{\text{кон}} + 100 = 1400 + 100 = 1500^\circ\text{C}.$$

Принимая вертикальное расположение нагревателей и учитывая, что высота рабочего пространства печи равна 0,5 м, выбираем нагреватели типа ДМ 400/400 (табл. 59).

Удельная поверхностная мощность идеального нагревателя, определяемая по графикам на рис. 68 при $\epsilon_{\text{ж}} = 0,45$ равна

$$\omega_{\text{ид}} = 50 \text{ кВт/м}^2.$$

Удельная поверхностная мощность реального нагревателя

$$w = \alpha w_{\text{ид}} = 0,87 \cdot 50 = 43,5 \text{ кВт/м}^2,$$

что не превышает допустимого значения (табл. 59).

Согласно той же таблице площадь поверхности рабочей части нагревателя типа ДМ 400/400 равна $f_{\text{раб}} = 1,56 \cdot 10^{-4}$.

Мощность рабочей части одного нагревателя согласно формуле (180)

$$N_{\text{раб}} = 43,5 \cdot 1,56 \cdot 10^{-4} = 0,678 \text{ кВт.}$$

При температуре нагревателя 1500°C $\rho_{\text{раб}} = 3,2 \cdot 10^{-6} \text{ Ом} \cdot \text{м}$. Заимствуя значения развернутой длины рабочей части нагревателя $l_{\text{раб}} = 0,83 \text{ м}$ и длину одного вывода $l_{\text{выв}} = 0,4 \text{ м}$ из табл. 59, находим по формуле 182 полную мощность нагревателя

$$N = 0,678 \left(1 + \frac{0,75 \cdot 10^{-6}}{3,2 \cdot 10^{-6}} \frac{0,4}{0,83} \right) = 0,75 \text{ кВт.}$$

Полное сопротивление нагревателя согласно формуле 183 равно

$$R = 3,54 \cdot 10^4 (3,6 \cdot 10^{-6} \cdot 0,83 + 0,75 \cdot 10^{-6} \cdot 0,4) = 0,1165 \text{ Ом.}$$

По формуле (181) найдем рабочее напряжение на одном нагревателе

$$U = \sqrt{10^3 \cdot 0,75 \cdot 0,1165} = 9,6 \text{ В,}$$

что не превышает допустимого значения.

Общее число нагревателей, которое должно быть установлено на печи

$$n = 20/0,75 = 26,7 = 27.$$

Далее аналогично расчету карборундовых нагревателей следует подобрать питающий трансформатор и необходимую схему соединения нагревателей.

§ 3. ПРИМЕРНЫЙ РАСЧЕТ КАМЕРНОЙ ЭЛЕКТРОПЕЧИ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Рассчитать камерную электропечь сопротивления для нагрева заготовок квадратного сечения со стороной 0,2 м, высотой 0,1 м перед обработкой давлением. Конечная температура нагрева металла $t_{\text{м}}^{\text{кон}} = 1150 \pm 10^\circ\text{C}$. Начальная температура металла $t_{\text{м}}^{\text{нач}} = 20^\circ\text{C}$. Производительность печи $P = 0,111 \text{ кг/с}$. Теплофизические параметры материала заготовок: средняя теплоемкость $\bar{c} = 0,67 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$, плотность $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$, коэффициент теплопроводности $\lambda = 31,4 \text{ Вт/(м} \cdot \text{K)}$. Нагрев двусторонний, в атмосфере продуктов горения керосина.

Печь питается от сети трехфазного тока напряжением 380 В.

Тепловой расчет печи

Размеры печи

Для печей данного типа при двустороннем нагреве изделий напряжение активного пода равно 0,140—0,195 кг/(м²·с) (500—700 кг/(м²·ч)). Принимая $p=0,166$ кг/(м²·с) находим площадь пода, занятую металлом

$$F'_m = P/p = 0,111/0,166 = 0,667 \text{ м}^2.$$

Нагрев заготовок производится на поддонах. Принимая ширину поддона равной 0,7 м, определим длину поддона

$$L'_m = F'_m/B_m = 0,667/0,7 = 0,955 \text{ м}.$$

Учитывая, что нагревательные элементы, расположенные на стенах печи выступают внутрь стен рабочего пространства на 50—150 мм, а расстояние от нагревательных элементов до металла не должно быть меньше 100—250 мм, принимаем ширину печи равной

$$B = B' + 2(0,1 + 0,25) = 0,7 + 2 \cdot 0,2 = 1,1 \text{ м}.$$

а длину печи $L=1,3$ м.

При двустороннем нагреве нагревательные элементы расположены не только на стенах, но и на своде и полу печи. Учитывая рекомендованные расстояния между нагревателями, стенами печи и нагреваемым металлом, принимаем расстояние между сводом и нагреваемым металлом равным 0,35 м, а между поддоном и подом 0,15 м.

Тогда общая высота рабочего пространства печи (с учетом толщины нагреваемого металла) равна $H=0,6$ м.

При двустороннем нагреве площадь тепловоспринимающей поверхности металла равна

$$F_m = 2 \cdot 0,667 \text{ м}^2 = 1,334 \text{ м}^2,$$

и теплоотдающей поверхности печи

$$F_n = 1,3 \cdot 0,6 \cdot 2 + 1,3 \cdot 1,1 \cdot 2 + 1,1 \cdot 0,6 \cdot 2 = 5,74 \text{ м}^2.$$

Учитывая, что степень черноты футеровки равна $\epsilon_n=0,8$, а степень черноты стали в защитной атмосфере (приложение VI) $\epsilon_m=0,45$, по формуле 49 находим

$$\epsilon_{np} = \frac{1}{\frac{1}{0,45} + \left(\frac{1}{0,8} - 1 \right) \frac{1,334}{5,74}} = 0,44.$$

По формуле (676) находим средний коэффициент теплоотдачи излучением

$$\alpha_{\text{изл}} = \frac{5,7 \cdot 0,44 \sqrt{\left[\left(\frac{1200+273}{100} \right)^4 - \left(\frac{1150+273}{100} \right)^4 \right] \times \left[\left(\frac{1200+273}{100} \right)^4 - \left(\frac{20+273}{100} \right)^4 \right]}{\sqrt{(1200-1150)(1200-20)}} = 174,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Принимая коэффициент теплоотдачи конвекцией равным $\alpha_{\text{конв}} = 11,63 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, находим значение суммарного коэффициента теплоотдачи к металлу

$$\alpha = 174,5 + 11,63 = 186,13 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Критерий Био равен

$$Bi = \frac{186,13 \cdot 0,05}{31,4} = 0,297.$$

Температурный критерий для поверхности заготовок

$$\theta_{\text{пов}} = \frac{1200 - 1150}{1200 - 20} = 0,0425.$$

По номограмме на рис. 22 находим величину критерия Фурье $Fo = 11,6$. Коэффициент температуропроводности, входящий в критерий Фурье, равен

$$a = \frac{\lambda}{\rho c_p} = \frac{31,4}{7800 \cdot 0,67 \cdot 10^3} = 6,05 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Продолжительность нагрева заготовок в печи

$$\tau = Fo \frac{S^2}{a} = 11,6 \frac{0,05^2}{6,05 \cdot 10^{-6}} = 4800 \text{ с (1,333 ч)}.$$

По номограмме на рис. 24 находим температурный критерий для центра нагреваемых заготовок: при $Bi = 0,297$ и $Fo = 11,6$ $\theta_{\text{цент}} = 0,05$ и

$$t_{\text{цент}}^{\text{кон}} = 1200 - 0,05(1200 - 20) = 1141 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температурный перепад по сечению заготовки равен

$$\Delta t = 1150 - 1141 = 9^\circ,$$

что не превышает заданного значения.

Уточняем основные размеры печи. Для обеспечения заданной производительности в печи должно одновременно находиться следующее количество металла:

$$G' = P\tau = 0,111 \cdot 4800 = 534,0 \text{ кг.}$$

Учитывая, что масса одной заготовки равна $g=31,2$ кг, найдем число заготовок, одновременно находящихся в печи

$$n = G'/g = 534,0/31,2 = 17,2 = 18.$$

При плотной укладке на поддоны 18 заготовок занимают площадь

$$F'_m = 18,0 \cdot 0,04 = 0,72 \text{ м}^2.$$

Напряжение пода равно

$$p = P/F'_m = 0,111/0,72 = 0,153 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

Полученная величина напряжения активного пода близка к той, которая была принята при ориентировочном расчете, поэтому перерасчета времени нагрева производить не надо.

Заготовки на поддоне располагаем в 6 рядов по 3 заготовки в ряд. Тогда ширина поддона $B'_m = 0,2 \cdot 3 = 0,6$ м.

$$\text{Длина поддона } L'_m = 0,2 \cdot 6 = 1,2 \text{ м.}$$

С учетом расположения нагревательных элементов на боковых стенах, своде и поду печи ориентировочно принятые размеры рабочего пространства печи будем считать окончательными.

Поскольку при температурах печи 1000—1200 °С рекомендуется использовать двухслойную футеровку, принимаем, что огнеупорная кладка выполняется из шамота класса А толщиной 0,115 м, а тепловая изоляция — из диатомитового кирпича толщиной 0,3 м.

Мощность печи

Мощность печи вычисляем по формуле (171)

$$N = Q_{\text{общ}} \cdot K.$$

В рассматриваемом случае коэффициент запаса принимаем равным $K=1,2$. Расход тепла в печи равен

$$Q_{\text{общ}} = Q_{\text{пол}} + Q_{\text{тепл}} + Q_{\text{т.к.з.}}$$

где $Q_{\text{пол}}$ — полезное тепло, затраченное на нагрев металла;

$Q_{\text{тепл}}$ — потери тепла теплопроводностью через кладку;

$Q_{\text{т.к.з.}}$ — потери тепла на тепловые короткие замыкания.

Расход тепла на нагрев металла в печи равен (формула 150)

$$Q_{\text{пол}} = 0,111 \cdot 10^3 (770,5 - 13,4) = 84000 \text{ Вт.}$$

Потери тепла теплопроводностью через кладку печи при стационарном режиме работы определяем по формуле 155, принимая, что температура внутренней поверхности футеровки равна 1200°C , а температура наружной поверхности 170°C . При этой температуре [см. примечание к формуле (31)]

$$\alpha_{\text{конв}} = 10 + 0,06 \cdot 170 = 20,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

По приложению XI находим

$$\lambda_{\text{ш}} = 0,7 + 0,64 \cdot 10^{-3} \bar{t}_{\text{ш}} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)};$$

$$\lambda_{\text{д}} = 0,145 + 0,314 \cdot 10^{-3} \bar{t}_{\text{д}} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

Принимая в первом приближении линейное распределение температуры по толщине футеровки, найдем температуру на границе раздела слоев

$$t_{\text{ш-д}} = t_2 + (t_1 - t_2) \frac{\delta_{\text{д}}}{\delta_{\text{д}} + \delta_{\text{ш}}} = 170 + (1200 - 170) \frac{0,3}{0,115 + 0,3} = 914,6^\circ\text{C}.$$

Коэффициенты теплопроводности материалов слоев равны

$$\lambda_{\text{ш}} = 0,7 + 0,64 \cdot 10^{-3} (1200 + 914,6)/2 = 1,37 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)};$$

$$\lambda_{\text{д}} = 0,145 + 0,314 \cdot 10^{-3} (914,6 + 170)/2 = 0,31 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

Теперь по формуле (68) находим

$$q = \frac{1200 - 20}{\frac{0,115}{1,37} + \frac{0,3}{0,31} + \frac{1}{20,2}} = 1071,6 \text{ Вт/м}^2.$$

Здесь температура окружающего воздуха принята равной $t_{\text{ок}} = 20^\circ\text{C}$.

Уточним значение температуры на границе раздела слоев футеровки, используя формулу (69б)

$$t_{\text{ш-д}} = 1200 - 1071,6 \frac{0,115}{1,37} = 1110,0^\circ\text{C}.$$

Температура наружной поверхности футеровки

$$t_2 = 20 + 1071,6/20,2 = 73,0^\circ\text{C}.$$

Тогда

$$\lambda_{\text{ш}} = 0,7 + 0,64 \cdot 10^{-3} (1200 + 1110)/2 = 1,43 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)};$$

$$\lambda_{\text{д}} = 0,145 + 0,314 \cdot 10^{-3} (1110 + 73)/2 = 0,33 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)};$$

$$\alpha_{\text{конв}} = 10 + 0,06 \cdot 73 = 14,38 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

и

$$q' = \frac{1200 - 20}{\frac{0,115}{1,43} + \frac{0,3}{0,33} + \frac{1}{14,38}} = 1114,2 \text{ Вт/м}^2.$$

Поскольку величины плотностей теплового потока отличаются друг от друга на 100 $(1114,2 - 1071,6)/1114,2 = 3,82\%$, дальнейшего уточнения проводить не будем.

С учетом принятой толщины стен, найдем площадь наружной поверхности футеровки

$$F_{\text{нар}} = 2,13 \cdot 1,43 \cdot 2 + 2,13 \cdot 1,93 \cdot 2 + 1,43 \cdot 1,93 \cdot 2 = 19,84 \text{ м}^2.$$

Потери тепла теплопроводностью через кладку печи равны

$$Q_{\text{тепл}} = \frac{1200 - 20}{\frac{0,115}{1,43} + \frac{0,3}{0,33} + \frac{1}{14,98}} 19,84 = 21400 \text{ Вт.}$$

Потери на тепловые короткие замыкания принимаем равными 70 % от потерь тепла теплопроводностью через кладку.

$$Q_{\text{т.к.з}} = 0,7 \cdot 21400 = 15000 \text{ Вт.}$$

Общий расход тепла в печи

$$Q_{\text{общ}} = 84000 + 21400 + 15000 = 120400 \text{ Вт.}$$

Тогда мощность печи

$$N_{\Sigma} = 1,2 \cdot 120400 = 144500 \text{ Вт (144,5 кВт)}.$$

Электрический расчет печи

Нагревательные элементы

Принимая рабочую температуру нагревательных элементов равной [формула (172)]

$$t_{\text{н}} = t_{\text{м}}^{\text{кон}} + 100 = 1150 + 100 = 1250 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

по приложению XIII выбираем сплав Х27Ю5А, для которого рекомендуемая рабочая температура составляет 1250 °С. Удельное сопротивление сплава при рабочей температуре

$$\rho = 1,4 \cdot 10^{-6} + 5 \cdot 10^{-11} \cdot 1250 = 1,4625 \cdot 10^{-6} \text{ Ом} \cdot \text{м.}$$

По графику на рис. 68, соответствующему $\varepsilon_m = 0,45$ (нагрев стали в защитной атмосфере), находим удельную мощность идеального нагревателя, принимая температуру изделия равной 1150°C (в этом случае температура нагревателей будет наивысшей) $\omega_{ид} = 34,5 \text{ кВт/м}^2$.

Выше отмечалось, что нагревательные элементы в рассматриваемой печи располагаются на стенах, своде и полу рабочего пространства. Относительная мощность стен, несущих нагреватели, равна (формула 175)

$$N_{ст.отн} = 144,5 / (5,08 \cdot 34,5) = 0,825,$$

$$\text{где } F_{ст} = 2 \cdot 1,3 \cdot 0,6 + 2 \cdot 1,3 \cdot 1,1 + 1,1 \cdot 0,6 = 5,08 \text{ м}^2.$$

В соответствии с полученным значением относительной мощности стен, несущих нагреватели, выбираем тип последнего.

В проектируемой печи могут быть использованы проводочный спиральный или ленточный зигзагообразный нагреватель. Для каждого из выбранных типов можно принять схему соединения нагревателей «звезду» или «треугольник». Выбор оптимального варианта соединения и типа нагревателя производим по номограмме приложения XIV.

Ленточный зигзагообразный нагреватель

Для ориентировочного расчета геометрических размеров нагревателя по номограмме приложения XIV необходимо по формуле (174) найти значение удельной поверхностной мощности реального нагревателя. Коэффициент α выбираем по табл. 52.

При нагреве стали в защитной атмосфере при использовании ленточного зигзагообразного нагревателя $\alpha = 0,51$.

$$\text{Тогда } \omega_{действ} = 0,51 \cdot 34,5 = 17,6 \text{ кВт/м}^2.$$

Поскольку питание печи производится трехфазным током с линейным напряжением $U_c = 380 \text{ В}$, то мощность, приходящаяся на одну фазу, составит $N_{\phi} = N/3 = 144,5/3 = 48,16 \text{ кВт}$.

В случае соединения нагревателей по схеме «треугольник»

$$N_{\phi} = 48,16 \text{ кВт}; \quad U_{\phi} = U_c = 380 \text{ В};$$

$$\omega_{действ} = 17,6 \text{ кВт/м}^2.$$

Тогда

$$U_{усл} = 380 (1,0 \cdot 10^{-6} / 1,4625 \cdot 10^{-6})^{0,5} = 314,2 \text{ В},$$

$$\omega_{усл} = 1,97 \cdot 17,6 = 34,672 \text{ кВт/м}^2.$$

Из точки $U_{\text{усл}}=314,2$ В номограммы приложения XIV проводим вертикальную линию до пересечения с кривой заданной мощности $N_{\phi}=48,16$ кВт. Из полученной точки пересечения (точка 1) проводим горизонтальную линию до пересечения с кривой, соответствующей условной поверхностной мощности $\omega_{\text{усл}}=34,672$ кВт/м² (точка 2). Этой точке соответствует площадь сечения нагревателя $S=34$ мм² и соответственно $a=\sqrt{S/10}=\sqrt{34/10}=1,84$ мм и $b=10a=18,4$ мм. Опуская перпендикуляр из точки 2 до пересечения с горизонтальной линией, проведенной из точки $U_{\text{усл}}=314,2$ В, получаем точку 3, соответствующую длине нагревателя $l=69$ м.

Согласно табл. 56 наиболее близким к полученному значению сечения $S=34$ мм² обладают ленточные нагреватели сечением $2,0 \times 15$ ($S=30$ мм²) и $2,2 \times 20$ ($S=44$ мм²). При оптимальном расположении нагревателей ($e/b=2,0$) на 1 м² футеровки в первом случае размещается 25 м, а во втором 19 м нагревателя. При общей длине нагревателя $69 \cdot 3=207$ м для его размещения соответственно потребуются $207/25=8,28$ м² и $207/19=10,89$ м², что значительно превышает площадь внутренней поверхности рабочего пространства печи.

При максимально плотном ($e/b=0,9$) расположении нагревателей требуемые площади поверхности будут соответственно равны $207/55,5=3,73$ м² и $207/42=4,92$ м².

Таким образом, при соединении нагревателей по схеме «треугольник» на внутренней поверхности печи можно разместить ленточные нагреватели сечением $2,0 \times 15$ мм² с оптимальным шагом $e/b=0,9$.

При соединении ленточных нагревателей по схеме «звезда»

$$N_{\phi} = 48,16 \text{ кВт}; \quad U_{\text{действ}} = U_{\phi} = U_c / \sqrt{3} = 220 \text{ В};$$

$$U_{\text{усл}} = 220 (1,0 \cdot 10^{-6} / 1,4625 \cdot 10^{-7})^{0,5} = 181,9 \text{ В};$$

$$\omega_{\text{усл}} = 34,672 \text{ кВт/м}^2.$$

Аналогично вышеприведенному, проводя прямые, получим $S=72$ мм²; $a=2,68$ мм; $b=26,8$ мм и $l=48$ мм. Наиболее близкое значение площади сечения имеет нагреватель сечением $3,0 \times 25$ мм², для размещения которого требуется площадь: при $e/b=2,0$ $48,3/15=9,6$ м² и при $e/b=0,9$ $48,3/33,5=4,29$ м², т. е. последний вариант также является приемлемым.

Учитывая, что более массивный нагреватель имеет больший срок службы выбираем ленточный нагреватель сече-

нием $3,0 \times 25 \text{ мм}^2$ с длиной одной фазы $l_{\phi} = 48 \text{ м}$, соединенный по схеме «звезда».

Проволочный спиральный нагреватель

По таблице 55 находим, что при нагреве стали в защитной среде с использованием проволочного спирального нагревателя $\alpha = 0,49$. Тогда по формуле (174) находим $w = 0,49 \cdot 34,5 = 16,9 \text{ кВт/м}^2$.

В случае соединения нагревателей по схеме «треугольник»

$$N_{\phi} = 48,16 \text{ кВт}; \quad U_{\phi} = 380 \text{ В}; \quad w_{\text{действ}} = 16,9 \text{ кВт/м}^2;$$

$$U_{\text{усл}} = 314,2 \text{ В}; \quad w_{\text{усл}} = w_{\text{действ}} = 16,9 \text{ кВт/м}^2.$$

По номограмме приложения XIV находим, что этим исходным параметрам удовлетворяет проволочный нагреватель с диаметром проволоки 8,5 мм и длиной 108 м.

При соединении нагревателей по схеме «звезда»

$$N_{\phi} = 43,16 \text{ кВт}; \quad U_{\phi} = 220 \text{ В}; \quad w_{\text{действ}} = 16,9 \text{ кВт/м}^2.$$

$$U_{\text{усл}} = 181,9 \text{ В}; \quad w_{\text{усл}} = w_{\text{действ}} = 16,9 \text{ кВт/м}^2.$$

По номограмме приложения XIV находим, что при этих условиях требуется нагреватель с диаметром проволоки более 12 мм, т. е. такой вариант соединения нагревателя является неприемлемым. Из проволоки диаметром более 8 мм спиральные нагреватели, как правило, не изготавливают.

Проволочный зигзагообразный нагреватель с диаметром проволоки 9 мм, подвешенный на крючках при $e/d = 2,75$, имеет максимальную длину нагревателя, размещаемого на 1 м^2 поверхности футеровки 34 м (табл. 57). При общей длине нагревателя $108 \cdot 3 = 324 \text{ м}$, это потребует площадь поверхности стен $324/34 = 9,53 \text{ м}^2$, что значительно превышает имеющиеся геометрические размеры.

Таким образом, на основании сопоставления всех возможных типов нагревателей и схем их соединения следует выбрать ленточный зигзагообразный нагреватель сечением $3,0 \times 25 \text{ мм}^2$ и длиной, приходящейся на одну фазу, 48,0 м (схема соединения «звезда»).

Уточненный расчет ленточного зигзагообразного нагревателя

Выше было определено, что при рабочей температуре 1250°C удельное электросопротивление сплава Х27Ю5 равно $\rho = 1,4625 \text{ Ом} \cdot \text{м}$.

Сопротивление одной фазы

$$R_{\Phi} = \frac{U_{\Phi}^2}{10^3 N_{\Phi}} = \frac{220^2}{10^3 \cdot 48,16} = 1,0 \text{ Ом.}$$

Длина нагревателя, приходящаяся на одну фазу

$$L_{\Phi} = \frac{R_{\Phi} S}{\rho} = \frac{1,0 \cdot 3,0 \cdot 25 \cdot 10^{-6}}{1,4625 \cdot 10^{-6}} = 51,28 \text{ м.}$$

Удельная поверхностная мощность

$$w = \frac{N_{\Phi}}{2(a+b)L_{\Phi}} = \frac{48,16}{2(3,0+25)51,28 \cdot 10^{-3}} = 16,77 \text{ кВт/м}^2.$$

Так как полученное значение удельной поверхностной мощности достаточно близко к исходному, перерасчета нагревателей производить не требуется. Поскольку площадь поверхности стен, необходимая для размещения нагревателей с относительным шагом $e/b=0,9$ меньше площади внутренней поверхности проектируемой печи (соответственно 4,29 и 5,08 м²), следует произвести перераспределение нагревателей. Будем считать, что нагреватели равномерно распределены по своду, стенам и поду печи. Легко подсчитать, что площадь поверхности пода (свода) равна $1,1 \cdot 1,3 = 1,43$ м², площадь поверхности боковой стены равна $1,3 \cdot 0,6 = 0,78$ м², а площадь поверхности торцевой стены $1,1 \cdot 0,6 = 0,66$ м².

Так как общая длина ленточного нагревателя равна $51,28 \cdot 3 = 153,84$ м, на поду и своде должно быть размещено по $153,84 \cdot 1,43 / 5,08 = 43,3$ м нагревателя, на боковых стенах — по 23,62 м, на торцевой стене 20 м нагревателя.

Принимая высоту зигзага на стенах $H_{ст} = 0,2$ м, а на своде и поду $H_{св} = 0,25$ м, будем считать, что нагреватели расположены на стенах в 2 ряда, а на своде и поду по 3 ряда нагревателей.

Тогда каждый ряд нагревателей на боковых стенах печи имеет длину $23,62 / 2 = 11,81$ м; на торцевой стене $20,0 / 2 = 10$ м, а на своде (поду) $43,3 / 3 = 14,43$ м.

Определим шаг зигзага ленточного нагревателя: на боковых стенах: $e = 1,3 / (11,81 : 0,2) = 0,022$ м; торцевой стене: $e = 1,1 / (10 : 0,2) = 0,022$ м; своде (поду): $e = 1,3 / (14,43 : 0,25) = 0,022$ м, т. е. относительный шаг везде равен $e/b = 0,022 / 0,025 = 0,9$.

Таким образом, в проектируемой печи ленточный нагреватель можно расположить равномерно по всей поверхности пода, свода, торцевой и боковых стен с относительным шагом $e/b = 0,9$.

§ 4. РАСЧЕТ ИНДУКЦИОННЫХ УСТАНОВОК

Расчет установки индукционного нагрева включает тепловой расчет, в результате которого определяют время нагрева и требуемую удельную мощность, и электрический расчет, который позволяет найти геометрические параметры индуктора, мощность, подводимую к индуктору, силу тока и напряжение на зажимах индуктора.

Расчет индукционной установки значительно усложняется изменением электротехнических параметров нагреваемого металла с изменением его температуры и напряженности магнитного поля, вызывающего появление электрического тока в изделии.

Изменение удельного сопротивления ρ и относительной магнитной проницаемости μ стали при ее нагреве показано на рис. 72. Как видно из рисунка, при нагреве стали выше точки Кюри, ее магнитные свойства исчезают ($\mu=1$). Вследствие наличия поверхностного эффекта в проводнике, помещенном в переменное магнитное поле, плотность тока (А/м^2) по сечению меняется по экспоненте:

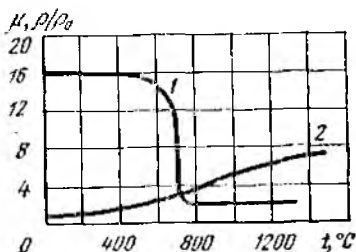


Рис. 72. Зависимость относительной магнитной проницаемости (1) и удельного электросопротивления (2) от температуры (сталь 45)

$$j_x = j_0 \exp(-x/\Delta), \quad (184)$$

где j_0 и j_x — значения плотности тока на поверхности и на глубине x , соответственно, А/м^2 ; $\exp$ — основание натурального логарифма; Δ — глубина проникновения тока, м, определяемая по формуле

$$\Delta = 503 \sqrt{\frac{\rho}{\mu f}}, \text{ м}, \quad (185)$$

где f — частота, Гц; ρ — удельное сопротивление, $\text{Ом} \cdot \text{м}$.

Как следует из формулы (184) при $x=\Delta$ плотность тока становится в «е» раз меньше плотности тока на поверхности нагреваемого тела. Так как выделяемая в образце мощность P пропорциональна квадрату плотности тока, легко убедиться в том, что мощность, выделяемая в слое толщиной Δ составляет 86,5 % от полной мощности, выделяемой во всем теле.

Поскольку глубина проникновения тока зависит от ρ и μ , она должна меняться с изменением температуры тела.

Обозначим Δ_k глубину проникновения тока в сталь, нагретую выше точки магнитных превращений ($\mu=1$; $\rho=\rho_k=10^{-6}$ Ом·м).

При нагреве сталь постепенно теряет свои магнитные свойства, нагреваясь от поверхности к центру. Металл как бы становится двухслойным, содержащим слой, не обладающий магнитными свойствами (нагретый выше точки Кюри), и слой, обладающий магнитными свойствами.

Если «горячая глубина проникновения тока» Δ_k больше глубины прогретого слоя x_k , т. е. $\Delta_k > x_k$, то такой нагрев носит название *глубинного* или *сквозного*. При $\Delta_k < x_k$ нагрев называется *поверхностным*.

Тепловой расчет

Поле температур внутри нагреваемого металла описывается уравнением теплопроводности. В зависимости от типа нагрева применяют уравнения двух видов:

а) для расчета поверхностного нагрева (внутренние источники тепла отсутствуют)

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 t}{\partial x^2}; \quad (186)$$

б) для расчета глубинного нагрева (при внутренних источниках тепла)

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{w}{c\rho}. \quad (187)$$

где $a = \lambda / c\rho$ — коэффициент температуропроводности, м²/с; λ — коэффициент теплопроводности, Вт/м·К; c — удельная теплоемкость, Дж/(кг·К); ρ — плотность металла, кг/м³; $w = \rho_0/\xi$ — мощность внутренних источников, Вт/м³; ρ_0 — удельная мощность, Вт/м²; $\xi = \Delta_k M$ — глубина активного (по выделению тепла) слоя, м; M — параметр, зависящий от μ и x_k/Δ_k .

Введение понятия глубины активного слоя позволяет заменить экспоненциальное распределение плотности тока [формула (184)] в теле равномерным распределением плотности тока в пределах этого слоя, причем, тепловые эффекты в обоих случаях будут одинаковыми.

Обычно нагрев изделия происходит при изменяющейся температуре поверхности и переменном тепловом потоке. Однако можно показать, что встречающиеся на практике виды нагрева могут быть с известной степенью точности сведены к нагреву при постоянной во времени средней удельной мощности.

Нагрев тела с плоской поверхностью при постоянной удельной мощности

Сквозной (глубинный) нагрев. В этом случае решение уравнения (187) имеет вид

$$t = \frac{p_0 h}{\lambda} [Fo + S(\alpha, \beta, Fo)], \quad (188)$$

где h — толщина слоя, м; $Fo = a\tau/h^2$ — критерий Фурье; $\alpha = \xi/h$ — относительная глубина активного слоя; $\beta = x/h$ — относительная координата рассматриваемого слоя.

Время нагрева τ_k и удельную мощность p_0 находим по формулам

$$\frac{t_0}{t_k} = \frac{Fo + S(\alpha, 0, Fo)}{Fo + S(\alpha, \beta_k, Fo)} = f(\tau_k); \quad (189)$$

$$p_0 = \frac{\lambda t_0 \cdot 10^{-3}}{h [Fo + S(\alpha, 0, Fo)]} \text{ кВт/м}^2, \quad (190)$$

где t_0 — температура поверхности нагреваемого тела, °C;

t_k — температура рассматриваемого слоя, °C;

$S(\alpha, 0, Fo)$ — значение функции $S(\alpha, \beta, Fo)$ при $x = 0 (\beta = 0)$;

$S(\alpha, \beta_k, Fo)$ — то же, при $x = x_k (\beta = \beta_k)$.

При $Fo > 0,3$ функция $S(\alpha, \beta, Fo)$ перестает зависеть от критерия Фурье и из формулы (189) легко получить

$$\tau_k = \frac{h^2}{a} \frac{S(\alpha, 0) - \frac{t_0}{t_k} S(\alpha, \beta_k)}{t_0/t_k - 1}. \quad (191)$$

Поверхностный нагрев. При $\xi < 0,3x_k$ можно принять $\xi \approx 0$ и, следовательно, $\alpha = 0$. Значение $S(\alpha, \beta, Fo)$ приведено в табл. 60.

Нагрев цилиндра при постоянной удельной мощности.

Сквозной (глубинный) нагрев. Из уравнения (187) получаем

$$t = 2 \frac{p_0 R_2}{\lambda} [Fo + S(\alpha, \beta, Fo)], \quad (192)$$

где t — температура на расстоянии x , м, от поверхности, °C; R_2 — радиус цилиндра, м;

$$\alpha = 1 - \xi/R_2; \quad \beta = 1 - x/R_2.$$

Таблица 60. Значение функции $S(\alpha, \beta, Fo)$ для плиты при

Fo	α	Значения $S(\alpha, \beta, Fo)$				
		0,0	0,1	0,2	0,3	0,4
0,05	0,0	0,2020	0,1146	0,0509	0,0079	-0,0188
	0,1	0,1564	0,1285	0,0544	0,0105	-0,0170
	0,2	0,1187	0,1045	0,0646	0,0188	-0,0111
	0,3	0,0885	0,0827	0,0647	0,0323	-0,0013
	0,4	0,0645	0,0620	0,0537	0,0379	+0,0125
	0,5	0,0463	0,0452	0,0413	0,0338	+0,0207
0,1	0,6	0,0321	0,0317	0,0299	0,0266	+0,0197
	0,0	0,2577	0,1664	0,0921	0,0339	-0,0101
	0,1	0,2107	0,1793	0,0949	0,0363	-0,0080
	0,2	0,1693	0,1538	0,1028	0,0434	-0,0019
	0,3	0,1334	0,1249	0,0091	0,0551	+0,0082
	0,4	0,1028	0,0981	0,0838	0,0589	+0,0223
0,15	0,5	0,0768	0,0743	0,0661	0,0517	+0,0301
	0,6	0,0551	0,0537	0,0491	0,0409	+0,0285
	0,0	0,2871	0,1943	0,1158	0,0511	-0,0010
	0,1	0,2396	0,2068	0,1182	0,0533	+0,0010
	0,2	0,1986	0,1789	0,1251	0,0596	+0,0067
	0,3	0,1586	0,1489	0,1195	0,0700	+0,0160
0,20	0,4	0,1250	0,1192	0,1017	0,0719	+0,0292
	0,5	0,0956	0,0920	0,0812	0,0627	+0,0359
	0,6	0,0700	0,0678	0,0601	0,0496	+0,0328
	0,0	0,3031	0,2095	0,1288	0,0605	0,0040
	0,1	0,2553	0,2217	0,1309	0,0625	0,0058
	0,2	0,2117	0,1931	0,1371	0,0684	0,0113
0,3	0,3	0,1724	0,1620	0,1306	0,0781	0,0203
	0,4	0,1371	0,1308	0,1115	0,0791	0,0329
	0,5	0,1058	0,1017	0,0894	0,0687	0,0391
	0,6	0,0781	0,0755	0,0677	0,0537	0,0553
	0,0	0,3333	0,2383	0,1533	0,0783	0,0133
	0,1	0,2850	0,2500	0,1550	0,0800	0,0150
$\geq 0,3$	0,2	0,2400	0,2200	0,1600	0,0850	0,0200
	0,3	0,1983	0,1866	0,1516	0,0933	0,0283
	0,4	0,1600	0,1525	0,1300	0,0925	0,0400
	0,5	0,1250	0,1200	0,1050	0,0800	0,0450
	0,6	0,0933	0,0900	0,0800	0,0633	0,0400

Время нагрева и удельная мощность могут быть найдены по формулам

$$\frac{t_0}{t_K} = \frac{Fo + S(\alpha, 1, Fo)}{Fo + S(\alpha, \beta_K, Fo)} = f(\tau_K) \quad (193)$$

$$p_0 = \frac{\lambda t_0 \cdot 10^{-3}}{2R_2 [Fo + S(\alpha, 1, Fo)]}, \text{ кВт/м}^2, \quad (194)$$

где $S(\alpha, 1, Fo)$ — значение функции S при $x=0$ ($\beta=1$);
 $S(\alpha, \beta_K, Fo)$ — значение S при $x=x_K$ ($\beta=\beta_K$).

при β , равном

0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
-0,0341	-0,0424	-0,0467	-0,0489	-0,0500	-0,050
-0,0329	-0,0416	-0,0451	-0,0488	-0,0499	-0,0500
-0,0293	-0,0397	-0,0452	-0,0482	-0,0497	-0,0500
-0,0229	-0,0359	-0,0433	-0,0472	-0,0490	-0,0495
-0,0132	-0,0297	-0,0394	-0,0447	-0,0473	-0,0481
-0,0000	-0,0207	-0,0333	-0,0413	-0,0452	-0,0463
+0,0088	-0,0084	-0,0258	-0,0358	-0,0414	-0,0431
-0,0407	-0,0633	-0,0773	-0,0855	-0,0898	-0,0911
-0,0391	-0,0620	-0,0763	-0,0849	-0,0893	-0,0907
-0,0343	-0,0581	-0,0734	-0,0828	-0,0878	-0,0893
-0,0262	-0,0516	-0,0685	-0,0792	-0,0850	-0,0868
-0,0148	-0,0423	-0,0614	-0,0738	-0,0806	-0,0828
+0,0000	-0,0301	-0,0517	-0,0661	-0,0743	-0,0768
+0,0098	-0,0152	-0,0393	-0,0558	-0,0654	-0,0685
-0,0416	-0,0724	-0,0945	-0,1092	-0,1177	-0,1205
-0,0399	-0,0710	-0,0933	-0,1082	-0,1168	-0,1196
-0,0349	-0,0667	-0,0896	-0,1051	-0,1139	-0,1168
-0,0267	-0,0594	-0,0834	-0,0996	-0,1090	-0,1120
-0,0150	-0,0492	-0,0744	-0,0917	-0,1017	-0,1050
0,0000	-0,0359	-0,0627	-0,0812	-0,0920	-0,0956
+0,0100	+0,0195	-0,0480	-0,0668	-0,0795	-0,0834
-0,0417	-0,0774	-0,1039	-0,1222	-0,1329	-0,1364
-0,0400	-0,0758	-0,1025	-0,1209	-0,1317	-0,1353
-0,0350	-0,0713	-0,0984	-0,1171	-0,1281	-0,1317
-0,0267	-0,0637	-0,0915	-0,1107	-0,1221	-0,1258
-0,0150	-0,0529	-0,0816	-0,1015	-0,1133	-0,1171
0,0000	-0,0391	-0,0687	-0,0894	-0,1017	-0,1058
+0,0100	-0,0220	-0,0527	-0,0742	-0,0872	-0,0915
-0,0417	-0,0867	-0,1217	-0,1467	-0,1671	-0,1617
-0,0400	-0,0850	-0,1200	-0,1450	-0,1600	-0,1650
-0,0350	-0,0800	-0,1150	-0,1400	-0,1550	-0,1600
-0,0267	-0,0717	-0,1067	-0,1317	-0,1467	-0,1517
-0,0150	-0,0600	-0,0950	-0,1200	-0,1350	-0,1400
0,0000	-0,0450	-0,0800	-0,1050	-0,1200	-0,1250
+0,0100	-0,0267	-0,0617	-0,0867	-0,1017	-0,1067

При $Fo > 0,2$

$$\tau_K = \frac{R_2^2}{a} \frac{S(\alpha, 1) - \frac{t_0}{t_K} S(\alpha, \beta_K)}{t_0/t_K - 1} \quad (195)$$

Поверхностный нагрев. Если $\xi < 0,3 x_K$, то принимаем, $\xi = 0$ и $\alpha = 1$. Значения функции $S(\alpha, \beta, Fo)$ для цилиндра приведены в таблице 61.

Таблица 61. Значение функции $S(\alpha, \beta, F_0)$ для цилиндра при различных значениях критерия F_0

F ₀	α	Значения функции S (α, β, F ₀) при β = равноμ										
		1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	α,2	0,1	0,0
0,025	1,0	0,0712	0,0289	0,0018	-0,0133	-0,0205	-0,0234	-0,0247	-0,0249	-0,0250	-0,0250	-0,0250
	0,9	0,0490	0,0317	0,0037	-0,0120	-0,0201	-0,0233	-0,0247	-0,0249	-0,0250	-0,0250	-0,0250
	0,8	0,0326	0,0278	0,0115	-0,0068	-0,0169	-0,0217	-0,0236	-0,0244	-0,0246	-0,0247	-0,0248
	0,7	0,0211	0,0196	0,0138	+0,0016	-0,0117	-0,0191	-0,0224	-0,0238	-0,0244	-0,0246	-0,0247
	0,6	0,0132	0,0129	0,0110	+0,0063	-0,0036	-0,0141	-0,0199	-0,0277	-0,0240	-0,0245	-0,0247
0,05	1,0	0,0906	0,0458	0,0120	-0,0122	-0,0283	-0,0382	-0,0439	-0,0470	-0,0485	-0,0495	-0,0497
	0,9	0,0677	0,0480	0,0137	-0,0110	-0,0272	-0,0373	-0,0435	-0,0469	-0,0485	-0,0494	-0,0497
	0,8	0,0491	0,0426	0,0209	-0,0049	-0,0227	-0,0342	-0,0412	-0,0453	-0,0474	-0,0485	-0,0488
	0,7	0,0345	0,0317	0,0221	+0,0043	-0,0155	-0,0289	-0,0376	-0,0428	-0,0456	-0,0472	-0,0476
	0,6	0,0233	0,0220	0,0179	+0,0094	-0,0054	-0,0214	-0,0322	-0,0391	-0,0433	-0,0454	-0,0460
0,1	1,0	0,1093	0,0630	0,0241	-0,0077	-0,0328	-0,0519	-0,0658	-0,0754	-0,0816	-0,0850	-0,0861
	0,9	0,0860	0,0646	0,0310	-0,0063	-0,0316	-0,0508	-0,0649	-0,0748	-0,0811	-0,0849	-0,0856
	0,8	0,0658	0,0576	0,0318	-0,00006	-0,0263	-0,0462	-0,0609	-0,0712	-0,0779	-0,0817	-0,0829
	0,7	0,0488	0,0448	0,0314	+0,0083	-0,0183	-0,0391	-0,0547	-0,0659	-0,0734	-0,0776	-0,0790
	0,6	0,0347	0,0329	0,0260	+0,0131	-0,0073	-0,0295	-0,0461	-0,0584	-0,0667	-0,0715	-0,0731
0,15	1,0	0,1175	0,0705	0,0297	-0,0050	-0,0339	-0,0574	-0,0758	-0,0895	-0,0990	-0,1045	-0,1063
	0,9	0,0939	0,0720	0,0312	-0,0037	-0,0336	-0,0562	-0,0747	-0,0885	-0,0980	-0,1036	-0,1054
	0,8	0,0732	0,0645	0,0369	+0,019	-0,0273	-0,0512	-0,0699	-0,0840	-0,0937	-0,0995	-0,1013
	0,7	0,0553	0,0508	0,0362	+0,0105	-0,0192	-0,0434	-0,0626	-0,0771	-0,0872	-0,0932	-0,0951
	0,6	0,0400	0,0375	0,0294	+0,0147	-0,0080	-0,0329	-0,0526	-0,0677	-0,0782	-0,0845	-0,0864
≥ 0,2	1,0	0,1250	0,0775	0,0350	-0,0025	-0,0350	-0,0625	-0,0850	-0,1025	-0,1150	-0,1225	-0,1250
	0,9	0,1013	0,0788	0,0363	-0,0012	-0,0037	-0,0612	-0,0837	-0,1012	-0,1137	-0,1212	-0,1237
	0,8	0,0500	0,0708	0,0417	+0,0042	-0,0283	-0,0558	-0,0783	-0,0958	-0,1083	-0,1153	-0,1183
	0,7	0,0613	0,0563	0,0404	+0,0125	-0,0200	-0,0475	-0,0700	-0,0875	-0,1000	-0,1075	-0,1100
	0,6	0,0450	0,0421	0,0329	+0,0164	-0,0087	-0,0362	-0,0587	-0,0762	-0,0887	-0,0962	-0,0987

Электрический расчет

Расчет осложняется тем, что параметры ρ и μ , определяющие поглощение мощности нагреваемым телом, зависят от температуры и кроме того, магнитная проницаемость μ является функцией напряженности магнитного поля H , также переменной по сечению нагреваемого тела. В общем случае процесс нагрева можно условно разделить на три части.

1. *Холодный режим.* В начальные моменты времени температуру по сечению тела можно считать одинаковой и, следовательно, $\rho = \text{const}$, а μ меняется от меньшего значения на поверхности, где сталь находится в состоянии магнитного насыщения, до максимального значения в центре тела.

2. *Промежуточный режим.* Температура поверхности тела близка к точке Кюри, ρ и μ — переменные величины.

3. *Горячий режим.* Поверхностный слой x_k перегрет выше точки Кюри. В остальной части сечения температура более низкая, постепенно падающая к центру тела. Переменными величинами являются ρ и μ , причем последняя меняется скачком на границе перегретого слоя.

В предельном случае, когда температура всего сечения выше точки Кюри, ρ и μ можно считать постоянными.

Очевидно, что горячий режим является наиболее общим случаем, при рассмотрении которого принимают следующие допущения:

1) существуют два резко разграниченных слоя, на границе которых относительная магнитная проницаемость меняется скачком от $\mu=1$ в пределах поверхностного слоя до $\mu=\mu_2$ на границе второго;

2) удельные сопротивления слоев постоянны и равны между собой;

3) магнитная проницаемость второго слоя μ_2 неизменна и зависит от напряженности магнитного поля (в свою очередь зависящей от удельной мощности, поглощаемой телом).

Наличие двух слоев в нагреваемом теле значительно меняет картину распределения плотности тока по сечению. Обычно при расчете вводят величину эффективной глубины проникновения тока, в пределах которой плотность тока принимают постоянной и равной

$$\xi = \Delta_k M,$$

где Δ_k — горячая глубина проникновения тока, м;

$$M = 1/(\sqrt{2} K \cos \varphi);$$

K — комплекс, учитывающий влияние второго неперегретого слоя;

φ — угол, на который напряженность магнитного поля отстает от напряженности электрического поля;

$$\cos \varphi = f(x_k / \Delta_k; m);$$

$$m = \frac{1 - \sqrt{\rho_2 \mu_2 / \rho_1 \mu_1}}{1 + \sqrt{\rho_2 \mu_2 / \rho_1 \mu_1}}.$$

Значения K , M , $\cos \varphi$ и $\sin \varphi$ приведены в табл. 62—65.

Относительная магнитная проницаемость второго слоя зависит от напряженности магнитного поля на границе раздела слоев. Отношение напряженности магнитного поля на поверхности H_{me} к напряженности поля на границе раздела слоев H_{mk} также зависит от параметров x_k / Δ_k и m , т. е.

$$N = \frac{H_{me}}{H_{mk}} = f\left(\frac{x_k}{\Delta_k}, m\right). \quad (196)$$

Значения N приведены в табл. 66.

Величина напряженности магнитного поля на поверхности образца зависит от удельной мощности, поглощаемой телом, т. е.

$$H_{me} = \sqrt{\frac{\rho_0 \cdot 10^9}{1,405 K \sqrt{I \cos \varphi}}} \text{ А/м.} \quad (197)$$

По соотношениям (196) и (197) мы можем найти напряженность поля на границе раздела слоев.

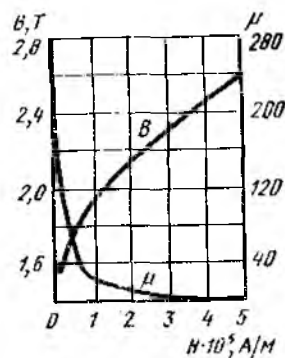


Рис. 73. Зависимость магнитной индукции B и относительной магнитной проницаемости μ от напряженности магнитного поля H (усредненные значения)

Для нахождения μ_2 необходимо еще иметь кривые намагничивания сталей $B = f(H)$. Для расчетов обычно используют усредненную кривую намагничивания, с небольшой погрешностью пригодную для большинства марок сталей. Зависимость B и μ от H_{mk} представлена на рис. 73.

Поскольку ρ_0 одновременно зависит от m и x_k / Δ_k , по найденному в тепловом расчете значению ρ_0 мы можем найти относительную магнитную проницаемость μ_2 только подбором, задаваясь конкретными значениями μ . В приближенных расчетах вели-

Таблица 62. Значения $K=f(x_k/\Delta_k)$ при $m=\text{const}$

$\frac{x_k}{\Delta_k}$	Значения K при m , равном						
	-0,3	-0,4	-0,5	-0,6	-0,7	-0,8	-1,0
0,0	1,856	2,334	3,000	4,0000	5,600	9,000	
0,1	1,636	1,930	2,320	2,810	3,661	4,660	7,080
0,2	1,446	1,644	1,858	2,123	2,418	2,750	3,540
0,3	1,312	1,443	1,575	1,709	1,855	2,026	2,360
0,4	1,204	1,281	1,361	1,441	1,525	1,611	1,773
0,5	1,121	1,168	1,215	1,258	1,304	1,345	1,405
0,6	1,061	1,086	1,111	1,132	1,172	1,182	1,227
0,7	1,022	1,031	1,041	1,050	1,057	1,067	1,082
0,8	0,994	0,993	0,992	0,992	0,991	0,991	0,992
0,9	0,976	0,970	0,963	0,957	0,952	0,944	0,930
1,0	0,967	0,955	0,946	0,936	0,925	0,916	0,892
1,1	0,962	0,948	0,937	0,925	0,912	0,902	0,877
1,2	0,961	0,946	0,935	0,922	0,911	0,901	0,877
1,3	0,962	0,950	0,939	0,928	0,916	0,908	0,882
1,4	0,968	0,956	0,945	0,934	0,924	0,915	0,892
1,5	0,972	0,962	0,953	0,943	0,934	0,926	0,908
1,57	0,975	0,967	0,958	0,949	0,942	0,934	0,919

Таблица 63. Значения $M=f(x_k/\Delta_k)$ при $m=\text{const}$

$\frac{x_k}{\Delta_k}$	Значения M при m , равном						
	-0,3	-0,4	-0,5	-0,6	-0,7	-0,8	-1,0
0,0	0,539	0,429	0,333	0,250	0,177	0,111	0,000
0,1	0,559	0,452	0,368	0,293	0,215	0,147	0,100
0,2	0,603	0,508	0,433	0,369	0,313	0,266	0,209
0,3	0,658	0,572	0,503	0,447	0,402	0,390	0,300
0,4	0,707	0,642	0,578	0,532	0,488	0,474	0,400
0,5	0,764	0,705	0,646	0,614	0,578	0,550	0,497
0,6	0,813	0,770	0,730	0,690	0,658	0,637	0,592
0,7	0,862	0,820	0,794	0,770	0,742	0,720	0,685
0,8	0,902	0,878	0,848	0,834	0,820	0,800	0,769
0,9	0,935	0,918	0,902	0,902	0,894	0,870	0,852
1,0	0,970	0,962	0,953	0,953	0,944	0,944	0,925

Таблица 64. Значения $\cos \varphi=f(x_k/\Delta_k)$ при $m=\text{const}$

$\frac{x_k}{\Delta_k}$	Значения $\cos \varphi$ при m , равном						
	-0,3	-0,4	-0,5	-0,6	-0,7	-0,8	-1,0
0,0	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707	1,000
0,1	0,776	0,800	0,830	0,861	0,897	0,937	1,000
0,2	0,812	0,845	0,877	0,909	0,841	0,967	1,000
0,3	0,827	0,860	0,895	0,925	0,951	0,973	0,998

$\frac{x_K}{\Delta_K}$	Значения $\cos \varphi$ при m , равном						
	-0,3	-0,4	-0,5	-0,6	-0,7	-0,8	-1,0
0,4	0,831	0,865	0,897	0,925	0,949	0,969	0,994
0,5	0,825	0,859	0,889	0,916	0,938	0,959	0,988
0,6	0,816	0,847	0,875	0,900	0,923	0,943	0,974
0,7	0,802	0,831	0,857	0,880	0,901	0,921	0,954
0,8	0,787	0,812	0,834	0,856	0,876	0,894	0,927
0,9	0,772	0,792	0,811	0,829	0,847	0,863	0,893
1,0	0,758	0,773	0,788	0,804	0,817	0,832	0,858
1,1	0,744	0,756	0,768	0,779	0,790	0,803	0,822
1,2	0,732	0,741	0,749	0,758	0,765	0,773	0,788
1,3	0,724	0,728	0,733	0,739	0,744	0,749	0,760
1,4	0,715	0,718	0,721	0,724	0,727	0,730	0,755
1,5	0,710	0,711	0,712	0,713	0,714	0,715	0,717
1,57	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707

Т а б л и ц а 65. Значения $\sin \varphi = f(x_K/\Delta_K)$ при $m = \text{const}$

$\frac{x_K}{\Delta_K}$	Значения $\sin \varphi$ при m , равном						
	-0,3	-0,4	-0,5	-0,6	-0,7	-0,8	-1,0
0,0	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707	0,000
0,1	0,630	0,597	0,558	0,509	0,442	0,350	0,006
0,2	0,584	0,535	0,480	0,416	0,341	0,255	0,029
0,3	0,562	0,511	0,446	0,381	0,309	0,231	0,059
0,4	0,556	0,502	0,443	0,381	0,315	0,248	0,107
0,5	0,565	0,512	0,458	0,401	0,347	0,285	0,155
0,6	0,578	0,532	0,485	0,436	0,384	0,334	0,227
0,7	0,597	0,557	0,516	0,475	0,433	0,390	0,302
0,8	0,617	0,584	0,552	0,518	0,484	0,448	0,374
0,9	0,636	0,611	0,585	0,559	0,532	0,505	0,450
1,0	0,653	0,635	0,615	0,596	0,576	0,556	0,514
1,1	0,667	0,655	0,641	0,627	0,613	0,596	0,569
1,2	0,681	0,671	0,661	0,653	0,644	0,634	0,615
1,3	0,689	0,685	0,680	0,674	0,668	0,663	0,651
1,4	0,699	0,696	0,693	0,689	0,686	0,683	0,678
1,5	0,704	0,703	0,702	0,701	0,700	0,699	0,697
1,57	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707	0,707

Т а б л и ц а 66. Значения $N = H_{me}/H_{mk} = f(x_K/\Delta_K)$ при $m = \text{const}$

$\frac{x_K}{\Delta_K}$	Значения N при m , равном						
	-0,3	-0,4	-0,5	-0,6	-0,7	-0,8	-1,0
0,0	1,000	1,000	1,000	1,0000	1,000	1,000	—
0,1	1,204	1,262	1,336	1,486	1,683	2,090	∞
0,2	1,426	1,546	1,715	1,983	2,414	3,340	∞

x_R/Δ_R	Значение N при m равном						
	-0,3	-0,4	-0,5	-0,6	-0,7	-0,8	-1,0
0,3	1,676	1,866	2,130	2,540	3,230	4,620	∞
0,4	1,943	2,134	2,565	3,110	4,040	5,930	∞
0,5	2,230	2,555	3,020	3,720	4,900	7,230	∞
0,6	2,530	2,920	3,480	4,320	5,720	8,580	∞
0,7	2,845	3,320	3,975	4,960	6,620	9,920	∞
0,8	3,190	3,730	4,480	5,620	7,520	11,320	∞
0,9	3,545	4,170	5,030	6,320	8,470	12,800	∞
1,0	3,960	4,650	5,600	7,040	9,460	14,260	∞
1,1	4,370	5,130	6,190	7,800	10,460	15,770	∞
1,2	4,840	5,690	6,680	8,630	11,600	17,500	∞
1,3	5,320	6,260	7,550	9,510	12,750	19,300	∞
1,4	5,880	6,900	8,320	10,460	14,050	21,200	∞
1,5	6,500	7,620	9,170	11,500	15,440	23,300	∞
1,57	7,070	8,260	9,970	12,500	16,760	25,200	∞

чину относительной магнитной проницаемости второго слоя можно принять равной $\mu_2=16$, что соответствует среднему значению этой величины в пределах используемых мощностей.

Расчет индуктора для поверхностного нагрева

Исходными данными для расчета служат глубина закаливаемого слоя x_k , диаметр изделия d_2 и найденные при тепловом расчете время нагрева τ и удельная мощность, передаваемая детали p_0 .

Оптимальная частота при поверхностном нагреве определяется из соотношения

$$f_{opt} = \frac{6,0 \cdot 10^{-2}}{x_k^2} \text{ Гц.} \quad (198)$$

Полученное оптимальное значение частоты округляем до ближайшего стандартного значения частоты существующих генераторов.

Целью расчета является определение диаметра индуктора d_1 и его ширины a_1 , напряжения на зажимах индуктора U_n , силы тока в индукторе I_n , коэффициента мощности индуктора $\cos \phi$, к. п. д. индуктора η_n , мощности, подводимой к индуктору P_n .

Обычно при расчете исходят из одновиткового индуктора, и если напряжение на индукторе задано, то определяют число витков.

1. Размеры индуктора принимают по заданным размерам детали:

$$d_1 = d_2 + 2h, \text{ м.}$$

Величину зазора h для деталей с $d_2 \leq 50$ мм принимают равной 2—3 мм, при $d_2 > 100$ мм величина $h = 5$ мм. Ширина индуктора при закалке всей поверхности

$$a_1 \approx a_2 - h, \text{ м;}$$

при закалке части поверхности

$$a_1 \approx 1,2a_2, \text{ м,}$$

где a_1 — ширина индуктора, м;

a_2 — ширина закаливаемого слоя, м;

a_2 — длина детали, м.

Если задана производительность установки, то

$$a = v\tau_n, \text{ м,}$$

где v — скорость подачи индуктора (детали), м/с;

τ_n — время нахождения элемента поверхности под индуктором, с.

Толщину стенки трубки для изготовления индуктора выбирают из условия

$$\delta_1 > 1,3\Delta_1,$$

где Δ_1 — глубина проникновения тока в медь, м.

2. Задаввшись тремя произвольными значениями μ_2 , находим относительную магнитную проницаемость второго слоя. По табл. 62, 64 и 66 находим соответствующие значения K , $\cos \varphi$, N и вычисляем H_{me} , H_{mk} по формулам (196) и (197).

Определив по рис. 73 соответствующие значения μ , мы можем сгруппировать данные следующим образом:

m	μ_2	K	N	$\cos \varphi_2$	H_{me}	H_{mk}	μ_2'
m_1	μ_{21}	K_1	N_1	$\cos \varphi_{21}$	H_{me1}	H_{mk1}	μ_{21}'
m_2	μ_{22}	K_2	N_2	$\cos \varphi_{22}$	H_{me2}	H_{mk2}	μ_{22}'
m_3	μ_{23}	K_3	N_3	$\cos \varphi_{23}$	H_{me3}	H_{mk3}	μ_{23}'

Истинное значение μ_2 определяем по точке пересечения кривых $\mu_2 = f(m)$ и $\mu_2' = f(m)$. По найденному значению μ_2 определяем истинное значение m и по табл. 62 и 64 находим K и $\cos \varphi_2$.

3. Расчетный диаметр детали определяем как

$$d'_2 \approx d_2 - \xi, \text{ м.}$$

При определении эффективной глубины проникновения тока используют соотношения

$$\xi = M\Delta_k; \quad \Delta_k = 0,503/\sqrt{f}.$$

Чтобы определить M из табл. 63, берем найденные в п. 2 значения μ_2 и m .

Использование понятия расчетного диаметра детали позволяет учесть отличие нагрева реальной цилиндрической заготовки от идеализированного нагрева плоского тела неограниченной толщины, для которого выведены расчетные формулы.

В нижеприведенных формулах введены поправочные коэффициенты k_1 и k_2 , позволяющие использовать формулы, полученные для бесконечно длинных индукторов, для реальных индукторов конечных размеров.

4. Коэффициент самоиндукции и реактивное сопротивление эквивалентного цилиндра находят по формулам:

$$\left. \begin{aligned} L_{20} &= \frac{\pi^2 d_2^2}{a_2} 10^{-7} \text{ Г}; \\ L_2 &= \frac{\pi^2 d_2^2}{a_2} k_2 \cdot 10^{-7} \text{ Г}; \\ x_{20} &= \omega L_{20}, \text{ Ом}; \\ x_2 &= \omega L_2, \text{ Ом}, \end{aligned} \right\} \quad (199)$$

где L_{20} и L_2 — коэффициенты самоиндукции бесконечно длинной цилиндрической детали и цилиндрической детали конечной длины, соответственно;

x_{20} и x_2 — реактивные сопротивления бесконечно длинной цилиндрической детали, представляемой в виде тонкостенного цилиндра диаметром d_2 , и цилиндрической детали конечной длины;

$\omega = 2\pi f$ — круговая частота.

Значения $k_2 = f(d_2/a_2)$ находим по таблице 67.

5. Сопротивление нагреваемого слоя детали находим по формулам:
активное

$$r_2 = 2,81 \cdot 10^{-6} \frac{\pi d_2}{a_2} K \sqrt{f} \cos \varphi_2, \text{ Ом}; \quad (200)$$

реактивное

$$X_{2M0} = 2,81 \cdot 10^{-6} \frac{\pi d_2'}{a_2} K V f \sin \varphi_2, \text{ Ом}; \quad (201)$$

$$X_{2M} = k_2 X_{2M0}.$$

6. При расчете параметров системы индуктор — деталь необходимо привести параметры детали к параметрам индуктора (или наоборот). Коэффициент приведения параметров равен

$$\rho^2 = \alpha \omega^2,$$

где α — поправочный коэффициент;

ω — число витков индуктора.

Т а б л и ц а 67. Значения поправочного коэффициента k для вычисления коэффициента самоиндукции L

d/a	k	d/a	k	d/a	k	d/a	k
0,00	1,0000	1,40	0,6115	3,60	0,3882	8,00	0,2366
0,05	0,9791	1,45	0,6031	3,70	0,3822	8,50	0,2272
0,10	0,9588	1,50	0,5950	3,80	0,3764	9,00	0,2185
0,15	0,9391	1,55	0,5871	3,90	0,3708	9,50	0,2106
0,20	0,9201	1,60	0,5795	4,00	0,3654	10,00	0,2033
0,25	0,9016	1,65	0,5721	4,10	0,3602	11,00	0,1903
0,30	0,8838	1,70	0,5649	4,20	0,3551	12,00	0,1790
0,35	0,8665	1,75	0,5579	4,30	0,3502	13,00	0,1695
0,40	0,8499	1,80	0,5511	4,40	0,3455	14,00	0,1605
0,45	0,8337	1,85	0,5444	4,50	0,3409	15,00	0,1527
0,50	0,8181	1,90	0,5379	4,60	0,3364	16,00	0,1457
0,55	0,8031	1,95	0,5316	4,70	0,3321	17,00	0,1394
0,60	0,7885	2,00	0,5255	4,80	0,3279	18,00	0,1336
0,65	0,7745	2,10	0,5137	4,90	0,3238	19,00	0,1284
0,70	0,7609	2,20	0,5025	5,00	0,3198	20,00	0,1236
0,75	0,7478	2,30	0,4918	5,20	0,3122	22,00	0,1151
0,80	0,7351	2,40	0,4816	5,40	0,3050	24,00	0,1079
0,85	0,7228	2,50	0,4719	5,60	0,2971	26,00	0,1015
0,90	0,7110	2,60	0,4626	5,80	0,2916	28,00	0,0959
0,95	0,6995	2,70	0,4537	6,00	0,2854	30,00	0,0910
1,00	0,6884	2,80	0,4452	6,20	0,2795	35,00	0,0808
1,05	0,6777	2,90	0,4370	6,40	0,2739	40,00	0,0722
1,10	0,6673	3,00	0,4292	6,60	0,2685	45,00	0,0664
1,15	0,6573	3,10	0,4217	6,80	0,2633	50,00	0,0611
1,20	0,6475	3,20	0,4145	7,00	0,2584	60,00	0,0528
1,25	0,6381	3,30	0,4075	7,20	0,2537	70,00	0,0467
1,30	0,6290	3,40	0,4008	7,40	0,2491	80,00	0,0419
1,35	0,6201	3,50	0,3944	7,60	0,2448	90,00	0,0381
				7,80	0,2406	100,00	0,0350

Поскольку мы проводим расчет для одновиткового индуктора, т. е. $\omega = 1$, то $p^2 = \alpha$.

Для индукторов с отношением $d_1/a_1 < 1$

$$\alpha = \frac{k_m^2}{k_1^2 + \left(\frac{r_2}{x_{20}}\right)^2}, \quad (202)$$

где $k_m = f\left(\frac{d_1}{a_1}; \frac{a_1}{a_2}\right)$ определяем по табл. 68.

7. Приведенные параметры нагреваемого слоя детали:

$$r'_2 = \alpha r_2; \quad x'_{2m} = \alpha x_{2m}; \quad x'_2 = \alpha x_2.$$

8. Сопротивление одновиткового индуктора; Ом:
активное

$$r_1 = r_{10} k_r,$$

$$\text{где } k_r = \frac{\delta_1}{\Delta_1} \sqrt{2} K \cos \varphi_2;$$

реактивное

$$x_1 = k_1 \left(\omega \frac{\pi^2 d_1^2}{a_1} 10^{-7} + r_{10} k_x \right),$$

где $k_1 = f(d_1/a_1)$ — находим из табл. 67.

$r_{10} = \rho_1 \frac{\pi d_1}{a_1 \delta_1}$ омическое сопротивление проводника толщиной δ_1 ;

$$k_x = \frac{\delta_1}{\Delta_1} \sqrt{2} K \sin \varphi_2;$$

Т а б л и ц а 68. Значение поправочного коэффициента k_m для вычисления коэффициента взаимной индукции

$\frac{d_1}{a_1}$	Коэффициент k_m при отношении a_1/a_2 , равном									
a_1	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,75	2,0	2,5
0,00	0,000	0,910	0,834	0,770	0,715	0,667	0,625	0,572	0,500	0,400
0,05	0,975	0,904	0,829	0,768	0,713	0,667	0,624	0,570	0,499	0,399
0,10	0,950	0,890	0,821	0,761	0,707	0,661	0,620	0,568	0,496	0,397
0,20	0,895	0,850	0,793	0,737	0,690	0,646	0,607	0,557	0,487	0,391
0,30	0,840	0,811	0,757	0,709	0,664	0,622	0,585	0,539	0,474	0,381
0,40	0,820	0,770	0,721	0,675	0,632	0,598	0,564	0,517	0,455	0,368
0,50	0,782	0,733	0,687	0,644	0,604	0,570	0,548	0,494	0,436	0,354
0,60	0,745	0,696	0,654	0,615	0,577	0,543	0,512	0,470	0,418	0,335
0,70	0,712	0,665	0,621	0,584	0,548	0,517	0,487	0,447	0,397	0,320
0,80	0,686	0,633	0,585	0,560	0,519	0,492	0,463	0,424	0,378	0,304
0,90	0,646	0,604	0,560	0,528	0,495	0,469	0,442	0,403	0,361	0,294
1,00	0,620	0,578	0,537	0,500	0,472	0,445	0,421	0,384	0,343	0,279

δ_1 — толщина стенки трубки индуктора, м;
 Δ_1 — глубина проникновения тока в медь, м;

$$d'_1 = d_1 + \Delta_1 \text{ при } \delta_1 > 1,5\Delta_1;$$

$$d'_1 = d_1 + \delta_1 \text{ при } \delta_1 < 1,5\Delta_1.$$

Значения k_r и k_x приведены на рис. 74.

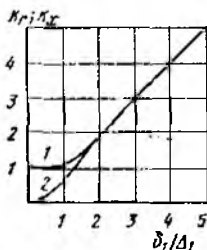


Рис. 74 Зависимость поправочных коэффициентов для вычисления активного и реактивного сопротивления при переменном токе от относительной толщины проводника: 1 — $k_r = f_1(\delta_1/\Delta_1)$; 2 — $k_x = f_2(\delta_1/\Delta_1)$

9. Эквивалентные сопротивления одновиткового индуктора, Ом;
 активное

$$r_3 = r_1 + r'_2;$$

реактивное

$$x_3 = x_1 - x'_2 + x'_{2м};$$

$$z_3 = \sqrt{x_3^2 + r_3^2}.$$

10. Мощность, поглощаемая деталью, кВт

$$P_r = \pi d_2 a_2 \rho_0.$$

11. Потеря тепла нагреваемой деталью происходит излучением и теплопроводностью (вследствие малого зазора между индуктором и деталью конвекцией можно пренебречь).

Потери тепла излучением

$$P_{\text{пот. изл.}} = \frac{C_a}{\frac{1}{\epsilon_{\text{изл}}} + \left(\frac{1}{\epsilon_{\text{ин}}} - 1 \right) \frac{F_{\text{изл}}}{F_{\text{ин}}}} \left[\left(\frac{T_{\text{изл}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{ин}}}{100} \right)^4 \right] F_{\text{изл}} \cdot 10^{-3}, \text{ кВт}, \quad (203)$$

где $\epsilon_{\text{изл}}$ — степень черноты изделия;
 $\epsilon_{\text{ин}}$ — степень черноты индуктора ($\epsilon_{\text{ин}} = 0,45$);
 $F_{\text{ин}}, F_{\text{изл}}$ — соответственно площадь поверхности индуктора и детали, м²;

$T_{\text{изл}} = 0,5(T_{\text{изл}}^{\text{кон}} + T_{\text{изл}}^{\text{нач}})$ — средняя температура поверхности детали, К.

$T_{\text{изл}}^{\text{нач}}, T_{\text{изл}}^{\text{кон}}$ — соответственно начальная и конечная температуры поверхности детали, К;

$T_{\text{ин}}$ — температура индуктора, К (обычно $T_{\text{ин}} \leq 55^\circ\text{C}$).

Потери тепла теплопроводностью

$$P_{\text{пот.тепл}} = 2\pi\lambda a_1 \cdot 10^{-3} \frac{T_{\text{изл}} - T_{\text{ин}}}{\ln \frac{d_1}{d_2}}, \text{ кВт}, \quad (204)$$

где λ — коэффициент теплопроводности воздуха, определяемый по приложению IV при $T=0,5(T_{\text{изл}} + T_{\text{ин}})$, Вт/(м·К);

a_1 — ширина индуктора, м.

Суммарная мощность

$$P_{\Sigma} = P_{\tau} + P_{\text{пот.изл}} + P_{\text{пот.тепл}}.$$

12. Сила тока в индукторе (одновитковом), А

$$I_{\text{н}} = \sqrt{\frac{P_{\Sigma} \cdot 10^3}{r_2}}. \quad (205)$$

13. Напряжение на одновитковом индукторе, В

$$U'_{\text{н}} = z_{\text{н}} I_{\text{н}}.$$

14. Для определения числа витков индуктора необходимо предварительно выбрать генератор, имеющий соответствующую частоту тока.

Для ориентировочных расчетов можно принять к. п. д. установки $\eta = 0,6$. Тогда забираемую индуктором мощность определим из соотношения

$$P = P_{\tau}/\eta.$$

По справочнику [5] выбираем тип преобразователя, из его паспортных данных заимствуем напряжение $U_{\text{н}}$.

Тогда число витков индуктора

$$w = U_{\text{н}}/U'_{\text{н}}.$$

Число витков обычно округляют в меньшую сторону, учитывая падение напряжения на подводящих проводах.

15. Для определения размеров индуктора будем исходить из следующих соображений.

Полученное число витков необходимо разместить по ширине индуктора a_1 с учетом того, что между витками необходимо оставить для изоляции зазор $\Delta_{\text{из}}$ такой толщины, что-

бы на каждый миллиметр его приходилось напряжение 10—40 В, т. е.

$$\Delta_{из} = \frac{U_{из} \cdot 10^{-3}}{(10 \div 40) \omega} \text{ м.}$$

Минимальная толщина $\Delta_{из. \min} = 1,5 \div 2,0 \text{ мм.}$

Когда изоляционный зазор $\Delta_{из}$ между витками выбран, определяем высоту витка h_v и коэффициент заполнения индуктора:

$$g = \frac{h_v}{h_v + \Delta_{из}} = \frac{h_v}{\tau_v},$$

где $\tau_v = a_1 / \omega$ — шаг витков индуктора; обычно $g = 0,7 \div 0,9$.

Толщина стенок трубки δ_1 была определена ранее (п. 1) из условия минимальных электрических потерь в индукторе $\delta_1 \geq 1,3 \Delta_1$. По ГОСТ 617—72 следует выбрать подходящую медную трубку.

16. Для замены расчетной схемы одновиткового индуктора схемой многовиткового пересчитывают сопротивление индуктора (в омах) с учетом коэффициента заполнения g :

$$r_{10} = \rho_1 \frac{\pi d_1^2}{a_1 \delta_1 g}.$$

Аналогичным образом вносят поправку в расчет x_1 и x_2 . Тогда

$$r_2 = \omega^2 (r_1 + r'_2);$$

$$x_2 = \omega^2 (x_1 - x'_2 + x'_{2м});$$

$$z_{11} = \sqrt{r_2^2 + x_2^2}.$$

Сила тока многовиткового индуктора А

$$I_{11} = I'_1 / \omega.$$

Напряжение на индукторе В

$$U_{11} = I_{11} z_{11}.$$

17. Активная мощность установки, кВт

$$P_a = I_{11}^2 r_2 = I_{11}^2 \omega^2 (r_1 + r'_2) \cdot 10^{-3},$$

складывается из активной мощности, выделяемой в детали,

$$P_{\Sigma} = I_{11}^2 \omega^2 r'_2 \cdot 10^{-3},$$

и потерь в индукторе

$$P_{н.а} = I_{11}^2 \omega^2 r_1 \cdot 10^{-3}.$$

18. Реактивная мощность установки, кВАр

$$P_p = I_n^2 x_s = I_n^2 \omega^2 (x_1 - x'_2 + x'_{2m}) \cdot 10^{-3}.$$

19. К. п. д. установки

$$\eta_s = P_r / P_a.$$

20. В индукционных нагревательных установках реактивная мощность достаточно велика, а, следовательно, $\cos \varphi = r_z / z_n$ весьма низок. Поэтому в установках такого типа обязательно предусматривают включение в электрическую цепь батареи конденсаторов, емкость которой выбирают из условий резонанса цепи печь — конденсаторы с частотой питающего тока.

Емкость конденсаторной батареи, необходимую для полной компенсации реактивной мощности P_p , находим из соотношения

$$P_{kp} = P_p = U_k^2 2\pi f C \cdot 10^{-3}, \text{ кВАр},$$

где P_{kp} — реактивная мощность батареи, кВАр;

U_k — напряжение на конденсаторах, В;

C — емкость батареи, Ф.

Отсюда

$$C = \frac{P_p \cdot 10^9}{2\pi f U_k^2}, \text{ мкФ}. \quad (206)$$

Тип конденсатора можно выбрать по справочнику [5].

Расчет охлаждения индуктора

Индуктор нагревается не только в результате того, что через него проходит электрический ток, но и вследствие тепловых потерь нагреваемого изделия. Полные потери тепла с водой, охлаждающей индуктор, равны сумме электрических и тепловых потерь:

$$P_{охл} = P_{пот.изл} + P_{пот.тепл} + P_{и.а.}, \text{ кВт},$$

где $P_{и.а.}$ — потери энергии в индукторе (п. 17);
 $P_{пот.изл}$, $P_{пот.тепл}$ — соответственно потери тепла вследствие излучения и теплопроводности (п. 11).

Требуемое количество воды

$$V_{охл} = \frac{P_{охл} \cdot 10^{-3}}{c_B (t_{вых} - t_{вх})}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (207)$$

где $t_{вых}$ — температура воды на выходе из индуктора, °С (желательно, чтобы $t_{вых} \leq 40 \div 50^\circ \text{С}$);

$t_{\text{вх}}$ — температура воды на входе в индуктор, °C (обычно $t_{\text{вх}} = 10 \div 20$ °C);

c_v — теплоемкость воды; $c_v = 4,187$ кДж/(кг·K).

Скорость движения воды в индукторе, м/с

$$\omega_v = V_{\text{охл}} / S_{\text{тр}}, \quad (208)$$

где $S_{\text{тр}}$ — площадь поперечного сечения трубки индуктора, м².

Скорость движения воды при определенном расходе $V_{\text{охл}}$ зависит от числа параллельно соединенных секций. Как показывает практика, при скорости движения воды больше 1,5 м/с потери напора в индукторе превышают допустимые, поэтому ориентировочно принимаем число секций равным $n_{\text{секц}} \geq \omega_v / 1,5$.

Необходимо убедиться, что условия теплопередачи обеспечивают отвод всего тепла потерь $P_{\text{охл}}$:

$$P_{\text{отв}} = \alpha_{\text{конв}} F_{\text{охл}} (t_{\text{ин}} - t_v) \cdot 10^{-3} \text{ кВт}, \quad (209)$$

где $\alpha_{\text{конв}}$ — коэффициент теплоотдачи конвекций, Вт/(м²·K);

$F_{\text{охл}}$ — поверхность теплоотдачи индуктора, м²;

$t_{\text{ин}} = t_1$ — температура трубки индуктора, °C;

$t_v = 0,5 (t_{\text{вх}} + t_{\text{вых}})$ — средняя температура воды, °C.

Поверхность охлаждения $F_{\text{охл}}$ следует считать не более 40—45 % внутренней поверхности трубки, так как ток циркулирует не по всей трубке, а только по части ее, обращенной к нагреваемому изделию:

$$F_{\text{охл}} = (0,4 \div 0,45) \pi d_{\text{тр}} \pi D_0 \omega \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{охл}} \approx 4 d_{\text{тр}} D_0 \omega \text{ м}^2,$$

где D_0 — диаметр витка индуктора, м;

ω — число витков.

В зависимости от режима течения воды коэффициент теплоотдачи конвекцией определяется так: при $Re > 10000$

$$Nu = 0,023 \left(1 + 3,54 \frac{d_{\text{тр}}}{D_0 + d_{\text{тр}}} \right) Pr_v^{0,43} Re^{0,8}, \quad (210)$$

при $2300 < Re < 10000$

$$Nu = K_0 Pr_v^{0,43} (Pr_v / Pr_n)^{0,25}, \quad (211)$$

где коэффициенты температуропроводности и кинематический коэффициент вязкости находим по табл. 69, а $K_0 = f(Re)$ — по рис. 75.

Таблица 69. Физические параметры воды

$t, ^\circ\text{C}$	$\lambda, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\nu, \text{м}^2/\text{с} \cdot 10^{-7}$	$\alpha, \text{м}^2/\text{с} \cdot 10^{-7}$	ρ
0	0,551	17,90	1,31	13,7
10	0,575	13,00	1,36	9,56
20	0,600	10,00	1,42	7,06
30	0,619	8,05	1,47	5,50
40	0,635	6,59	1,53	4,30
50	0,648	5,66	1,56	3,56
60	0,660	4,79	1,60	3,00
70	0,669	4,15	1,62	2,56
80	0,675	3,66	1,64	2,23
90	0,680	3,26	1,67	1,95

Вычислив количество тепла $P_{\text{отв}}$ фактически отводимого водой, мы можем сравнить эту величину с мощностью потерь $P_{\text{охл}}$. Если $P_{\text{отв}} < P_{\text{охл}}$, то необходимо увеличить количество охлаждающей воды, что связано с увеличением давления поступающей воды, и повторить расчет.

Для охлаждения индуктора чаще всего воду подводят из магистрали. В этом случае перепад давления на входе и выходе из него не должен превышать 202,6 кПа.

Перепад давления по длине трубки определяется по формуле, кПа

$$\Delta p = \left(\lambda_{\text{тр}} k_{\text{ш}} \frac{\pi D_{\text{н}}}{d_{\text{тр}0}} + \zeta_{\text{пов}} \right) \omega \frac{\rho \omega_{\text{н}}^2}{2}, \quad (212)$$

где $\lambda_{\text{тр}} = 0,316 / \sqrt[4]{\text{Re}}$ — коэффициент трения;

$k_{\text{ш}}$ — коэффициент, учитывающий шероховатость внутренней поверхности трубки ($k_{\text{ш}} = 1,8 \div 2,5$);

$\zeta_{\text{пов}}$ — коэффициент местных сопротивлений поворота потока в змеевике, определяемый по табл. 70.

Если $\Delta p > 202,6$ кПа, то следует увеличить число секций охлаждения. Необходимое число секций равно

$$n_{\text{оски}} = n_{\text{сещ}} \sqrt[3]{\Delta p / 202,6}.$$

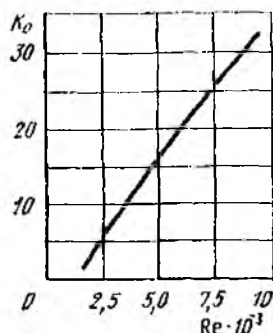


Рис. 75. График функции $K_0 = f(\text{Re})$

Таблица 70. Коэффициент местного сопротивления при повороте потока на 360°

$\frac{D_H}{d_{TP2}}$	Коэффициент ζ при Re, равном					
	3000	10000	50000	100000	250000	500000
8	0,400	0,270	0,184	0,161	0,1393	0,1273
10	0,391	0,264	0,180	0,1573	0,1362	0,1246
12	0,344	0,218	0,1485	0,1298	0,1124	0,1030
15	0,294	0,198	0,1350	0,1180	0,1024	0,0936
20	0,254	0,1715	0,1170	0,1023	0,0885	0,0812
25	0,205	0,1385	0,0945	0,0825	0,0715	0,0654
30	0,1715	0,1158	0,0789	0,0690	0,0597	0,0546
40	0,1435	0,0968	0,0660	0,0577	0,0500	0,0457
50	0,0980	0,0661	0,0451	0,0394	0,0342	0,0319

При изменении числа секций меняется ω_B и Re, от которых зависят почти все расчетные параметры. Если новые значения значительно отличаются от первоначально принятых, то следует уточнить расчет, повторив его с использованием новых значений.

Расчет индуктора для сквозного (глубинного) нагрева

Исходными данными являются диаметр заготовки d_2 , длина заготовки a_2 , производительность установки n_0 (заготовок/с) и найденные при тепловом расчете удельная мощность p_0 кВт/м² и время нагрева заготовки τ , с.

Цель расчета — найти диаметр индуктора d_1 и его ширину a_1 , напряжение U_H и силу тока I_H в индукторе, коэффициент мощности $\cos \varphi$ и к. п. д. индуктора η_H , мощность, подводенную к индуктору P_H и емкость конденсаторной батареи C .

Оптимальная частота при глубинном нагреве определяется из соотношения (Гц)

$$\frac{10^{-2}}{R_2^2} < f_{\text{опт}} < \frac{0,4}{R_2^2}.$$

Наибольшая величина глубины проникновения тока при глубинном нагреве соответствует случаю прогрева всего сечения до температур, превышающих точку Кюри (предельный случай горячего режима). Поэтому при выборе оптимальной частоты для данного случая надо принимать значения ρ и μ , соответствующие этим температурам. Для стали всех марок можно принять $\mu = 1$ и $\rho = 10^{-6}$ Ом·м.

Полученное значение частоты тока округляют до ближайшего стандартного значения частоты тока существующих генераторов.

Т а б л и ц а 71. Значения коэффициентов A и B

$d_2/\sqrt{2} \Delta_K$	A	B	$d_2/\sqrt{2} \Delta_K$	A	B
0,0	0,00	1,00	5,0	0,24	0,28
0,5	0,031	0,99	6,0	0,21	0,24
1,0	0,12	0,98	8,0	0,16	0,18
1,5	0,25	0,91	10,0	0,13	0,14
2,0	0,34	0,77	15,0	0,09	0,09
2,5	0,38	0,62	20,0	0,0707	0,0707
3,0	0,36	0,50	25,0	0,0565	0,0565
3,5	0,33	0,41	30,0	0,047	0,047
4,0	0,29	0,36	40,0	0,0353	0,353

Первоначально рассчитываем одновитковый индуктор.

1. Диаметр индуктора

$$d_1 = (1,6 \div 1,8) d_2, \text{ м.}$$

2. Длина индуктора:

для нагревателей периодического действия $a_1 = a_2 +$
 $+ (0,85 \div 1,5) d_1, \text{ м;}$

для нагревателей непрерывного действия $a_1 = n a_2 +$
 $+ (0,85 \div 1,5) d_1, \text{ м,}$

где $n = n_{0\text{тк}}$ — число деталей, одновременно находящихся в индукторе.

3. Коэффициент приведения параметров, учитывающий конечность размеров индуктора и детали

$$\alpha = k_m^2 / (k_m^2 + A^2),$$

где $k_m = f\left(\frac{d_1}{d_2}; \frac{a_1}{a_2}\right)$ определяем по табл. 68;

$k_2 = f(d_2/a_2)$ или $f(d_2/na_2)$ определяем по табл. 67;

$A = f(d_2/\sqrt{2}\Delta_K)$ — определяем по табл. 71.

4. Приведенные сопротивления нагреваемой детали, Ом:

активное

$$r_2 = \alpha r_2 = \alpha \rho_2 \frac{A d_2^2 \cdot 10^{-2}}{2 n a_2 \Delta_K^2};$$

реактивное

$$x_{20} = \omega \frac{\pi^2 d_2^2}{n a_2} \cdot 10^{-7};$$

$$x_2 = \alpha k_2 x_{20} (1 - B),$$

где $B = f(d_2/\sqrt{2}\Delta_K)$ находим по табл. 71.

5. Сопротивление индуктора, Ом:
активное

$$r_1 = r_{1n} k_r;$$

$$r_{1n} = \rho_1 \frac{\pi d_1'}{a_1 \delta_1 g};$$

для меди $\rho_1 = 2 \cdot 10^{-8}$ Ом·м; $d_1' = d_1 + \delta_1$ при $\delta_1 < 1,5 \Delta_1$;
 $d_1' = d_1 + \Delta_1$ при $\delta_1 > 1,5 \Delta_1$; $g = 0,7 - 0,9$ — коэффициент заполнения; k_r определяем по рис. 74.

Реактивное

$$x_1 = \omega \frac{\pi^2 d_1'^2}{a_1} k_1 \cdot 10^{-7} + r_{1n} k_x k_1;$$

k_1 — определяем по табл. 67; k_x — по рис. 74:

Эквивалентное реактивное

$$x_2 = x_1 - x_2';$$

эквивалентное активное

$$r_2 = r_1 + r_2';$$

полное эквивалентное

$$z_2 = \sqrt{x_2^2 + r_2^2}.$$

Дальнейший расчет выполняют так же, как и расчет индуктора для поверхностной закалки, начиная с п. 10.

Поскольку в процессе работы индукционного нагревателя электрические параметры сильно меняются, желательно выполнить промежуточные расчеты режима нагрева при $x_k = 0$ и нескольких отношениях x_k / Δ_k . Эти расчеты осуществляются по методике, приведенной на с. 320.

Далее методика расчета не отличается от методики расчета индуктора для поверхностного нагрева деталей.

§ 5. ПРИМЕРНЫЙ РАСЧЕТ ИНДУКЦИОННОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ ПОВЕРХНОСТНОГО НАГРЕВА

Рассчитать индукционную установку для нагрева под закалку валikov диаметром $d_2 = 50$ мм длиной $a_2 = 0,4$ м. Толщина закаливаемого слоя $x_k = 5$ мм. Конечная температура нагрева $t_{\text{кон изд}} = 850^\circ\text{C}$, начальная температура 20°C . Средняя теплоемкость материала изделия $c = 0,528$ кДж/

/ (кг·К), теплопроводность $\lambda = 35,2$ Вт/(м·К), плотность $\rho = 7800$ кг/м³.

Тепловой расчет

Принимаем температуру поверхности изделия равной

$$t_0 = t_{\kappa} + 150 = 850 + 150 = 1000^{\circ}\text{C}.$$

Используя формулу (198), находим оптимальную частоту тока

$$f_{\text{опт}} = \frac{6,0 \cdot 10^{-2}}{x_{\kappa}^2} = \frac{6,0 \cdot 10^{-2}}{(5,0 \cdot 10^{-3})^2} = 2400 \text{ Гц}.$$

Согласно данным справочника [5] выпускаемые промышленные машинные генераторы имеют рабочую частоту 2400—2700 Гц. Поэтому принимаем для нашего случая $f = 2500$ Гц. Тогда горячая глубина проникновения тока равна

$$\Delta_{\kappa} = 0,503/\sqrt{2500} = 1 \cdot 10^{-2} \text{ м}.$$

$$\text{и } x_{\kappa}/\Delta_{\kappa} = 5,0 \cdot 10^{-3}/1,0 \cdot 10^{-2} = 0,5.$$

Принимая ориентировочно величину магнитной проницаемости слоя, нагретого до температур ниже точки Кюри $\mu_2 = 16$, получим

$$m = \frac{1 - \sqrt{\mu_2}}{1 + \sqrt{\mu_2}} = \frac{1 - \sqrt{16}}{1 + \sqrt{16}} = -0,6.$$

По табл. 63 находим значение $M = 0,614$. Отсюда

$$\xi = 1 \cdot 10^{-2} \cdot 0,614 = 0,614 \cdot 10^{-2} \text{ м};$$

$$\alpha = 1 - \xi/R_2 = 1 - 0,614 \cdot 10^{-2}/2,5 \cdot 10^{-2} = 0,755;$$

$$\beta_{\kappa} = 1 - x_{\kappa}/R_2 = 1 - 0,5 \cdot 10^{-2}/2,5 \cdot 10^{-2} = 0,8.$$

Задаемся значением $Fo = 0,05$. Тогда из табл. 61 определяем

$$S(0,755; 1; 0,05) = 0,0424; S(0,755; 0,8; 0,05) = 0,0213.$$

Следовательно

$$\frac{t_0}{t_{\kappa}} = \frac{0,05 + 0,0424}{0,05 + 0,0213} = 1,292.$$

В нашем случае

$$t_0/t_{\kappa} = 1000/850 = 1,175.$$

Следовательно, надо задаться большим временем нагрева. Принимаем $Fo=0,15$. По табл. 61 определяем $S(0,755; 1; 0,15)=0,0643$; $S(0,755; 0,8; 0,15)=0,0366$.

$$\frac{t_0}{t_k} = \frac{0,15 + 0,0643}{0,15 + 0,0366} = 1,160.$$

Полученное значение достаточно близко к заданному. Определив значение коэффициента температуропроводности

$$a = \lambda/c\rho = 35,2/(0,528 \cdot 10^3 \cdot 7800) = 8,55 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с},$$

находим время нагрева изделия до требуемой температуры

$$\tau = \frac{FoR_2^2}{a} = \frac{0,15 (2,5 \cdot 10^{-2})^2}{8,55 \cdot 10^{-6}} = 10,8 \text{ с} \approx 11 \text{ с}.$$

Удельная мощность

$$p_0 = \frac{35,2 \cdot 1000 \cdot 10^{-3}}{5 \cdot 10^{-2} \cdot (0,15 + 0,0643)} = 32,7 \cdot 10^2 \text{ кВт/м}^2$$

С учетом утечки тепла в осевом направлении

$$p'_0 = 1,25 p_0 = 1,25 \cdot 32,7 \cdot 10^2 = 41,0 \cdot 10^2 \text{ кВт/м}^2.$$

Электрический расчет

1. Принимая величину зазора h между индуктором и деталью равной 2—3 мм, находим диаметр индуктора

$$d_1 = d_2 + 2h = 50 + 2 \cdot 3 = 56 \text{ мм} = 5,6 \cdot 10^{-2} \text{ м}.$$

Ширина индуктора

$$a_1 = a_2 - h = 400 - 3 = 397 \text{ мм} = 0,397 \text{ м}.$$

Толщину стенки трубки для изготовления индуктора определяем из условия минимума потерь $\delta_1 \geq 1,3 \Delta_1$, где Δ_1 — глубина проникновения тока в медь. Так как для меди при 50 °С величина $\rho_n = 2 \cdot 10^{-8} \text{ Ом} \cdot \text{м}$, то

$$\Delta_1 = 503 \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{-8}}{2500}} = 0,142 \cdot 10^{-2} \text{ м}.$$

Отсюда

$$\delta_1 = 1,3 \cdot 0,142 \cdot 10^{-2} = 0,182 \cdot 10^{-2} \text{ м} = 1,82 \text{ мм}.$$

2. Принимаем толщину стенки трубки $\delta_1 = 2 \text{ мм}$ и находим относительную магнитную проницаемость второго, неперегретого выше точки Кюри, слоя. Напряженность маг-

нитного поля на поверхности детали [формула (197)]

$$H_{me} = \sqrt{\frac{\rho_0 \cdot 10^9}{1,405 K \sqrt{f \cos \varphi}}} \text{ А/м.}$$

Задаемся тремя значениями m , например $-0,3$; $-0,5$; $-0,8$ и по табл. 62, 64 и 66 находим величины K , $\cos \varphi$ и N , затем вычисляем три значения H_{me} и H_{mk}/N с учетом того, что χ_k/Δ_k в рассматриваемом случае равно 0,5.

а) $m = -0,3$;

$K = 1,121$; $\cos \varphi = 0,825$; $N = 2,230$

$$H_{me} = \sqrt{\frac{41 \cdot 10^2 \cdot 10^9}{1,405 \cdot 1,121 \sqrt{2500 \cdot 0,825}}} = 2,51 \cdot 10^6 \text{ А/м}$$

$$H_{mk} = 1,125 \cdot 10^6 \text{ А/м.}$$

Из рис. 73 находим

$$\mu_2' = 15; \mu_2 = \left(\frac{1-m}{1+m} \right)^2 = \left(\frac{1-(0,3)}{1+(0,3)} \right)^2 = 3,45.$$

б) $m = -0,5$;

$K = 1,215$; $\cos \varphi = 0,889$; $N = 3,020$;

$$H_{me} = \sqrt{\frac{41 \cdot 0 \cdot 10^2 \cdot 10^9}{1,405 \cdot 1,215 \cdot 50 \cdot 0,889}} = 2,32 \cdot 10^5 \text{ А/м}$$

$$H_{mk} = 0,707 \cdot 10^5 \text{ А/м}; \mu_2' = 23; \mu_2 = 9,0$$

в) $m = -0,8$;

$K = 1,345$; $\cos \varphi = 0,959$; $N = 7,230$;

$$H_{me} = \sqrt{\frac{41 \cdot 0 \cdot 10^2 \cdot 10^9}{1,405 \cdot 1,345 \cdot 50 \cdot 0,959}} = 2,13 \cdot 10^5 \text{ А/м};$$

$$H_{mk} = 0,295 \cdot 10^5 \text{ А/м}; \mu_2' = 54; \mu_2 = 81,0.$$

3. Истинное значение μ_2 определим как точку пересечения двух кривых $\mu_2 = f(m)$ и $\mu_2' = f(m)$. Для этого сведем все полученные значения в таблицу:

m	μ_2	K	N	$\cos \varphi$	H_{me} А/м	H_{mk} А/м	μ_2'
-0,3	3,45	1,061	2,530	0,816	$2,59 \cdot 10^6$	$1,025 \cdot 10^6$	16
-0,5	9,00	1,111	3,480	0,875	$2,45 \cdot 10^6$	$0,770 \cdot 10^6$	23
-0,8	81,00	1,345	7,230	0,959	$2,13 \cdot 10^6$	$0,295 \cdot 10^6$	54

и построим кривые, представленные на рис. 76. Точка пересечения кривых соответствует $\mu_2 = 48$ и $m = -0,76$. Полученному значению соответствуют $K = 1,32$; $\cos \varphi = 0,95$; $\sin \varphi = 0,315$.

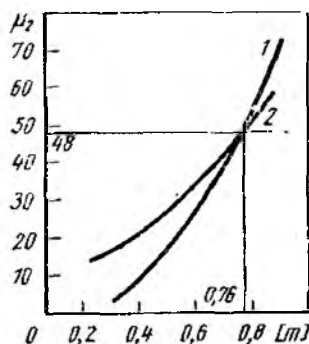


Рис. 76. Определение магнитной проницаемости μ_2 второго слоя (пересечено выше точки Кюри)

При расчете удельной мощности и времени нагрева изделия ориентировочно было принято значение $\mu_2 = 16$ и $m = -0,6$. Легко убедиться, что вновь полученным значениям μ_2 и m соответствуют величины

$$M = 0,564; \quad \xi = 1 \cdot 10^{-2} \cdot 0,564 = 0,564 \cdot 10^{-2} \text{ м} = 5,64 \text{ мм.}$$

$$\alpha = 1 - \frac{0,564 \cdot 10^{-2}}{2,5 \cdot 10^{-2}} = 0,774; \quad \beta_K = 0,8.$$

При $Fo = 0,15$ $S(0,774; 1; 0,15) = 0,065$;

$S(0,774; 0,8; 0,15) = 0,0367$.

$$\frac{t_0}{t_K} = \frac{0,15 + 0,065}{0,15 + 0,0367} = 1,165;$$

$$p_0 = \frac{35,2 \cdot 1000 \cdot 10^{-3}}{5 \cdot 10^{-20,15} + 0,065} = 32,8 \cdot 10^2 \text{ кВт/м}^2;$$

$$p_0 = 1,25 \cdot 32,8 \cdot 10^2 = 41,05 \cdot 10^2 \text{ кВт/м}^2.$$

Уточненное значение p'_0 практически не отличается от полученного ранее и пересчитывать значения μ_2 и m не нужно.

3. Расчетный диаметр детали

$$d'_2 = d_2 - \xi = 50 - 5,64 = 44,36 \text{ мм} = 4,436 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$$

4. Коэффициент самоиндукции [формула (199)]

$$L_{20} = \frac{3,14^2 \cdot (5 \cdot 10^{-2})^2}{0,4} \cdot 10^{-7} = 6,15 \cdot 10^{-9} \text{ Г};$$

$$L_2 = k_2 L_{20} = 0,949 \cdot 6,15 \cdot 10^{-9} = 5,84 \cdot 10^{-9} \text{ Г};$$

$k_2 = f(d_2/a_2)$ находим по табл. 67. При $d_2/a_2 = 5 \cdot 10^{-2}/0,4 = 0,125$ величина $k_2 = 0,949$.

Реактивное сопротивление детали равно

$$x_{20} = 2\pi f L_{20} = 2 \cdot 3,14 \cdot 2500 \cdot 6,15 \cdot 10^{-9} = 9,65 \cdot 10^{-5} \text{ Ом};$$

$$x_2 = 2\pi f L_2 = 2 \cdot 3,14 \cdot 2500 \cdot 5,84 \cdot 10^{-9} = 9,15 \cdot 10^{-5} \text{ Ом.}$$

5. Сопротивление нагреваемого слоя детали: активное [формула (200)]

$$r_2 = 2,81 \cdot 10^{-6} \frac{3,14 \cdot 4,436 \cdot 10^{-2}}{0,4} = 1,32 \sqrt{2500} \cdot 0,95 =$$

$$= 6,16 \cdot 10^{-5} \text{ Ом};$$

реактивное [формула (201)]

$$x_{2\text{мo}} = 2,81 \cdot 10^{-6} \frac{3,14 \cdot 4,436 \cdot 10^{-2}}{0,4} = 1,32 \sqrt{2500} \cdot 0,315 =$$

$$= 2,03 \cdot 10^{-5} \text{ Ом};$$

$$x_{2\text{м}} = k_2 x_{2\text{мo}} = 0,949 \cdot 2,03 \cdot 10^{-5} = 1,92 \cdot 10^{-5} \text{ Ом}.$$

6. Коэффициент приведения параметров [формула (202)]

$$\alpha = \frac{0,935^2}{0,949^2 + \left(\frac{6,16 \cdot 10^{-5}}{9,65 \cdot 10^{-5}} \right)^2} = 0,670$$

По табл. 68 при $d_1/a_1 = 5,6 \cdot 10^{-2}/0,397 = 0,14$ $a_1/a_2 = 0,397/0,4 = 1,0$ находим $k_m = 0,935$.

7. Приведенные параметры нагреваемого слоя детали

$$r'_2 = 0,670 \cdot 6,16 \cdot 10^{-5} = 4,14 \cdot 10^{-5} \text{ Ом};$$

$$x'_{2\text{м}} = 0,670 \cdot 1,92 \cdot 10^{-5} = 1,29 \cdot 10^{-5} \text{ Ом};$$

$$x_2 = 0,670 \cdot 9,15 \cdot 10^{-5} = 6,14 \cdot 10^{-5} \text{ Ом}.$$

8. Сопротивления одновиткового индуктора:
активное

$$r_1 = r_{1\text{н}} k_r, \text{ Ом}.$$

Согласно рис. 74 относительной толщине проводника индуктора $\delta_1/\Delta_1 = 1,41$, соответствует $k_r = 1,4$ и $k_x = 1,25$.

$$r_{1\text{н}} = \rho_1 \frac{\pi d_1}{a_1 \delta_1} = 2 \cdot 10^{-8} \frac{3,14 \cdot (5,6 + 0,2) \cdot 10^{-2}}{0,397 \cdot 0,2 \cdot 10^{-2}} = 3,48 \cdot 10^{-6} \text{ Ом};$$

$$r_1 = 3,48 \cdot 10^{-6} \cdot 1,4 = 4,46 \cdot 10^{-6} \text{ Ом}.$$

реактивное

$$x_1 = k_1 \left(2\pi f \frac{\pi^2 d_1^2}{a_1} 10^{-7} + r_{1\text{н}} k_x \right) \text{ Ом}.$$

Согласно табл. 67 значению $d_1/a_1 = 5,6 \cdot 10^{-2}/0,397 = 0,141$ соответствует $k_1 = 0,945$. Тогда

$$x_1 = 0,945 \left[2 \cdot 3,14 \cdot 2500 \frac{3,14^2 (5,6 \cdot 10^{-2})^2}{0,397} 10^{-7} + \right. \\ \left. + 3,48 \cdot 10^{-6} \cdot 1,25 \right] = 12,0 \cdot 10^{-5} \text{ Ом}.$$

9. Эквивалентное сопротивление одновиткового индуктора:

активное

$$r_3 = r_1 + r_2' = 0,446 \cdot 10^{-5} + 4,14 \cdot 10^{-5} = 4,586 \cdot 10^{-5} \text{ Ом};$$

реактивное

$$x_3 = x_1 - x_2' + x_{2m}' = 12,0 \cdot 10^{-5} - 6,14 \cdot 10^{-5} + 1,29 \cdot 10^{-5} = 7,15 \cdot 10^{-5} \text{ Ом};$$

полное

$$r_3 = \sqrt{x_3^2 + r_3^2} = 10^{-5} \sqrt{7,15^2 + 4,586^2} = 8,50 \cdot 10^{-5} \text{ Ом}.$$

10. Мощность, поглощаемая деталью

$$P_T = \pi d_2 a_2 p_0 = 3,14 \cdot 5 \cdot 10^{-2} \cdot 0,4 \cdot 41,05 \cdot 10^3 = 257 \text{ кВт}.$$

11. Потери тепла излучением [формула (203)]

$$P_{\text{пот.изл}} = \frac{5,7}{0,8 + \left(\frac{1}{0,45} - 1 \right) \frac{6,28 \cdot 10^{-2}}{6,97 \cdot 10^{-2}}} \left[\left(\frac{708}{100} \right)^4 - \left(\frac{323}{100} \right)^4 \right] 6,28 \cdot 10^{-2} \cdot 10^{-3} = 0,372 \text{ кВт}$$

Здесь принято:

$$\begin{aligned} \epsilon_{\text{изл}} &= 0,8; \epsilon_{\text{ин}} = 0,45; T_{\text{изл}} = 0,5 (T_{\text{изл}}^{\text{нач}} + T_{\text{изл}}^{\text{кон}}) = \\ &= 0,5 (293 + 1123) = 708 \text{ К}; T_{\text{ин}} = 323 \text{ К}; F_{\text{изл}} = \pi d_2 a_2 = \\ &= 3,14 \cdot 5 \cdot 10^{-2} \cdot 0,4 = 6,28 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2; \\ F_{\text{ин}} &= \pi d_1 a_1 = 3,14 \cdot 5,6 \cdot 10^{-2} \cdot 0,397 = 6,97 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2. \end{aligned}$$

Потери тепла теплопроводностью определяем по формуле (204).

При средней температуре воздуха $T_{\text{воз}} = 0,5 (T_{\text{изл}} + T_{\text{ин}}) = 0,5 (708 + 323) = 515,5 \text{ К}$
коэффициент теплопроводности воздуха согласно приложению IV равен $\lambda_{\text{воз}} = 4,2 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$. Тогда

$$P_{\text{пот.тепл.}} = 2 \cdot 3,14 \cdot 4,2 \cdot 10^{-2} \cdot 0,4 \cdot 10^{-3} \frac{708 - 323}{\ln \frac{5,6 \cdot 10^{-2}}{5,0 \cdot 10^{-2}}} = 0,354 \text{ кВт}$$

Суммарная мощность

$$P_{\Sigma} = 257 + 0,372 + 0,354 = 257,726 \text{ кВт}$$

12. Сила тока в одновитковом индукторе [формула (205)]

$$I_n = \sqrt{\frac{257,726 \cdot 10^3}{4,14 \cdot 10^{-5}}} = 7,90 \cdot 10^4 \text{ А}$$

13. Напряжение в одновитковом индукторе

$$U_n = z_3 I_n = 8,50 \cdot 10^{-5} \cdot 7,90 \cdot 10^4 \text{ В} = 6,76 \text{ В}$$

14. Принимая ориентировочно к. п. д. установки равным $\eta = 0,6$, находим забираемую индуктором мощность

$$P = P_z / \eta = 257,726 / 0,6 = 426 \text{ кВт}$$

По справочнику [5] выбираем преобразователь повышенной частоты ВГО—500—2500, который при отдаваемой мощности 500 кВт имеет частоту 2500 Гц и напряжение 1500/750 В.

Необходимое число витков индуктора в этом случае равно

$$\omega = U_r / U_n = 750 / 6,76 = 111.$$

15. При выбранном напряжении на индукторе величина зазора между витками

$$\Delta_{из} = \frac{U_n \cdot 10^{-3}}{(10 \div 40) \omega} = \frac{750 \cdot 10^{-3}}{15 \cdot 111} = 0,455 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Принимаем минимально допустимую величину зазора $\Delta_{из} = 1,5 \text{ мм}$. Даже при минимально допустимой величине зазора между витками индуктора разместить 111 витков на длине 0,4 м невозможно.

Поэтому зададимся числом витков $\omega_1 = 50$. Необходимое напряжение на зажимах индуктора будет равно

$$U_n' = U_r / \omega = 750 / 50 = 15 \text{ В.}$$

Учитывая падение напряжения в контактах и токопроводе, принимаем $U_n'' = 25 \text{ В}$. Коэффициент трансформации понизительного трансформатора при питании его напряжением генератора $U_1 = 750 \text{ В}$

$$k_{тр} = 750 / 25 = 30.$$

Ранее мы нашли толщину стенки медной трубки, и используемой для изготовления индуктора $\delta_1 = 2 \text{ мм}$. Шаг индуктора равен

$$\tau_n = a_1 / \omega = 0,397 / 50 = 8 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 8 \text{ мм.}$$

Принимая изоляционный зазор между витками минимально допустимым $\Delta_{из} = 2,0$ мм, находим высоту витка $h_v = 6,0$ мм. Индуктор проектируем из профилированной трубки. Внешний периметр трубки равен

$$P_{тр} = 26,0 + 12,8 = 37,6 \text{ мм.}$$

Такой периметр имеет трубка круглого сечения диаметром

$$d_{тр} = \frac{P_{тр}}{\pi} = \frac{37,6}{3,14} = 12 \text{ мм}$$

По сортаменту тянутых и холоднокатаных труб выбираем трубку диаметром 12 мм с толщиной стенки 2 мм. Коэффициент заполнения индуктора равен

$$g = h_a / \tau_b = 6,0 / 8,0 = 0,75,$$

что находится в допустимых пределах.

16. Так как сопротивление реального многовиткового индуктора отличается от сопротивления одновиткового индуктора, необходимо внести поправку в расчет сопротивления индуктора. С учетом коэффициента заполнения $g = 0,75$

$$r_{10} = \rho_l \frac{\pi d_1'}{a_1 \delta_l g} = 2 \cdot 10^{-8} \frac{3,14 \cdot (5,6 + 0,2) \cdot 10^{-2}}{0,397 \cdot 0,2 \cdot 10^{-2} \cdot 0,75} =$$

$$= 4,64 \cdot 10^{-6} \text{ Ом;}$$

$$r_1 = 4,64 \cdot 10^{-6} \cdot 1,4 = 6,5 \cdot 10^{-6} \text{ Ом.}$$

Реактивное сопротивление

$$x_1 = 0,945 \left[2 \cdot 3,14 \cdot 2500 \frac{3,14^2 (5,6 \cdot 10^{-2})^2}{0,397} 10^{-7} + \right.$$

$$\left. + 4,64 \cdot 10^{-6} \cdot 1,25 \right] = 12,3 \cdot 10^{-5} \text{ Ом.}$$

Сопротивление многовиткового индуктора:
активное

$$r_g = \omega^2 (r_1 + r_2') = 50^2 (0,65 \cdot 10^{-5} + 4,14 \cdot 10^{-5}) =$$

$$= 12,0 \cdot 10^{-2} \text{ Ом;}$$

реактивное

$$x_g = \omega^2 (x_1 - x_2' + x_{2м}) = 50^2 (12,3 \cdot 10^{-5} - 6,14 \cdot 10^{-5} +$$

$$+ 1,29 \cdot 10^{-5}) = 18,85 \cdot 10^{-2} \text{ Ом;}$$

полное

$$z_3 = \sqrt{(12,0 \cdot 10^{-2})^2 + (18,85 \cdot 10^{-2})^2} = 22,4 \cdot 10^{-2} \text{ Ом.}$$

Сила тока многовиткового индуктора

$$I_{\text{и}} = I'_{\text{и}}/\omega = 79000/50 = 1580 \text{ А.}$$

17. Активная мощность установки с многовитковым индуктором

$$P_{\text{в}} = I_{\text{и}}^2 r_3 \cdot 10^{-3} = (1,58 \cdot 10^3)^2 \cdot 12,0 \cdot 10^{-2} \cdot 10^{-3} = 298,3 \text{ кВт}$$

складывается из активной мощности, выделяемой в детали (с учетом потерь)

$$P_{\Sigma} = 257,726 \text{ кВт}$$

и потерь в многовитковом индукторе

$$P_{\text{и.а}} = I_{\text{и}}^2 \omega^2 r_1 \cdot 10^{-3} = (1,58 \cdot 10^3)^2 50^2 \cdot 6,5 \times \\ \times 10^{-6} \cdot 10^{-3} = 40,55 \text{ кВт.}$$

18. Реактивная мощность установки с многовитковым индуктором

$$P_{\text{р}} = I_{\text{и}}^2 x_3 \cdot 10^{-3} = (1,58 \cdot 10^3)^2 \cdot 18,85 \cdot 10^{-2} \cdot 10^{-3} = 470 \text{ кВАр.}$$

19. К. п. д. установки:

$$\text{тепловой } \eta_{\text{т}} = P_{\text{т}}/P_{\Sigma} = 257/257,726 = 0,99;$$

$$\text{электрический } \eta_{\text{эл}} = P_{\Sigma}/P_{\text{в}} = 257,726/298,3 = 0,86;$$

$$\text{полный } \eta = \eta_{\text{т}} \eta_{\text{эл}} = 0,99 \cdot 0,86 = 0,85.$$

Полученное значение полного к. п. д. не ниже принятого значения при выборе генератора, т. е. мощность выбранного генератора достаточна для питания установки.

20. Емкость конденсаторной батареи, необходимой для компенсации реактивной мощности [формула (206)]

$$C = \frac{470 \cdot 10^9}{2 \cdot 3,14 \cdot 2500 \cdot 750^2} = 0,531 \cdot 10^2 \text{ Ф} = 59,1 \text{ мкФ.}$$

По справочнику [5] выбираем конденсатор типа ЭВМ — 375-2,5, имеющий суммарную емкость 56,7 мкф, напряжение 375/750 В и частоту 2500 Гц.

Расчет охлаждения индуктора

Полная мощность, отводимая охлаждающей водой, равна

$$P_{\text{охл}} = P_{\text{пот.изч}} + P_{\text{пот.тепл}} + P_{\text{и.а}} = 0,372 + 0,354 + \\ + 40,55 = 41,276 \text{ кВт.}$$

Требуемое количество воды [формула (207)]

$$V = \frac{P_{\text{охл}} \cdot 10^{-3}}{c_p(t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}})} = \frac{41,276 \cdot 10^{-3}}{4,187(50 - 10)} = 0,246 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Скорость движения воды в индукторе [формула (208)]

$$w_{\text{и}} = \frac{4 \cdot 4,3 \cdot 10^{-3}}{4,187(8 \cdot 10^{-3})^2} = 4,9 \text{ м/с}.$$

Ориентировочно находим число секций

$$n_{\text{секц}} = w_{\text{в}}/1,5 = 4,9/1,5 = 3,26 \approx 4 \text{ секции}.$$

Скорость воды в каждой секции

$$w_{\text{секц}} = w_{\text{в}}/n_{\text{секц}} = 4,9/4 = 1,225 \text{ м/с}.$$

Проверяем условия отвода тепла водой [формула (209)]

Учитывая, что при средней температуре воды $\bar{t} = 0,5(50 + 10) = 30^\circ\text{C}$ кинематический коэффициент вязкости воды (табл. 69) равен $\nu_{\text{в}} = 8,05 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$, а эквивалентный диаметр $d_{\text{тр.эк}}$ принятой нами для изготовления индуктора трубки

$$d_{\text{тр.эк}} = \frac{4S_{\text{тр}}}{\Pi_{\text{тр}}} = \frac{4 \cdot 3,14 \cdot (8 \cdot 10^{-3})^2}{4 \cdot 2(2 + 8,8) \cdot 10^{-3}} = 9,3 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

вычислим число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{1,225 \cdot 9,3 \cdot 10^{-3}}{8,05 \cdot 10^{-7}} = 14200.$$

Используя формулу (210), находим

$$\text{Nu} = 0,023 \left(1 + 3,54 \frac{9,3 \cdot 10^{-3}}{56 \cdot 10^{-3} + 9,3 \cdot 10^{-3}} \right) 5,5^{0,43} 14200^{0,8} = 158,0.$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией в трубке индуктора равен

$$\alpha_{\text{конв}} = \text{Nu} \cdot \lambda_{\text{в}}/d_{\text{тр.эк}} = 158 \cdot 0,619/9,3 \cdot 10^{-3} = 10500 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}.$$

Количество тепла фактически отводимого водой [формула (209)]

$$P_{\text{отв}} = 10500 \cdot 0,104(50 - 30) 10^{-3} = 21,8 \text{ кВт}.$$

$$\text{Здесь } F_{\text{охл}} \approx 4d_{\text{тр.эк}}D_{\text{и}}w = 4 \cdot 9,3 \cdot 10^{-3} \cdot 56 \cdot 10^{-3} \cdot 50 = 0,104 \text{ м}^2$$

Поскольку фактически отводимое количество тепла значительно ниже полной мощности, которую нужно отвести, т. е. $P_{отв} < P_{охл}$, необходимо увеличить расход охлаждающей жидкости. Примем скорость движения воды в индукторе равной $w_{секц} = 3$ м/с. Число секций в этом случае равно

$$n_{секц} = 4,9/3 = 1,63 \simeq 2 \text{ секции.}$$

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{3,0 \cdot 9,3 \cdot 10^{-3}}{8,05 \cdot 10^{-7}} = 34600;$$

число Нуссельта

$$Nu = 0,023 \left(1 + 3,54 \frac{9,3 \cdot 10^{-3}}{56 \cdot 10^{-3} + 9,3 \cdot 10^{-3}} \right) 5,5^{0,43} \times \\ \times 34600^{0,8} = 308;$$

коэффициент теплоотдачи конвекцией

$$\alpha_{конв} = 308 \cdot 0,619/9,3 \cdot 10^{-3} = 20500 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Количество тепла, фактически отводимого водой:

$$P_{отв} = 20500 \cdot 0,104 (50 - 30) \cdot 10^{-3} = 42,6 \text{ кВт.}$$

Таким образом, при скорости движения воды $w_{секц} = 3$ м/с величина $P_{отв} > P_{охл}$. Принимаем, что охлаждение индуктора осуществляется водой из магистрали и находим перепад давления на входе и выходе индуктора [формула (212)]

$$\Delta p = \left(\frac{0,316}{\sqrt[4]{34600}} 2,0 \frac{3,14 \cdot 56 \cdot 10^{-3}}{9,3 \cdot 10^{-3}} + 0,21 \right) 50 \frac{3,0^2}{2} = \\ = 243,5 \text{ кПа.}$$

Значение $\xi_{пов} = 0,2$ найдено по табл. 70.

Полученное значение Δp несколько превышает критическое значение 202,6 кПа, необходимо уточнить число секций

$$n_{секц} = n_{секц} \sqrt[3]{\frac{\Delta p}{202,6}} = 1,63 \sqrt[3]{\frac{243,5}{202,6}} = 1,73.$$

Таким образом, поскольку принято число секций равное 2, то перерасчет производить не надо.

Приложение I. Средние теплоемкости, кДж/(м³·К) воздуха и газов при различных температурах

Температура, К (°C)	CO ₂	N ₂	O ₂	H ₂ O	Безвод- ный	CO	H ₂	H ₂ S	CH ₄
273 (0)	1,6204	1,2927	1,3076	1,4914	1,3009	1,3012	1,2777	1,5156	1,5558
373 (100)	1,7200	1,3013	1,3193	1,5019	1,3051	1,3021	1,2896	1,5407	1,6539
473 (200)	1,8079	1,3030	1,3369	1,5174	1,3097	1,3105	1,2979	1,5742	1,7669
573 (300)	1,8808	1,3080	1,3583	1,5379	1,3181	1,3231	1,3021	1,6077	1,8925
673 (400)	1,9436	1,3172	1,3796	1,5592	1,3302	1,3315	1,3021	1,6454	2,0223
773 (500)	2,0453	1,3294	1,4005	1,5831	1,3440	1,3440	1,3063	1,6832	2,1437
873 (600)	2,0592	1,3419	1,4152	1,6078	1,3583	1,3607	1,3105	1,7208	2,2693
973 (700)	2,1077	1,3553	1,4370	1,6338	1,3725	1,3733	1,3147	1,7585	2,3824
1073 (800)	2,1517	1,3683	1,4523	1,6601	1,3821	1,3901	1,3189	1,7962	2,4954
1173 (900)	2,1915	1,3817	1,4663	1,6865	1,3933	1,4026	1,3230	1,8297	2,5959
1273 (1000)	2,2266	1,3938	1,4801	1,7133	1,4118	1,4152	1,3273	1,8632	2,6964
1373 (1100)	2,2593	1,4056	1,4935	1,7397	1,4236	1,4278	1,3365	1,8925	2,7843
1473 (1200)	2,2886	1,4065	1,5065	1,7657	1,4347	1,4403	1,3440	1,9218	2,8723
1573 (1300)	2,3158	1,4290	1,5123	1,7908	1,4453	1,4487	1,3524	1,9469	—
1673 (1400)	2,3405	1,4374	1,5220	1,8151	1,4550	1,4613	1,3608	1,9721	—
1773 (1500)	2,3636	1,4470	1,5312	1,8389	1,4642	1,4696	1,3691	1,9972	—
1873 (1600)	2,3849	1,4554	1,5400	1,8619	1,4730	1,4780	1,3775	—	—
1973 (1700)	2,4042	1,4625	1,5483	1,8841	1,4809	1,4864	1,3859	—	—
2073 (1800)	2,4226	1,4705	1,5559	1,9055	1,4889	1,4947	1,3942	—	—
2173 (1900)	2,4393	1,4780	1,5638	1,9252	1,4960	1,4990	1,3983	—	—
2273 (2000)	2,4552	1,4851	1,5714	1,9449	1,5031	1,5073	1,4067	—	—
2373 (2100)	2,4699	1,4914	1,5743	1,9633	1,5094	1,5115	1,4151	—	—
2473 (2200)	2,4837	1,4981	1,5851	1,9813	1,5174	1,5198	1,4235	—	—
2573 (2300)	2,4971	1,5031	1,5923	1,9984	1,5200	1,5241	1,4318	—	—
2673 (2400)	2,5097	1,5085	1,5990	2,0148	1,5274	1,5284	1,4360	—	—
2773 (2500)	2,5214	1,5144	1,6057	2,0307	1,5341	1,5366	1,4445	—	—

Приложение II. Энтальпия, кДж/м³, воздуха и газов при различных температурах и постоянном давлении 101,3 кПа

Температура, K (°C)	CO₂	N₂	O₂	H₂O	Воздух сухой	CO	H₂	H₂S	CH₄
373 (100)	172,00	130,13	131,93	150,18	130,51	130,21	128,96	154,08	165,39
473 (200)	361,67	260,60	267,38	303,47	261,94	262,10	259,59	314,86	353,38
573 (300)	564,24	392,41	407,48	461,36	395,42	395,67	390,65	482,34	567,75
673 (400)	777,44	526,89	551,85	623,69	532,08	532,59	520,86	658,19	808,93
773 (500)	1001,78	664,58	703,17	791,55	672,01	672,01	653,17	841,59	984,78
873 (600)	1236,76	805,06	851,64	964,68	814,96	816,46	786,41	1032,51	1071,84
973 (700)	1475,41	940,36	1005,24	1143,64	960,75	961,33	920,30	1230,98	1667,68
1073 (800)	1718,95	1094,65	1162,32	1328,11	1109,05	1112,06	1055,12	1436,98	1996,36
1173 (900)	1972,43	1243,55	1319,67	1517,87	1259,36	1262,38	1190,78	1646,75	2336,35
1273 (1000)	2226,75	1393,86	1480,11	1713,32	1411,86	1415,20	1327,28	1863,21	2696,43
1373 (1100)	2485,34	1546,14	1641,02	1913,67	1565,94	1570,54	1469,22	2081,77	3062,79
1473 (1200)	2746,44	1699,76	1802,76	2118,78	1721,36	1728,39	1612,83	2306,20	3446,74
1573 (1300)	3010,58	1857,74	1968,05	2328,01	1879,27	1883,31	1758,12	2531,04	—
1673 (1400)	3276,75	2012,36	2129,93	2540,25	2036,87	2045,76	1905,08	2760,91	—
1773 (1500)	3545,34	2170,55	2296,78	2758,39	2196,19	2200,26	2011,85	2995,80	—
1873 (1600)	3815,86	2328,65	2463,97	2979,13	2356,68	2364,82	2204,04	—	—
1973 (1700)	4087,10	2486,28	2632,09	3203,05	2517,60	2526,85	2356,02	—	—
2073 (1800)	4360,67	2646,74	2800,48	3429,90	2680,01	2690,56	2509,69	—	—
2173 (1900)	4634,76	2808,22	2971,30	3657,85	2841,43	2848,00	2657,07	—	—
2273 (2000)	4910,51	2970,25	3142,76	3889,72	3006,26	3014,64	2813,66	—	—
2373 (2100)	5186,81	3131,96	3314,85	4121,79	3169,77	3174,16	2971,93	—	—
2473 (2200)	5464,20	3295,84	3487,44	4358,83	3338,21	3343,73	3131,88	—	—
2573 (2300)	5746,39	3457,20	3662,33	4485,34	3500,54	3505,36	3293,49	—	—
2673 (2400)	6023,25	3620,58	3837,64	4724,37	3665,80	3666,82	3456,79	—	—
2773 (2500)	6303,53	3786,09	4014,29	5076,74	3835,29	3840,58	3620,76	—	—

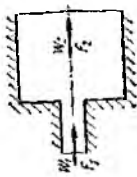
Приложение III. Физические параметры дыма при давлении 101,3 кПа (13 % CO₂; 11 % H₂O; 76 % N₂)

Температура, К (°C)	c_p^* , кДж/(м ³ ·К)	$\lambda \times 10^3$, Вт/(м·К)	$\alpha \times 10^4$, м ² /с, ($\times 10^3$, м ² /ч)	ρ , кг/м ³	$\nu \times 10^6$, м ² /с	Pr
273 (0)	1,041	2,28	0,169 (6,08)	1,295	12,20	0,72
373 (100)	1,068	3,02	0,308 (11,10)	0,950	21,54	0,69
473 (200)	1,096	4,02	0,489 (17,60)	0,748	32,80	0,87
573 (300)	1,121	4,85	0,698 (25,16)	0,617	45,81	0,66
673 (400)	1,150	5,71	0,941 (33,94)	0,525	60,38	0,84
773 (500)	1,183	6,56	1,210 (43,61)	0,457	76,30	0,68
873 (600)	1,212	7,44	1,510 (54,32)	0,405	93,61	0,61
973 (700)	1,239	8,29	1,840 (66,17)	0,363	112,10	0,61
1073 (800)	1,262	9,16	2,200 (79,09)	0,3295	131,80	0,61
1173 (900)	1,289	10,005	2,580 (92,87)	0,301	152,50	0,51
1273 (1000)	1,305	10,09	3,014 (109,21)	0,275	174,30	0,51
1373 (1100)	1,321	11,75	3,460 (124,37)	0,257	197,10	0,57
1473 (1200)	1,339	12,62	3,920 (141,27)	0,240	221,00	0,56

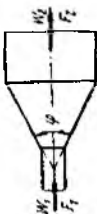
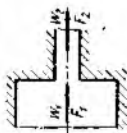
Приложение IV. Физические параметры сухого воздуха при давлении 101,3 кПа

Температура, К (°C)	ρ , кг/м ³	$\lambda \times 10^3$, Вт/(м·К)	$\alpha \times 10^4$, м ² /с, ($\times 10^3$, м ² /ч)	$\nu \times 10^6$, м ² /с	Pr
273 (0)	1,293	2,44	0,188 (6,77)	13,28	0,707
323 (50)	1,093	2,83	0,258 (9,26)	17,95	0,698
373 (100)	0,946	3,22	0,337 (12,11)	23,13	0,688
423 (150)	0,846	3,58	0,425 (15,30)	28,99	0,684
473 (200)	0,746	3,93	0,514 (18,49)	34,85	0,680
523 (250)	0,674	4,27	0,610 (21,96)	40,61	0,677
573 (300)	0,615	4,61	0,715 (25,76)	48,33	0,674
623 (350)	0,566	4,90	0,819 (29,47)	55,46	0,676
673 (400)	0,524	5,22	0,930 (33,52)	63,09	0,678
773 (500)	0,456	5,75	1,155 (41,51)	79,38	0,687
873 (600)	0,404	6,23	1,384 (49,78)	96,89	0,699
973 (700)	0,362	6,71	1,635 (58,82)	115,40	0,706
1073 (800)	0,329	7,18	1,885 (67,95)	134,80	0,713
1173 (900)	0,301	7,64	2,163 (77,84)	155,10	0,717
1273 (1000)	0,277	8,06	2,461 (88,53)	177,10	0,719
1373 (1100)	0,257	8,50	2,762 (99,45)	199,30	0,722
1473 (1200)	0,239	9,16	3,165 (113,94)	223,70	0,724

Приложение V. Коэффициенты местных сопротивлений

Номер п/п	Схема	Коэффициент сопротивления	Примечание
1.	Вход в канал 	$\zeta = 0,5$	ζ отнесен к w
2.	Внезапное расширение 	$\zeta = \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right)^2$	ζ отнесен к w_1

1) продолжение

Flow m/n	Схема	Коэффициент сопротивления	Примечание																																			
3.		$\zeta = \eta \left(1 - \frac{F_1}{F_2} \right)^2$ <table> <tr> <td>φ</td><td>10</td><td>20</td><td>30</td><td>40</td><td>50</td><td>60</td><td>120</td><td>180</td></tr> <tr> <td>η</td><td>0,2</td><td>0,4</td><td>0,65</td><td>0,9</td><td>1,1</td><td>1,13</td><td>1,08</td><td>1,03</td></tr> </table>	φ	10	20	30	40	50	60	120	180	η	0,2	0,4	0,65	0,9	1,1	1,13	1,08	1,03	ζ отнесен к w_1																	
φ	10	20	30	40	50	60	120	180																														
η	0,2	0,4	0,65	0,9	1,1	1,13	1,08	1,03																														
4.		$\zeta = f(F_1/F_2)$ <table> <tr> <td>F_1/F_2</td><td>0,1</td><td>0,2</td><td>0,3</td><td>0,4</td><td>0,5</td><td>0,6</td><td>0,7</td><td>0,8</td><td>0,9</td></tr> <tr> <td>ζ</td><td>0,5</td><td>0,46</td><td>0,42</td><td>0,37</td><td>0,32</td><td>0,26</td><td>0,2</td><td>0,13</td><td>0,06</td></tr> </table>	F_1/F_2	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	ζ	0,5	0,46	0,42	0,37	0,32	0,26	0,2	0,13	0,06	ζ отнесен к w_1															
F_1/F_2	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9																													
ζ	0,5	0,46	0,42	0,37	0,32	0,26	0,2	0,13	0,06																													
5.		$\zeta = C(1 - F_2/F_1)$ <table> <tr> <td>φ</td><td>20</td><td>40</td><td>60</td><td>80</td><td>120</td><td>180</td></tr> <tr> <td>C</td><td>0,05</td><td>0,45</td><td>0,41</td><td>0,40</td><td>0,40</td><td>0,43</td></tr> <tr> <td>при l/d</td><td>0,1</td><td>0,32</td><td>0,20</td><td>0,19</td><td>0,23</td><td>0,32</td></tr> <tr> <td></td><td>0,6</td><td>0,20</td><td>0,10</td><td>0,13</td><td>0,17</td><td>0,29</td></tr> <tr> <td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td>0,5</td></tr> </table>	φ	20	40	60	80	120	180	C	0,05	0,45	0,41	0,40	0,40	0,43	при l/d	0,1	0,32	0,20	0,19	0,23	0,32		0,6	0,20	0,10	0,13	0,17	0,29							0,5	ζ отнесен к w_2
φ	20	40	60	80	120	180																																
C	0,05	0,45	0,41	0,40	0,40	0,43																																
при l/d	0,1	0,32	0,20	0,19	0,23	0,32																																
	0,6	0,20	0,10	0,13	0,17	0,29																																
						0,5																																

6. Колено круглого или прямоугольного сечения



$$\zeta = A \cdot B \cdot C$$

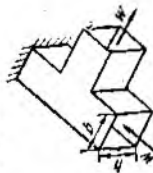
φ	20	40	60	80	90	120	180
A	3,0	2,0	1,5	1,25	1,25	1,25	1,25
B	0,1	0,2	0,4	0,8	1,0	1,9	3,0

ζ отнесен к ω

Для круглых и квадратных колен $C=1$

h/b 0,5 1,0 2,0 4,0 6,0 8,0
 C 1,1 1,0 0,9 0,8 0,75 0,7

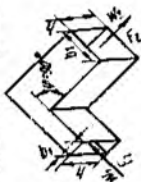
7. Колено с нишей



$$\zeta = 1,2\zeta', \text{ где } \zeta' \text{ — из № 6}$$

ζ отнесен к ω

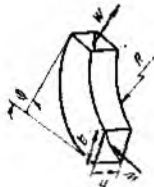
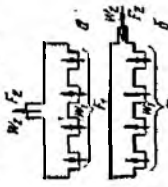
8. Колено прямоугольного сечения ($\varphi=90^\circ$) с расширением или сужением



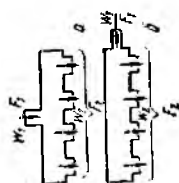
$$\zeta = f(h/b_1; b_2/b_1)$$

b_2/b_1	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
ζ при h/b_1	0,25	1,8	1,4	1,22	1,19	1,1	1,1	1,1
	1,0	1,8	1,35	1,15	1,05	0,95	0,9	0,85
	4,0	1,4	1,1	0,95	0,85	0,8	0,75	0,7
	5,0	1,4	1,0	0,8	0,7	0,65	0,6	0,55
								0,5

ζ отнесен к ω

Flowp n/n	Схема	Коэффициент сопротивления	Примечание																																				
9.	Колено с закругленными краями 	$\zeta = A \cdot B \cdot C$ <table><tr><th>φ</th><th>40</th><th>80</th><th>90</th><th>120</th><th>160</th></tr><tr><td>A</td><td>0,55</td><td>0,85</td><td>1,0</td><td>1,2</td><td>1,3</td></tr><tr><td>R/d</td><td>0,1</td><td>0,2</td><td>0,3</td><td>0,4</td><td>0,5</td></tr><tr><td>B</td><td>0,7</td><td>0,4</td><td>0,3</td><td>0,25</td><td>0,22</td></tr><tr><td>h/b</td><td>0,5</td><td>1,0</td><td>2,0</td><td>4,0</td><td>6,0</td></tr><tr><td>C</td><td>1,2</td><td>1,0</td><td>0,85</td><td>0,9</td><td>0,95</td></tr></table>	φ	40	80	90	120	160	A	0,55	0,85	1,0	1,2	1,3	R/d	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	B	0,7	0,4	0,3	0,25	0,22	h/b	0,5	1,0	2,0	4,0	6,0	C	1,2	1,0	0,85	0,9	0,95	ζ отнесен к φ d — приведенный диаметр
φ	40	80	90	120	160																																		
A	0,55	0,85	1,0	1,2	1,3																																		
R/d	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5																																		
B	0,7	0,4	0,3	0,25	0,22																																		
h/b	0,5	1,0	2,0	4,0	6,0																																		
C	1,2	1,0	0,85	0,9	0,95																																		
10.	Собирающий короб 	$\zeta = (F_1/F_2)$ <table><tr><td>F_1/F_2</td><td>0,5</td><td>1,0</td><td>1,5</td><td>2,0</td><td>2,5</td><td>3,0</td></tr><tr><td>ζ (рис. а)</td><td>1,25</td><td>1,60</td><td>2,25</td><td>3,0</td><td>4,25</td><td>5,5</td></tr><tr><td>ζ (рис. б)</td><td>1,25</td><td>1,9</td><td>2,8</td><td>4,0</td><td>5,5</td><td>7,0</td></tr></table>	F_1/F_2	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	ζ (рис. а)	1,25	1,60	2,25	3,0	4,25	5,5	ζ (рис. б)	1,25	1,9	2,8	4,0	5,5	7,0	ζ отнесен к φ_1															
F_1/F_2	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0																																	
ζ (рис. а)	1,25	1,60	2,25	3,0	4,25	5,5																																	
ζ (рис. б)	1,25	1,9	2,8	4,0	5,5	7,0																																	

Раздающий короб



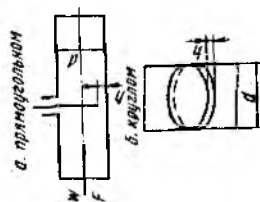
11.

$$\zeta = f(F_1/F_2)$$

F_1/F_2	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
ζ (рис. а)	1,0	1,5	2,25	3,5	5,0	6,0
ζ (рис. б)	см. № 10					

ζ отнесен к ω_1

Шибер в канале

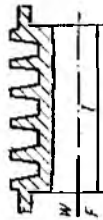


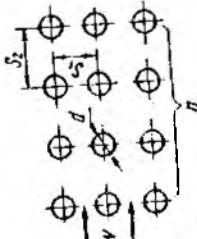
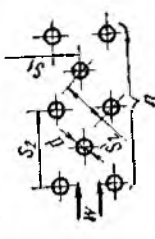
12.

$$\zeta = f(h/d)$$

h/d	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
ζ (рис. а)	40	8,0	2,0	0,4	0
ζ (рис. б)	30	4,0	1,0	0,2	0

ζ отнесен к ω

Полоса п/п	Схема	Коэффициент сопротивления	Примечание										
13.	Внутренняя поверхность игольчатых труб 	$\zeta = f(l)$ <table><tr><td>l, мм</td><td>880</td><td>1135</td><td>1385</td><td>1640</td></tr><tr><td>ζ</td><td>1,6</td><td>1,9</td><td>2,1</td><td>2,4</td></tr></table>	l , мм	880	1135	1385	1640	ζ	1,6	1,9	2,1	2,4	ζ отнесен к ω
l , мм	880	1135	1385	1640									
ζ	1,6	1,9	2,1	2,4									
	Пучок игольчатых труб	$\zeta = \zeta'(h+m)$ <table><tr><td>Тип труб</td><td>17,5</td><td>28</td><td>Без игл</td></tr><tr><td>ζ'</td><td>0,253</td><td>0,49</td><td>0,066</td></tr></table> h — число рядов труб в направления движения газов; m — число секций (ходов) рекуператора; 17,5; 28 — расстояние между иглами, мм.	Тип труб	17,5	28	Без игл	ζ'	0,253	0,49	0,066	ζ отнесен к скорости в пучке		
Тип труб	17,5	28	Без игл										
ζ'	0,253	0,49	0,066										

14. Коридорный пучок труб 	$\zeta = \frac{\zeta'}{n}$ Рис. V-1, см. с. 354	ζ — отнесен к действительной скорости
15. Шахматный пучок труб 	$\Delta p = C_c C_d \Delta p_{TP} (n+1)$ Рис. V-2, см. с. 354	w — действительная скорость потока
16. Трубчатый керамический рекуператор 	$\zeta = f(n)$ Рис. V-3, см. с. 355	

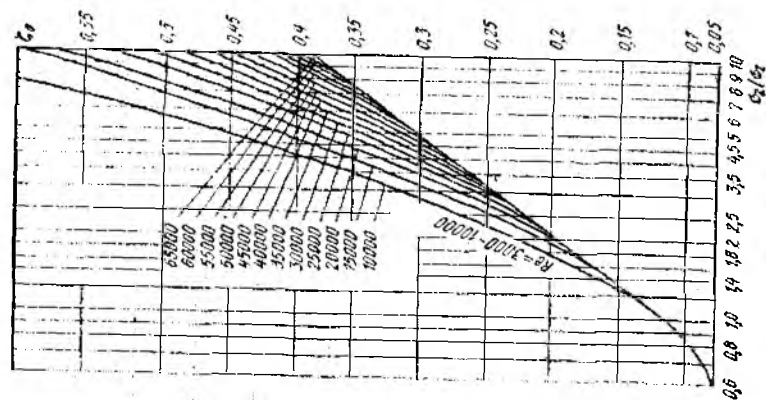


Рис. V-1

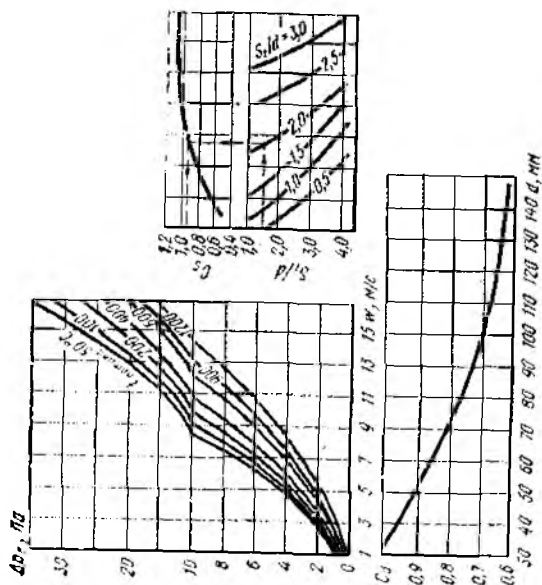


Рис. V-2

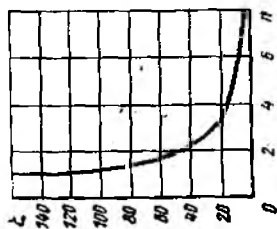


Рис. V-3

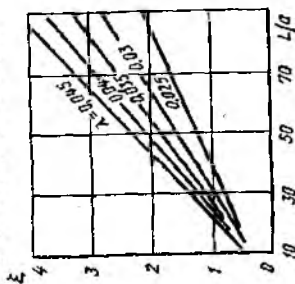
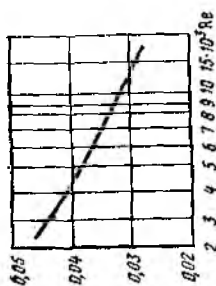


Рис. V-4

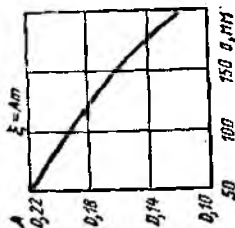


Рис. V-5

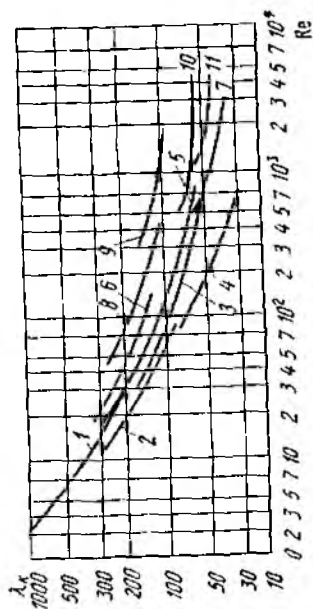
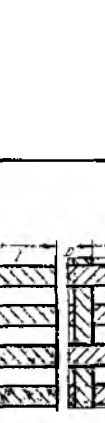
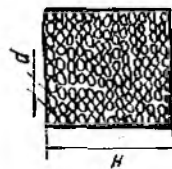


Рис. V-6

Поперечный размер	Схема	•	Коэффициент сопротивления	Примечание
17.	Регенеративная насадка типа Каупера 		$\xi = f(\lambda)$ Рис. V-4, см. с. 355	ξ отнесен к скорости в насадке
18.	Регенеративная насадка Сименса 		$\xi = A m$ Рис. V-5, см. с. 355	m — число рядов насадки



$$\Delta p = \lambda_K \frac{H}{d} \frac{\rho_0 w_0^2}{2} \frac{T}{T_0}$$

Рис. V-6, см. с. 355

1 — антрацит, $d_K = 1,5$ мм; 2 — то же, $d_K = 2,5$ мм; 3 — то же, $d_K = 10$ мм; 4 — сланец, $d_K = 9,5$ мм; 5 — железная руда; 6 — уголь ПЖ, $d_K = 15$ мм; 7 — агломерат из пещи; 8 — уголь; 9 — известковый микет; 10 — агломерат с лентой; 11 — кокс

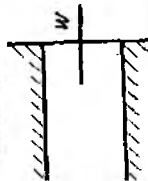
20. Вход в систему каналов



Квадратные отверстия $\zeta = 2,0 \div 2,5$;
 круглые отверстия $\zeta = 2,5 \div 3,5$;
 прямоугольные отверстия $\zeta = 1,5 \div 2,0$

 ζ отнесен к w

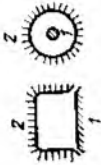
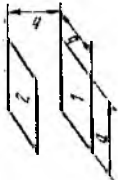
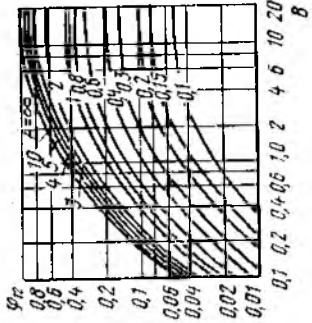
21. Выход из канала

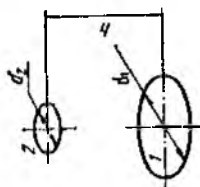
 $\zeta = 1,0$ ζ отнесен к w

Наименование материала	$t, ^\circ\text{C}$	ϵ	Наименование материала	$t, ^\circ\text{C}$	ϵ
<i>Огнеупорные материалы</i>					
Двазасовый кирпич	1100	0,8-0,85	Одннкованное листовое железо окисленное	25	0,276
Шамотный кирпич глазурированный	1000	0,75	Платина	1100	0,17
Шамот	1330	0,59	Ртуть чистая	100	0,12
Магнезитовый кирпич	1500	0,39	Свинц. окисленный при 200 °C	200	0,63
Силикатный кирпич	1230	0,66	Свинц. неокисленный	200	0,07
Карборунд	1400	0,85	Стальное литье полированное	1000	0,55
Силиманитовый кирпич	1500	0,29	Сталь листовая блестящая	50	0,6
<i>Металлы</i>					
Алюминий полированный	570	0,057	Сталь, окисленная при 600 °C	1100	0,6
Алюминий шероховатый	25	0,057	Сталь окисленная шероховатая	600	0,79
Алюминий окисленный	600	0,19	Сталь нержавеющая после прокатки	370	0,97
Вольфрам	2230	0,31	Сталь мягкая расплавленная	700	0,45
	230	0,053	Сталь хромоникелевая	1800	0,28
Железо электролитное полированное	200	0,06	Серебро полированное	500	0,35
Железо сварочное полированное	300	0,28	Хромоникель	370	0,03
Железо окисленное	500	0,8	Цинк окисленный	1035	0,76
Латунь полированная	1100	0,9	Цугун окисленный	400	0,11
Латунь прокатанная	300	0,03	Цугун полированный	200	0,21
Латунь, окисленная при 600 °C	22	0,06	Цугун, окисленный при 600 °C	200	0,67
Латунь тусклая	350	0,22	Чугунное литье	600	0,78
Медь полированная	115	0,033	Чугун сильно окисленный	500	0,8
Медь, окисленная при 600 °C	600	0,35	Чугун расплавленный	1000	0,95
Медь, сильно окисленная	25	0,78	Прочие материалы	250	0,95
Медь расплавленная	1220	0,12	Асбестовая бумага	370	0,95
Никель полированный	300	0,03	Асбестовый картон	24	0,96
Никель, окисленный при 600 °C	600	0,11	Гипс	20	0,85
Никелевая проволока	1000	0,156	Штукатурка известковая	50	0,91
Олово луженое, листовое	25	0,05	Кварц плавленый шероховатый	22	0,93
Одннкованное листовое железо (блестящее)	25	0,238	Уголь омыленный	600	0,8
			Угольная нить	1400	0,58
			Алюминиевая краска	300	0,35

Приложение VII. Значения $\theta = \left(\frac{T}{100}\right)^4$ в зависимости от температуры

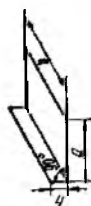
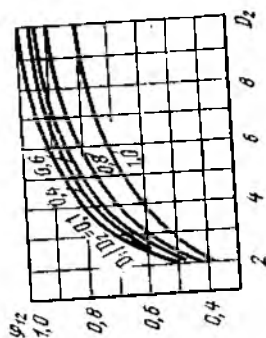
$t, ^\circ\text{C}$	θ	$t, ^\circ\text{C}$	θ
0	56	620	6360
10	64	640	6950
20	74	660	7580
30	84	680	8250
40	96	700	8965
50	109	720	9725
60	123	740	10530
70	138	760	11390
80	155	780	12290
90	174	800	13260
100	194	820	14270
120	239	840	15350
140	291	860	16480
160	352	880	17670
180	421	900	18930
200	501	920	20260
220	591	940	21650
240	693	960	23110
260	807	980	24650
280	935	1000	26620
300	1078	1050	30640
320	1234	1100	35540
340	1412	1150	41000
360	1606	1200	47080
380	1820	1250	53800
400	2050	1300	61220
420	2305	1350	69390
440	2585	1400	78340
460	2885	1450	88130
480	3215	1500	98820
500	3570	1550	110450
520	3955	1600	123070
540	4370	1650	136750
560	4815	1700	151530
580	5295	1750	167490
600	5810	1800	184670

№№ п/п	Схема	Угловые коэффициенты	График
1.		$\Psi_{12} = \Psi_{21} = 1$	—
2.		$\Psi_{12} = 1; \Psi_{21} = F_1/F_2; \Psi_{22} = 1 - F_1/F_2$	—
3.		$A = a/h; B = b/h$	



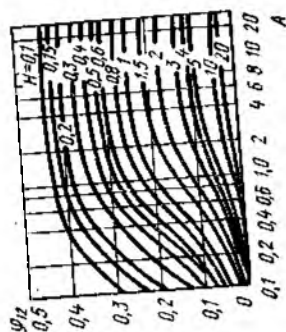
4.

$$D_1 = d_1/h; D_2 = d_2/h;$$



5.

$$A = a/b; H = h/b;$$



№№ п/п

Схема

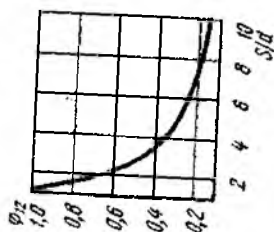
Угловые коэффициенты

График

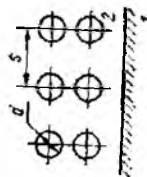
6.



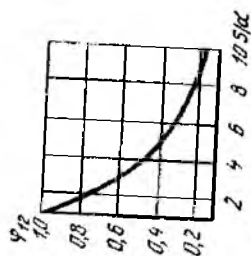
$$\varphi_{21} = \varphi_{12} S / \pi d$$



7.



$\varphi_{12} = 1 - (1 - \varphi'_{12})^2$, где φ'_{12} — угловой коэффициент для одного ряда труб (см. выше)



Параметр	Сталь	Температура, °C													
		0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300
Средняя теплоемкость, c_p , кДж/(кг·K)	Углеродистая	0,465	0,486	0,506	0,524	0,540	0,562	0,581	0,620	0,635	0,655	0,675	0,687	0,683	0,683
	Низколегированная	0,469	0,486	0,503	0,520	0,536	0,549	0,561	0,645	0,655	0,686	0,675	0,670	—	—
	Трансформаторная	0,481	0,494	0,507	0,533	0,536	0,558	0,568	0,628	0,634	0,666	—	—	—	—
	Жаропрочные:	0,432	0,469	0,486	0,506	0,532	0,561	0,588	0,636	0,683	0,691	0,682	0,682	0,678	0,678
Энтальпия i , кДж/кг	хромистая	0,497	0,604	0,511	0,524	0,536	0,545	0,554	0,561	0,570	0,574	0,582	0,591	0,595	0,599
	хромоникелевая	—	48,6	101,4	157,0	216,0	280,5	352,0	436,0	567,0	654,5	691,0	754,5	821,0	889,0
	Углеродистая	—	48,6	107,6	156,0	215,0	274,5	352,0	453,0	567,0	620,0	675,0	737,0	805,0	—
	Низколегированная	—	49,5	101,5	152,0	215,0	279,5	353,0	440,0	523,0	595,0	—	—	—	—
Теплопроводность, λ Вт/(м·K)	Трансформаторная	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	Жаропрочные:	—	46,9	97,1	143,8	213,0	280,5	360,0	446,0	505,0	621,9	682,0	750,2	813,6	881,4
	хромистая	—	50,3	102,1	157,0	214,5	272,0	332,0	393,0	456,0	541,0	583,0	645,0	712,0	780,0
	хромоникелевая	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Теплопроводность, λ Вт/(м·K)	Углеродистая	58,6	55,6	52,6	48,6	45,0	40,8	37,1	34,2	30,2	27,4	27,8	28,5	29,8	—
	Низколегированная	50,6	49,4	48,2	45,6	42,5	39,1	35,8	32,5	28,2	26,1	25,9	28,1	29,6	—
	среднеуглеродистая	49,2	46,6	44,0	40,9	37,8	35,0	32,4	28,2	24,1	25,3	26,5	27,9	29,5	—
	высокоуглеродистая	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Низколегированные:	хромистая	47,3	44,9	42,3	39,4	36,4	33,5	32,6	31,1	26,8	27,2	28,0	29,3	30,6	—
	марганцевая	43,1	41,6	40,1	38,9	37,0	35,2	34,4	31,0	26,4	—	—	—	—	—
	хромоникелевая	41,6	40,2	38,8	37,4	36,0	33,5	32,6	29,7	26,8	—	—	—	—	—
	кремнемарганцевая	41,8	41,6	41,6	39,5	39,0	36,3	34,9	33,8	32,6	—	—	—	—	—
Жаропрочные:	хромистая	45,9	43,9	41,9	41,4	39,5	36,5	32,4	29,8	29,1	23,5	—	—	—	—
	хромоникелевая	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	хромованадиевая	56,2	52,6	48,8	47,1	45,4	41,9	28,1	27,3	27,7	26,4	—	—	—	—
	Трансформаторная	22,6	24,9	27,2	29,3	31,1	30,6	—	—	—	—	—	—	—	—
Температуропроводность α , м ² /с (данные следует умножить на 10^{-6})	Жаропрочные:	26,4	27,6	28,8	29,3	28,8	28,5	28,0	25,6	26,7	26,7	28,0	28,0	29,7	—
	хромистая	15,4	16,3	17,2	18,4	20,1	21,7	23,8	25,6	26,7	26,7	28,0	28,0	29,7	—
	хромоникелевая	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	Углеродистые:	—	14,44	12,78	11,67	9,72	8,05	6,39	4,72	4,44	5,56	5,56	5,83	—	—
Углеродистые:	хромоникелевая	—	13,05	11,67	10,56	9,17	7,78	6,39	6,00	5,00	5,56	5,56	5,83	—	—
	Низколегированная	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	среднеуглеродистая	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	высокоуглеродистая	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Продолжение

Параметр	Сталь	Температура, °C													
		0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300
Низколегированные: хромистая марганцевая хромокремнистая хромомарганце- вая хромомолибдено- вая хромованадиевая хромоникелевая Трансформаторная Жаропрочная хромистая хромоникелевая	—	11,38	10,28	8,89	7,50	6,39	5,28	3,55	5,83	—	—	—	—	—	—
	—	10,56	9,72	8,89	7,78	6,39	5,56	3,33	5,83	—	—	—	—	—	—
	—	10,41	9,44	8,47	7,50	6,11	5,28	—	5,83	—	—	—	—	—	—
	—	10,56	10,00	8,89	8,05	6,67	5,83	3,61	7,22	—	—	—	—	—	—
	—	11,11	10,00	9,44	8,05	6,67	5,28	3,33	3,39	6,11	—	—	—	—	—
	—	13,33	11,67	10,55	9,44	8,61	7,78	—	—	—	—	—	—	—	—
	—	9,72	9,17	8,33	7,50	6,39	5,28	3,06	5,83	—	—	—	—	—	—
	—	6,39	6,67	6,94	6,67	6,11	4,72	3,89	5,00	4,72	—	—	—	—	—
	—	6,94	6,67	6,39	5,83	5,00	4,44	3,61	—	—	—	—	—	—	—
	—	3,89	4,16	4,44	5,00	5,28	5,83	5,11	5,67	6,64	—	—	—	—	—

Примечание. Сталь классифицирована следующим образом:
0,2—0,6 % C; высоколегированная — более 0,6 % C.

Примечание. Сталь классифицирована следующим образом: углеродистые: малоуглеродистые 0,05—0,2 % C; среднеуглеродистые 0,2—0,6 % C; высокоуглеродистые 0,6—1,3 % C. Трансформаторная: 0,05—0,09 % C; 0,1—0,35 % Mn; 2,5—3,0 % Si. Жаропрочные: 1,8 % Mn; хромокремнистые 1,3—1,6 % Cr; 1,0—1,6 % Si; хромоникелевые 0,8—1,1 % Cr; 0,1—0,2 % V; хромоникелевые 0,45—0,9 % Cr; 1,0—3,15 % Ni. Жаропрочные: 0,8—1,3 % Cr; 0,15—0,55 % Mn; хромованадиевые 0,8—1,1 % Cr; 0,1—0,2 % V; хромоникелевые 0,45—0,9 % Cr; 1,0—3,15 % Ni.

Приложение X. Теплофизические свойства цветных металлов и сплавов

Параметр	Материал	Температура, °C											
		0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	
Средняя теплоемкость c_p , кДж/(кг·К)	Алюминий	0,896	0,915	0,938	0,946	0,980	0,996	1,021	---	---	---	---	
	Медь	0,390	0,394	0,398	0,402	0,407	0,411	0,415	0,419	0,423	0,427	0,431	
	Никель	0,428	0,448	0,473	0,492	0,512	0,516	0,520	0,522	0,524	0,526	0,528	
	Титан	0,532	0,540	0,553	0,563	0,574	0,584	0,595	0,607	0,620	0,624	0,628	

[illegible]

Приложение XI. Теплофизические характеристики основных огнеупорных и изоляционных материалов

Материал	λ , Вт/(м · К)	c_p , Дж/(кг · К)	ρ , кг/м ³	Температура применения, °С
Динас обычный	0,815+0,00067t	870+0,193t	1900—2000	1620
Динас высокоплотный	1,58+0,00038t	870+0,193t	2000—2100	1660
Шамот	0,7+0,00064t	865+0,210t	1800—2000	1300
Шамот класса А	0,88+0,00023t	865+0,210t	1800—1900	1350
Многошамотные изделия	1,04+0,00015t	865+0,210t	2300—2800	1400
Каолин плотный	1,75+0,00086t	865+0,210t	2400—2500	1400
Полукислые изделия	0,71+0,00070t	868+0,190t	2350—2500	1430
Глиняный кирпич	0,465+0,0052t	—	1600	—
Высокоглиноземистый:				
ВГО-45	0,84+0,00058t	835+0,250t	2200	1550
ВГО-62	1,76—0,00023t	835+0,250t	2400	1600
ВГО-72	1,76—0,00023t	835+0,250t	2500	1700
Муллит и корунд на глиняной связке	2,1+0,0018t	795+0,210t	2700—2900	1500
Муллит литой	28—0,023t	835+0,210t	3300	1700
Корунд литой	58—0,029t	880+0,210t	3800	1850
Магнезит	6,28—0,0027t	1050+0,145t	2600—2800	1580
Смолодоломит	1,86—0,00078t	1000	2700—2850	1800
Форстерит обычный	1,63—0,00040t	900+0,210t	2350—2500	1620
Форстерит насадочный	4,23—0,0016t	900+0,210t	2350—2500	1620
Шпинель	5,1—0,0035t	880	2850—2900	1700
Тальк	1,05+0,00031t	677	2000	1350
Хромомagneзит	2,8—0,00087t	920	2700—2850	1520
Магнезитохромит	4,1—0,0016t	920	2800—2900	> 1500
Периклазошпинелидные	4,17—0,0011t	920	3100—3150	> 1600
Цирконий	1,3+0,00064t	540+0,12t	3300	1600
Циркон	2,1—0,00093t	530+0,125t	3100—3400	1600
Карборунд:				
рефракс	37,1—0,0344t	960+0,145t	2100	> 2500
карбофракс	2,62—0,00116t	1100	2100	> 2000
Графит:				
20 % С	3,7	835	1800—1900	> 2500
50 % С	5,42	835	1800—1900	> 2500
Углерод	3,14+0,0021t	—	1350—1650	> 2500
Углерод графитизированный	7,9+0,014t	—	1350—1650	> 2500
Огнеупорный бетон:				
наполнитель — шамот, динас	~0,45	850	1850	> 1700

Материал	λ , Вт/(м · К)	$\frac{C_p}{D \cdot K}$	ρ , кг/м ³	Температура при замерзании, °С
наполнитель — хромит	1,97 при 400 °С 3,02 при 800 °С	850	2350	1770
Шлакобетон . . .	0,7	800	1500	—
Железобетон набивной	1,55	840	2200	—
Шамот легковес:				
ШЛБ-0,4	0,116+0,00016t	960	400	1100
ШЛБ-0,8	0,225+0,00022t	960	800	1200
ШЛБ-1,0	0,314+0,00035t	960	1000	1300
ШЛБ-1,3	0,465+0,00038t	960	1300	1300
Диас легковес ДЛ-1,0	0,29+0,00037t	960	1000	1430
Высокоглинозем-легковес	0,7	960	1300—1350	1400
Карборундовый легковес	0,93—1,62	950	1400	1600
Диатомовый кирпич	0,116+0,00015t	920	500	—
Диатомит:				
естественный . .	0,163+0,00043t	920	444	1000
молотый	0,091+0,00028t	920	400—500	900
Зонолит (вермикулит)	0,072+0,00026t	950	150—250	1100
Вермикулитовые плиты	0,081+0,00023t	1000	250	600
Трепел сухой, порошок	0,105+0,00028t	880	900	900
Асбестовый картон	0,157+0,00014t	835	1000—1250	450
Асбозурит	0,162+0,00017t	—	450	600
Пеношамот	0,28+0,00023t	880	950	—
»	0,10+0,000145t	850	600	—
Пенодиас	0,8	920	680	—
Ультралегковес	0,14—0,24	835	280	—
Пеноглинозем	1,65	920	960	—
Пенобетонные блоки	0,099—0,122	—	400—500	850
Пенодиатомит	0,093+0,00020t	—	230—430	—
Пеностекло	0,124—0,16	—	290—450	—
Стекловолокно	0,029+0,00029t	—	100—200	450
Шлаковая вата марки 200	0,048+0,00014t	1050	<200	500
Минеральная вата	0,053+0,00018t	920	125	600
Минеральный войлок	0,058—0,076	920	250—300	—
Каолиновая вата ВК	0,03+0,0002t	870+0,21t	100	1100

Материал	λ , Вт/(м · К)	c_p Дж/(кг · К)	ρ , кг/м ³	Темпе- ра при- менения, °С
Плиты из каоли- новой ваты . .	0,12+0,0016t	870+0,21t	400	1100
Плиты полужест- кие из минераль- ной ваты . . .	0,05+0,0002t	920	150	400
Перлит вспучен- ный (засыпка) .	0,06+0,000116t	920	150	900
Совелитовый по- рошок (засыпка)	0,1+0,000116t	920	500	500

Приложение XII. Тепловые эффекты реакций окисления

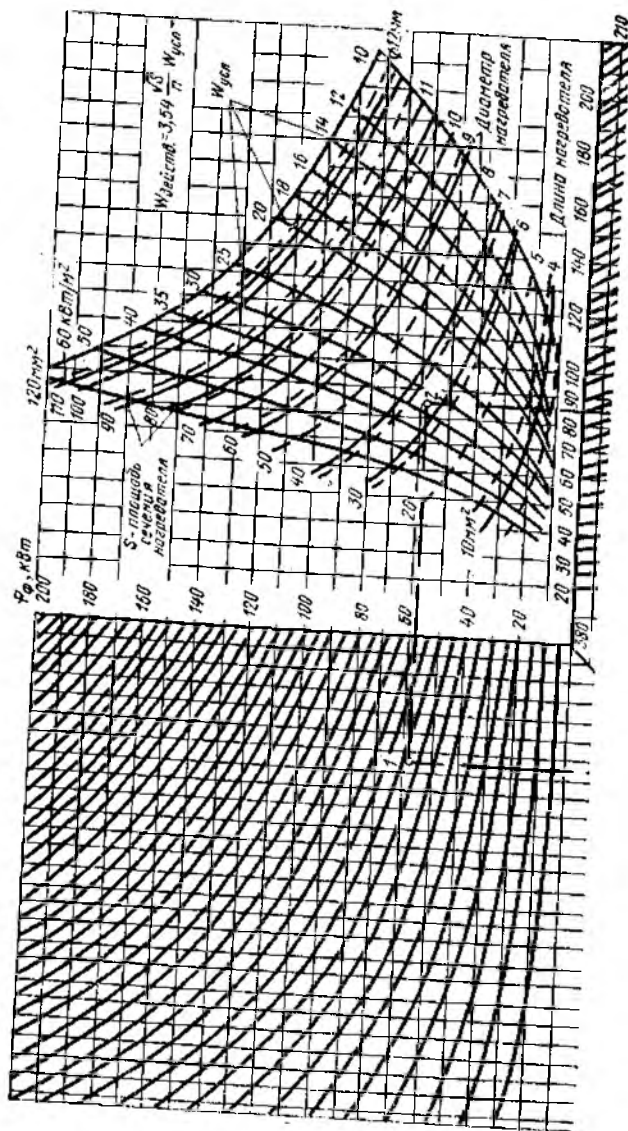
Реакция	Молекуляр- ная масса продукта	Тепловой эффект			
		МДж/ /(кг · моль)	МДж/кг исходного вещества	МДж/кг получаю- щегося продукта	МДж/м ³
$\text{CO} + 0,5\text{O}_2 = \text{CO}_2$	44	283,38	—	—	12,66
$\text{H}_2 + 0,5\text{O}_2 = \text{H}_2\text{O}$ (пар)	18	242,05	—	—	10,81
$\text{CH}_4 + 2\text{O}_2 = \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O}$ (пар)	—	805,58	—	—	35,99
$\text{C}_2\text{H}_4 + 3\text{O}_2 = 2\text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O}$ (пар)	—	1339,84	—	—	59,86
$\text{C}_2\text{H}_6 + 3,5\text{O}_2 = 2\text{CO}_2 + 3\text{H}_2\text{O}$ (пар)	—	1426,30	—	—	63,71
$\text{C}_3\text{H}_8 + 5\text{O}_2 = 3\text{CO}_2 + 4\text{H}_2\text{O}$ (пар)	—	2026,93	—	—	90,55
$\text{C}_4\text{H}_{10} + 6,5\text{O}_2 = 4\text{CO}_2 + 5\text{H}_2\text{O}$ (пар)	—	2640,53	—	—	117,96
$\text{C}_5\text{H}_{12} + 8\text{O}_2 = 5\text{CO}_2 + 6\text{H}_2\text{O}$ (пар)	—	3244,93	—	—	145,06
$\text{H}_2\text{S} + 1,5\text{O}_2 = 2\text{H}_2\text{O}$ (пар) + + SO_2	—	518,10	—	—	14,73
$\text{C}_{\text{ам}} + \text{O}_2 = \text{CO}_2$	44	409,16	34,09	9,30	—
$\text{P}_2 + 2,5\text{O}_2 = \text{P}_2\text{O}_5$	142	1550,30	25,00	10,92	—
$\text{Si}_{\text{ам}} + \text{O}_2 = \text{SiO}_2$	60	870,89	31,10	14,51	—
$\text{Mn} + 0,5\text{O}_2 = \text{MnO}$	71	409,45	7,37	5,71	—
$\text{Fe} + 0,5\text{O}_2 = \text{FeO}$	72	269,96	4,82	3,75	—
$2\text{Fe} + 1,5\text{O}_2 = \text{Fe}_2\text{O}_3$	160	825,05	7,37	5,16	—
$\text{Mn} + \text{S} = \text{MnS}$	87	204,51	3,72	2,35	—
$\text{Ca} + \text{S} = \text{CaS}$	72	460,02	11,50	6,39	—
$\text{C}_{\text{ам}} + 0,5\text{O}_2 = \text{CO}$	28	125,57	10,47	4,48	—
$\text{S} + \text{O}_2 = \text{SO}_2$	64	297,21	9,28	4,64	—

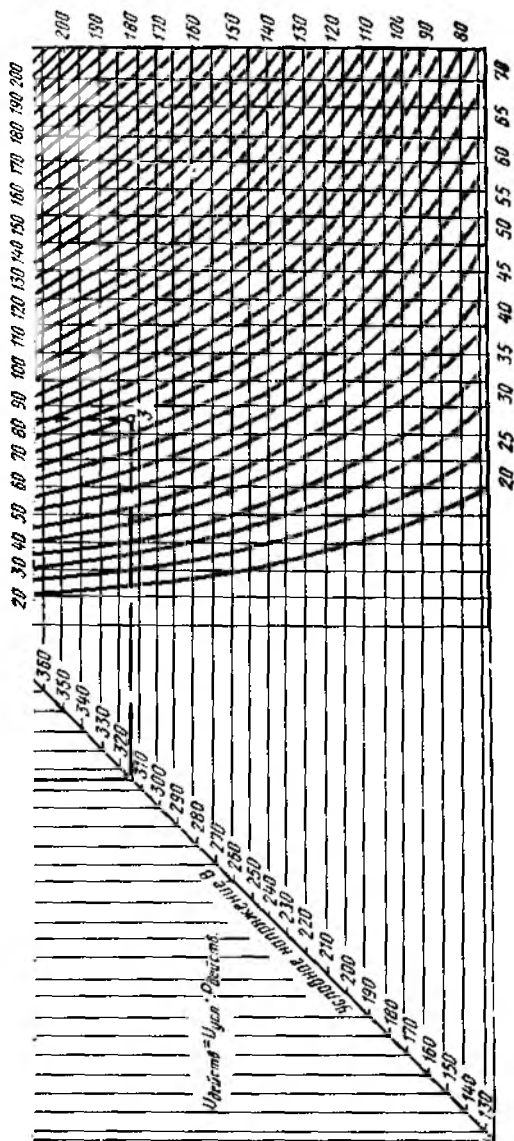
Реакция	Молекулярная масса продукты	Тепловой эффект			
		МДж/ /(кг·моль)	МДж/кг исходного вещества	МДж/кг получаю- щегося вещества	МДж/м³
			Осно- вания	Соли	Ангидри- ды
$\text{CaO} + \text{CO}_2 = \text{CaCO}_3$	100	178,07	3,18	1,78	4,05
$2\text{CaO} + \text{SiO}_2 = (\text{CaO})_2 \cdot \text{SiO}_2$	172	139,27	1,24	0,81	2,32
$3\text{CaO} + \text{P}_2\text{O}_5 = (\text{CaO})_3 \cdot \text{P}_2\text{O}_5$	310	668,30	3,98	2,15	4,71
$(\text{CaO})_3 \cdot \text{P}_2\text{O}_5 + \text{CaO} =$ $= (\text{CaO})_3 \cdot \text{P}_2\text{O}_5 \cdot \text{CaO}$	—	5,03	0,08	—	0,03

Приложение XIII. Основные характеристики материалов,
применяемых для изготовления нагревательных элементов

Наименование материала марка	Предельная рабочая температура, °C	Плотность при 0 °C, кг/м³	Удельное электросопротив- ление, Ом·м
Сталь Х25Н20	800	7840	$0,92 \cdot 10^{-6} \div 38 \cdot 10^{-11} \text{f}$
Сталь Х23Н18	800	7800	$0,90 \cdot 10^{-6} \div 40 \cdot 10^{-11} \text{f}$
Нихром Х15Н60	900	8300	$1,10 \cdot 10^{-6} \div 14 \cdot 10^{-11} \text{f}$
Нихром Х20Н80	1100	8400	$1,10 \cdot 10^{-6} \div 8,5 \cdot 10^{-11} \text{f}$
Фехраль Х13Ю4	700	7400	$1,26 \cdot 10^{-6} \div 6,0 \cdot 10^{-11} \text{f}$
Сплав Х23Ю5	1150	7270	$1,40 \cdot 10^{-6} \div 5,0 \cdot 10^{-11} \text{f}$
Сплав Х27Ю5	1250	7190	$1,40 \cdot 10^{-6} \div 5,0 \cdot 10^{-11} \text{f}$
Глобар (силит) SiC	1400	2300 (объемная масса)	$8,00 \cdot 10^{-4} \div 19 \cdot 10^{-4}$
Дисилицид молиб- дена MoSi ₂	1650	—	$3,2 \cdot 10^{-6} \div 4,0 \cdot 10^{-6}$

Приложение XIV. Номограмма для электрического расчета проволочного нагревателя





Рекомендательный библиографический список

1. Гусовский В. Л., Лившиц А. Е., Тымчак В. М. Сожигательные устройства нагревательных и термических печей. М.: Металлургия, 1981. 272 с.
2. Ойкс Г. Н., Ноффе Х. М. Производство стали. М.: Металлургия, 1975. 480 с.
3. Расчет нагревательных и термических печей: Справочник/Под ред. Тымчака В. М., Гусовского В. Л., М.: Металлургия, 1983. 480 с.
4. Теплотехнические расчеты металлургических печей/Под ред. А. С. Телегина. М.: Металлургия, 1982. 360 с.
5. Электротермическое оборудование. Справочник/Под ред. Альтгаузен А. П., Бородачева А. С., Смелянского М. Я. М.: Энергия, 1980. 487 с.

Условные обозначения

- α — коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$
 B — расход топлива, $\text{м}^3/\text{с}$; $\text{кг}/\text{с}$; ширина, м
 C_0 — константа излучения абсолютно черного тела, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}^4)$
 d — диаметр, м
 F, f — площадь, м^2
 g — ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$
 G — массовый расход, $\text{кг}/\text{с}$
 H, h — высота, м
 H — напор, м
 i — энтальпия, $\text{Дж}/\text{м}^3$; $\text{Дж}/\text{кг}$
 K — суммарный коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$
 M — масса, кг
 N — мощность, Вт
 n — коэффициент расхода воздуха
 Π — периметр, м
 P — производительность печи, $\text{т}/\text{ч}$; мощность, Вт
 p — удельная производительность (напряжение пода), $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$
 p — давление, Па
 R — тепловое сопротивление, $\text{м}^2 \cdot \text{K}/\text{Вт}$
 S — линейный размер, м
 t — температура, $^{\circ}\text{C}$
 T — температура, K
 Q — количество тепла, Дж
 $Q_{\text{н}}^{\text{p}}$ — низшая теплота сгорания, $\text{Дж}/\text{м}^3$; $\text{Дж}/\text{кг}$
 $Q_{\text{в}}^{\text{p}}$ — высшая теплота сгорания, $\text{Дж}/\text{м}^3$; $\text{Дж}/\text{кг}$
 I — сила тока, A
 U — напряжение тока, В
 r — сопротивление, Ом
 q — плотность теплового потока, $\text{Вт}/\text{м}^2$
 V — объемный расход, $\text{м}^3/\text{с}$

- V — объем, м³
 w — скорость потока, м/с
 X — компонент топлива
 c — теплоемкость, Дж/К
 ε — степень черноты
 α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К)
 $\beta=1/T$ — коэффициент объемного расширения, К⁻¹
 $\kappa=c_p/c_v$ — показатель адиабаты
 λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К)
 λ — коэффициент трения
 δ — геометрический размер, м
 ζ — коэффициент местного сопротивления
 μ — коэффициент несимметричности нагрева
 ν — кинематический коэффициент вязкости, м²/с
 ρ — плотность, кг/м³
 τ — время, с; ч
 σ_0 — константа Стефана — Больцмана, Вт/(м²·К⁴)
 Φ — гидравлическое сопротивление отверстия
 $Re=wl/\nu$ — критерий Рейнольдса
 $Nu=dl/\lambda$ — критерий Нуссельта
 $Pr=\nu/a$ — критерий Прандтля
 $Gr=g\beta\Delta T l^3/\nu^2$ — критерий Грасгофа
 $Bi=\alpha_{\Sigma} S/\lambda$ — критерий Био
 $Fo=a\tau/S^2$ — критерий Фурье
 $Pe=wl/a$ — критерий Пекле
 $\theta = \frac{T_n - T}{T_n - T_{нач}}$ — температурный критерий

Предметный указатель

Баланс материальный:

двухвальной сталеплавильной
печи 186
дуговой сталеплавильной печи
273

конвертера 201

— тепловой:

двухвальной сталеплавильной
печи 193
конвертера 207

методической толкательной
печи 222

печи с выкатным подом 258
печи с роликовым подом и ра-
диационными трубами 267

печи с шагающим подом 242

— электрической дуговой сталеплавильной печи 278

Вентилятор 23

Воздухонагреватель доменной пе-
чи 162

Время нагрева металла в печи:

методической толкательной 215

с выкатным подом 251

с роликовым подом 266

с шагающим подом 232

Горелка:

без предварительного смешения
99

выбор 98

инжекционная 116

плоскопламенная 101

радиационная 101, 104

скоростная 103, 109

с предварительным смешением
103

с улучшенным смешением 99

типа «труба в трубе» 99, 104

турбулентная 100

Горение:

коксоменного газа 89

мазута 82

природного газа 92

топлива 84

— в методической толкательной
печи 213

— в печи с выкатным подом 250

— в печи с шагающим подом
232

Давление газа геометрическое и
абсолютное 13

Динамика несжимаемого газа и
жидкости 7

— сжимаемого газа 11

Длина луча эффективная 50

Индуктор для нагрева:

поверхностного 319

сквозного (глубинного) 330

Карабина форсунки 111, 115

— — короткофакельная 119

Конвекция:

вынужденная 27

свободная 26

Конвертер кислородный 201

Константа излучения черного те-
ла 40

— равновесия водяного пара
97

Котел-утилизатор 169, 171, 173

Коэффициент:

аккумуляции тепла 159

взаимной индукции 323

вязкости воздуха 346

— дыма 346

диафрагмирования 41

излучения угловой 358

истечения жидкости из отвер-
стий и пазов 6

местного сопротивления 347

несимметричности нагрева 75

полезного действия вентилято-
ра 24

расхода воздуха 88

самоиндукции 322

теплоотдачи излучением 57

— свободной конвекцией 25

теплопроводности 364

Кратность эжекции 18

Лавала сопло 23

Менделеева формула 84

Метод конечных разностей 62

Мощность:

камерной электропечи сопротив-
ления 302

трансформатора дуговой сталеплавильной печи 285

Нагрев глубинный и поверхност-
ный 310

Нагреватель:

из дислицида молибдена 296

карборундовый 291, 294

металлический 287

— ленточный зигзагообразный
290, 305

— проволочный спиральный 289,
293, 307

Напор температурный 78

Насадка регенеративная 30

Ньютона — Рихмана закон 25

Охлаждение индуктора 327, 341

Параметры физические дыма и воздуха 346

Перепад температур по сечению 77

Печь:

методическая толкательная 212

с выкатным подом 250

с роликовым подом и радиационными трубами 265

сталеплавильная двухванная 185

— дуговая 272

с шагающим подом 232

электрическая вакуумная трубчатая 53

— сопротивления 286, 299

Плотность потока результирующего излучения 40

Потери давления:

на пути движения воздуха в рекуператоре:

игольчатом 140

карбошамотном 154

термоблочном 142

— — — дыма в рекуператоре:

игольчатом 140

карбошамотном 155

прямотрубном 133

термоблочном 144

суммарные 14

— тепла излучением 55

Расположение труб в пучке

коридорное 29

шахматное 29

Расход топлива в двухванной печи 200

Расчет тепловой:

индукционной установки 310, 333

камерной электропечи сопротивления 300

— электрический:

индукционной установки 315, 334

камерной электропечи сопротивления 304

Режим температурный 78

Рекуператор:

игольчатый 138

карбошамотный 149

керамический 129

металлический трубчатый 57, 126

— — петлевой 135

— — прямотрубный 38, 120

радиационный 145

термоблочный 128, 141

Свойства теплофизические:

изоляционных и огнеупорных материалов 364

сталей 361

цветных металлов 362

Сопротивление дымового тракта аэродинамическое 231

Состав топлива 82

Статика жидкости и газа 159

Степень черноты 356

— — приведенная 40

Стефана — Больцмана константа 40

Тело:

конечного размера 62

«массивное» 61

«тонкое» 60

Температура:

горения топлива калориметрическая 85

металла 77

печи 78

Тепловое состояние при передаче тепла теплопроводностью:

нестационарное 60

стационарное 59

Теплоемкость воздуха и газов 344

Теплообмен:

излучением (радиационный) 40

конвекцией 25

радиационно-конвективный 48

теплопроводностью 58

Теплообменник:

регенеративный 156, 158

рекуперативный 120

Теплота сгорания топлива 84

Теплоусвоение садки 40

Труба:

дымовая 13, 17

игольчатая 128

радиационная 110, 117

Условия граничные 61

Установка индукционная 37, 309

Фактор температурный 132

Форсунка:

выбор 111

высокого давления 111

низкого давления 111

турбулентная Карабина 115

Фурма кислородная 21, 206

Характеристики материалов теплофизические 364

Шероховатость труб абсолютная 6

Энтальпия воздуха и газов 345

Эффект тепловой реакций окисления 366

УЧЕБНИК

Борис Степанович Мاستрюков

ТЕОРИЯ, КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТЫ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ПЕЧЕЙ

Том 2

РАСЧЕТЫ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ПЕЧЕЙ

Редактор издательства Г. А. ЛЕБЕДЕВА
Художественный редактор Ю. И. СМУРЫГИН
Технический редактор С. В. ЖУКОВИНА
Корректоры В. М. ГРИДНЕВА, Ю. И. КОРОЛЕВА

ИБ № 2946

Сдано в набор 28.01.86. Подписано в печать 01.07.86. Т-14692. Формат бумаги 84×108^{1/2}. Бумага типографская № 3. Гарнитура литературная. Печать высокая. Усл. печ. л. 19,74. Усл. кр.-отт. 19,74. Уч.-изд. л. 21,19. Тираж 13 000 экз. Заказ № 436. Цена 95 коп. Изд. № 2946

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Металлургия»
119857, ГСП, Москва, Г-34, 2-й Обыденский пер., д. 14.

Владимирская типография Союзполиграфпрома при Государственном
комитете СССР по делам издательства, полиграфии и книжной торговли
600000, г. Владимир, Октябрьский проспект, д. 7