

Бесплатно

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ РСФСР ПО ДЕЛАМ НАУКИ  
И ВЫСШЕЙ ШКОЛЫ  
ЛЕНИНГРАДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

**РАСЧЕТЫ ТЕПЛООВОГО БАЛАНСА  
И РЕКУПЕРАТОРА.  
АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ  
КАМЕРНЫХ САДОЧНЫХ ПЕЧЕЙ**

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

ЛЕНИНГРАД  
1991

С о с т а в и т е л и: В.И.Становой, А.А.Буйлов

Расчеты теплового баланса и рекуператора. Аэродинамические расчеты камерных садочных печей: Метод. указания /Сост. В.И.Становой, А.А.Буйлов. Л.: ЛГТУ, 1991. - 40 с.

Предназначены для студентов физико-металлургического и механико-машиностроительного факультетов, изучающих курс "Тепловая работа нагревательных устройств" и выполняющих курсовой проект по теме "Тепловой расчет и конструирование печи".

Рассматриваются современные методики расчета основных процессов, определяющих тепловую работу печей, а также качественные и количественные связи между параметрами, обеспечивающими требуемый по технологии режим нагрева металла. Эти знания необходимы для успешного решения проблем, возникающих при разработке и совершенствовании технологических процессов современного материаловедения.

Рекомендованы к изданию кафедрой "Пластическая обработка металлов давлением" и методическим советом физико-металлургического факультета.

Табл. 4. Ил. 6. Библиогр.: 7 назв.

## В В Е Д Е Н И Е

В данных методических указаниях рассматриваются методики расчета теплового баланса камерных садочных печей, рекуператора и аэродинамические расчеты печей этого типа.

Тепловой баланс позволяет определить необходимые расходы топлива, выбрать тип и число топливосжигающих устройств, рассчитать коэффициент полезного действия печи и удельные расходы теплоты на нагрев металла в печи рассматриваемой конструкции.

Коэффициент полезного действия и удельные расходы топлива являются важнейшими параметрами работы печей, по которым оценивают эффективность их тепловой работы и сравнивают ее с нагревательными устройствами другого типа, предназначенными для решения аналогичных технологических задач.

Рекуператоры служат для подогрева воздуха, используемого при сжигании топлива, за счет теплоты отходящих из печи дымовых газов. Применение рекуператоров дает возможность снизить расход топлива в печах и является одним из эффективных путей использования вторичных энергетических ресурсов.

Аэродинамические расчеты печей проводят с целью определения параметров движения газов в дымовом и воздушном трактах печей, что необходимо как для организации процессов теплообмена в рабочем пространстве печи, так и для ее успешной работы в целом.

Знания, полученные при выполнении курсового проекта, помогут Вам в дальнейшей инженерной деятельности технически грамотно выбирать и использовать печи существующих конструкций для решения конкретных технологических задач, а также составлять технические задания на конструирование новых нагревательных устройств, предназначенных для решения технологических проблем современного машиностроения и материаловедения.

## РАСЧЕТ ТЕПЛОВОГО БАЛАНСА ПЕЧИ

Расход топлива и коэффициент полезного действия – важнейшие характеристики работы печи. Расход топлива действующих печей находят непосредственным измерением, а для проектируемых – расчетным путем, используя тепловой баланс. Тепловой баланс печи состоит из равных между собой приходных и расходных статей. Для камерных печей периодического действия тепловой баланс рассчитывают на один цикл работы (загрузка, нагрев и выгрузка заготовок).

### Приходные статьи теплового баланса

1. Теплота, выделяемая при сжигании топлива,

$$Q_T = Q_H^P B \tau, \quad (1)$$

где  $Q_H^P$  – низшая теплота сгорания топлива, кДж/м<sup>3</sup>;  $B$  – расход топлива, м<sup>3</sup>/ч;  $\tau$  – продолжительность периода работы печи, ч.

2. Физическая теплота, вносимая подогретым воздухом,

$$Q_{ФВ} = L_g C_B t_B \tau B, \quad (2)$$

где  $L_g$  – действительное количество воздуха;  $C_B$  – теплоемкость воздуха при его температуре, равной  $t_B$ , кДж/м<sup>3</sup> °С.

3. Физическая теплота топлива, кДж

$$Q_{ФТ} = B \cdot C_T t_T \tau, \quad (3)$$

где  $C_T$  – теплоемкость топлива при его температуре равной  $t_T$ , кДж/м<sup>3</sup> °С. Теплоемкость топлива определяют по его составу:

$$C_T = (C_{CH_4} CH_4^P + C_{CO_2} CO_2^P + \dots + C_{O_2} O_2^P) \cdot 0,01, \quad (4)$$

где  $C_{CH_4}, C_{CO_2}, \dots, C_{O_2}$  – теплоемкости составляющих топливо газов при  $t = t_T$ , кДж/м<sup>3</sup> °С;  $CH_4^P, CO_2^P, \dots, O_2^P$  – содержание соответствующих газов в топливе, %. При температуре топлива 20°С физическую теплоту топлива можно не учитывать.

4. Теплота, выделяемая от окисления железа (кДж). Эту составляющую необходимо учитывать при температуре поверхности металла выше 700°С. Поскольку при более низких температурах окисление железа незначительно, этой статьей теплового баланса можно пренебречь. Не учитывают окисление и при нагреве жаропрочных и жаростойких сталей:

$$Q_{эжз} = 5652 y F_M, \quad (5)$$

где  $y$  – количество окислившегося железа с 1 м<sup>2</sup> садки, кг/м<sup>2</sup>;  $F_M$  – поверхность металла, м<sup>2</sup>.

Величину  $y$  рассчитывают по формуле

$$y = 0,0027 \sqrt{\tau_{ок}} \exp(0,0058 \cdot t_{пср}), \quad (6)$$

где  $t_{пср}$  – средняя температура поверхности садки, °С;  $\tau_{ок}$  – продолжительность пребывания садки в печи при  $t_{п} > 700$ °С (время окалинообразования), ч.

### Расходные статьи теплового баланса

1. Теплота, расходуемая на нагрев металла (кДж),

$$Q_M = E (i_K - i_N), \quad (7)$$

где  $i_K$  и  $i_N$  – теплосодержание металла в конце и в начале нагрева, кДж/кг;  $E$  – масса садки, кг.

2. Теплота, теряемая через кладку теплопроводностью,

$$Q_{ТЕПЛ} = q_{ккл} F_{ккл} \tau 10^{-3}, \quad (8)$$

где  $q_{ккл}$  – тепловой поток через кладку, Вт/м<sup>2</sup>;  $F_{ккл}$  – поверхность кладки, м<sup>2</sup>;  $\tau$  – продолжительность нагрева, с.

Значение  $q_{ккл}$  рассчитывают по формуле

$$q_{ккл} = (t'_{ккл} - t_B) / (s_1/\lambda_1 + s_2/\lambda_2 + 1/\alpha), \quad (9)$$

где  $S_1$  и  $S_2$  - толщина огнеупорного и изоляционного слоя кладки, м;  $\lambda_1$  и  $\lambda_2$  - коэффициент теплопроводности огнеупорного и изоляционного слоя кладки, Вт/м·°С;  $\alpha$  - коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности кладки к окружающему печь воздуху, Вт/м<sup>2</sup>·°С;  $t_B$  - температура воздуха, °С;  $t'_{кл}$  - средняя за период нагрева температура внутренней поверхности кладки, °С.

Сложность определения теплового потока через кладку заключается в нахождении коэффициента теплопроводности слоев, зависящих от их средних температур. Эти температуры приходится задавать. В первом приближении можно рекомендовать: при двухслойной кладке средняя температура внутреннего слоя  $\bar{t}_1 = (t'_{кл} + t_B)/2$ , наружного слоя -  $\bar{t}_2 = (\bar{t}_1 + t_B)/2$ . Значения теплофизических свойств в зависимости от материала и температуры вычисляют по выражениям, приведенным в табл. I.

Таблица I

Теплофизические свойства основных строительных материалов для нагревательных и термических печей

Материал	Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Предельная температура применения, °С	Коэффициент теплопроводности $\lambda$ , Вт/м·град	Средняя теплоемкость $C$ , кДж/кг·град
Динас	1900-2000	1700	$1,58+3,84 \cdot 10^{-4} t$	$0,7+0,837 \cdot 10^{-3} t - 0,54 \cdot 10^{-6} t^2 + 0,12 \cdot 10^{-9} t^3$
Шамот	1900-2150	1350-1400	$1,04+1,512 \cdot 10^{-4} t$	$0,808+0,314 \cdot 10^{-3} t$
Шамотный легковес	1300	1300	$0,5+1,63 \cdot 10^{-4} t$	$0,808+0,314 \cdot 10^{-3} t$
	1000	1250	$0,291+2,56 \cdot 10^{-4} t$	
Пеношамот	600	1250	$0,105+1,45 \cdot 10^{-4} t$	
Диатомит	500	900	$0,105+2,33 \cdot 10^{-4} t$	$0,7+0,632 \cdot 10^{-3} t - 0,54 \cdot 10^{-6} t^2 + 0,12 \cdot 10^{-9} t^3$

После определения величины  $q$  следует проверить правильность принятых значений средних температур слоев. Эти температуры рассчитывают следующим образом:

$$\begin{aligned} \bar{t}_1 &= t'_{кл} - 0,5 \cdot q \cdot S_1 / \lambda_1; \\ \bar{t}_2 &= t'_{кл} - 0,5 \cdot q \cdot (2S_1 / \lambda_1 + S_2 / \lambda_2). \end{aligned} \quad (10)$$

В практических целях можно допустить расхождение между принятыми значениями средних температур слоев и найденными по формулам (10) в пределах 10 %. При больших расхождениях следует произвести пересчет, приняв в качестве исходных значения средних температур согласно формулам (10).

3. Теплота, аккумулированная кладкой,

$$Q_{ак} = 0,75 \cdot F_{кл} (t_{клк} - t_{клн}) \sqrt{\lambda c \gamma \tau_I} \cdot 10^{-3}, \quad (11)$$

где  $t_{клн}$ ,  $t_{клк}$  - начальная и конечная температура внутренней поверхности кладки в первый период нагрева, °С;  $\tau_I$  - продолжительность первого периода нагрева, с;  $\lambda$  - коэффициент теплопроводности внутреннего слоя кладки, Вт/м·град;  $c$  - теплоемкость внутреннего слоя кладки, Дж/кг град;  $\gamma$  - плотность внутреннего слоя кладки, кг/м<sup>3</sup>.

4. Потери теплоты излучением через рабочие окна. Эти потери, происходящие при загрузке и выгрузке слитков из печи, определяют из выражения

$$Q_{изл} = 5,67 \cdot \Phi \tau [(T_r/100)^4 - (T_B/100)^4] F_{окна} 10^{-3}, \quad (12)$$

где 5,67 - коэффициент излучения абсолютно черного тела, Вт/м<sup>2</sup>·К<sup>4</sup>;  $\Phi$  - коэффициент диафрагмирования;  $\tau$  - время загрузки или выгрузки печи, с;  $F_{окна}$  - площадь окна, м<sup>2</sup>.

Коэффициент диафрагмирования зависит от формы окна и может быть рассчитан по формуле

$$\Phi = \exp(-f \ell / d), \quad (13)$$

где  $\ell$  - толщина стенки окна, м;  $d$  - диаметр отверстия, или минимальная сторона прямоугольника, м;  $f$  - коэффициент, зависящий от геометрии окна.

Если окно представляет собой отверстие диаметром  $d$ , то  $f = 1,8$ . В случае прямоугольной или квадратной формы окна коэффициент  $f$  рассчитывают по формуле

$$f = 0,9 + 0,7 d/b, \quad (14)$$

где  $d$  и  $b$  - минимальная и максимальная стороны прямоугольника.

5. Теплота, теряемая с уходящими газами (кДж),

$$Q_{yx} = V_d \tau c_{yx} t_{yx} B, \quad (15)$$

где  $V_d$  - объем продуктов сгорания при сжигании единицы топлива,  $m^3$ ;

$c_{yx}$  - теплоемкость продуктов сгорания при  $t = t_{yx}$ , кДж/ $m^3 \cdot$ град;

$B$  - расход топлива,  $m^3/ч$ ;  $\tau$  - продолжительность цикла нагрева, ч;

$t_{yx}$  - средняя температура уходящих газов за цикл нагрева,  $^{\circ}C$ .

Среднюю температуру уходящих газов определяют как среднеарифметическую температуру газов в печи за цикл нагрева по данным расчета нагрева металла

$$t_{yx} = (t_{r0} + t_{r1} + t_{r2} + t_{r3})/4. \quad (16)$$

Теплоемкость продуктов сгорания рассчитывают согласно составу дыма и справочным данным

$$c_{yx} = (c_{H_2O} H_2O + c_{CO_2} CO_2 + c_{N_2} N_2 + c_{O_2} O_2 + c_{SO_2} SO_2) \cdot 0,01, \quad (17)$$

где  $H_2O$ ,  $CO_2$ ,  $N_2$ ,  $O_2$ ,  $SO_2$  - состав продуктов сгорания, %.

6. Теплота, теряемая на нагрев технологических приспособлений. При нагреве мелких деталей в термических печах часто используют различного вида приспособления: короба, контейнеры, подставки и т.п. Поэтому при составлении теплового баланса необходимо учитывать затраты теплоты на их нагрев. Теплоту, теряемую на нагрев приспособлений, рассчитывают по формуле

$$Q_n = G_n (i_{nk} - i_{nn}), \quad (18)$$

где  $G_n$  - масса приспособлений, кг;  $i_{nn}$  и  $i_{nk}$  - теплосодержание материала приспособлений в начале и в конце цикла нагрева, кДж/кг.

7. Теплота, теряемая с окалиной,

$$Q_{ок} = y F m c_{ок} t_{ок}, \quad (19)$$

где  $m$  - количество окалины, образующейся при окислении 1 кг нагрева-

емого материала;  $c_{ок}$  - теплоемкость окалины, кДж/кг·град;  $t_{ок}$  - температура окалины,  $^{\circ}C$ ;  $y$  - угар металла, %.

8. Неучтенные потери теплоты. К этой статье относят потери от химической и механической неполноты сжигания топлива, потери через неплотности и отверстия в кладке, а также с водой, охлаждающей отдельные узлы печи. Неучтенные потери обычно относят к потерям теплоты в рабочем пространстве и считают, что они равны 10 %, т.е.

$$Q_{неучт} = 0,1 (Q_{тепл} + Q_{ак} + Q_n + Q_{изл}). \quad (20)$$

Средний расход топлива за весь период нагрева находят из равенства приходной и расходной частей теплового баланса

$$Q_{прих} = Q_{расх},$$

откуда

$$B = \frac{Q_M + Q_{тепл} + Q_{ак} + Q_{изл} + Q_n + Q_{ок} + Q_{неучт} - Q_{экз}}{Q_n^p \tau + c_T t_T \tau + L_g c_B t_B \tau - V_d c_{yx} t_{yx} \tau} M^3/ч. \quad (21)$$

Тепловую эффективность работы печи определяют следующими соотношениями:

коэффициент полезного действия печи

$$\eta = 100 \cdot Q_M / Q_{прих}; \quad (22)$$

средний удельный расход теплоты

$$K = Q_{прих} / E \text{ кДж/т}; \quad (23)$$

удельный расход условного топлива

$$v_{усл} = K / 29330 \text{ кг/г}. \quad (24)$$

Теплота сгорания условного топлива принимается равной 29330 кДж/кг.

#### Пример расчета

В качестве примера рассмотрим тепловой баланс камерной печи на весь период нагрева и выдержки при нагреве металла под термообработку. Приходные статьи теплового баланса рассчитываем в предположении, что топливо не подогревается, а воздух нагревается в рекуператоре до

250°C. Поскольку топливо не подогревается, его физическую теплоту можно не учитывать.

Теплота, выделяющаяся при сжигании топлива в соответствии с формулой (1):

$$Q_T = 25000 \cdot 13,72 \cdot B = 343000 \cdot B \text{ кДж.}$$

Физическая теплота, вносимая подогретым воздухом при  $t_B = 250^\circ\text{C}$ , определяется по формуле (2). Теплоемкость воздуха при такой температуре равна 1,31 кДж/м³·град [1]:

$$Q_{ФВ} = 7,23 \cdot 1,31 \cdot 250 \cdot 13,72 \cdot B = 32490 \cdot B \text{ кДж.}$$

Теплота, выделяющаяся при окислении железа. По графику нагрева металла определяем, что металл при  $t_n > 700^\circ\text{C}$  находился в печи 10 часов. Средняя температура поверхности за это время

$$t_{\text{ср}} = [\tau_2 \cdot (t_{n1} + t_{n2}) / 2 + \tau_{II} \cdot t_{n2}] / (\tau_2 + \tau_{II}) = \\ = [5,27(700 + 850) / 2 + 4,81 \cdot 850] / (5,27 + 4,81) = 810^\circ\text{C}.$$

Количество железа, окислившегося на одном квадратном метре садки, рассчитываем по формуле (6):

$$y = 0,0027 \cdot \sqrt{10} \cdot \exp(0,0058 \cdot 810) = 0,984 \text{ кг.}$$

Тогда теплота, выделившаяся при окислении железа, согласно (5) составляет:

$$Q_{\text{экз}} = 5652 \cdot 0,984 \cdot 15,7 = 87319 \text{ кДж.}$$

#### Расходные статьи теплового баланса

Теплота, расходуемая на нагрев металла, в соответствии с (7)

$$Q_M = 24662 \cdot (560 - 9) = 13588800 \text{ кДж.}$$

Теплота, теряемая через кладку вследствие теплопроводности. Выберем двухслойную футеровку печи: первый (внутренний) огнеупорный слой выполнен из шамота толщиной  $S_1 = 230 \text{ мм}$ , а второй (наружный) теплозащитный слой - из легковесного шамота толщиной  $S_2 = 115 \text{ мм}$ .

Средняя температура внутренней поверхности кладки за цикл нагрева по графику нагрева металла:

$$t'_{\text{кл}} = (t_{\text{кЛО}} + t_{\text{кЛ1}} + t_{\text{кЛ2}} + t_{\text{кЛ3}}) / 4 = (813 + 856 + 887 + 853) / 4 = 852^\circ\text{C}.$$

Примем в первом приближении, что средняя температура по сечению внутреннего слоя

$$\bar{t}_1 = (t'_{\text{кл}} + t_B) / 2 = (852 + 20) / 2 = 436^\circ\text{C},$$

а средняя температура по сечению наружного слоя

$$\bar{t}_2 = (\bar{t}_1 + t_B) / 2 = (436 + 20) / 2 = 228^\circ\text{C}.$$

При таких значениях средних температур коэффициент теплопроводности шамота

$$\lambda_1 = 0,7 + 0,00064 \cdot 436 = 0,98 \text{ Вт/м·град},$$

коэффициент теплопроводности теплоизоляционного слоя

$$\lambda_2 = 0,312 + 0,000477 \cdot 228 = 0,42 \text{ Вт/м·град}.$$

Тепловой поток через кладку определим по формуле (9), считая, что коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности кладки к воздуху  $\alpha = 20 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$ :

$$q = (852 - 20) / (0,23 / 0,98 + 0,115 / 0,42 + 1 / 20) = 1490 \text{ Вт/м}^2.$$

Проверим правильность принятых средних температур слоев кладки согласно (10):

$$\bar{t}_1 = 852 - 0,5 \cdot 1490 \cdot 0,23 / 0,98 = 676^\circ\text{C};$$

$$\bar{t}_2 = 852 - 0,5 \cdot 1490 \cdot (2 \cdot 0,23 / 0,98) + 0,115 / 0,42 = 298^\circ\text{C}.$$

Поскольку проверка показывает большое расхождение с принятыми температурами, произведем перерасчет:

$$\lambda_1 = 0,7 + 0,00064 \cdot 676 = 1,13 \text{ Вт/м·град};$$

$$\lambda_2 = 0,312 + 0,000477 \cdot 298 = 0,454 \text{ Вт/м·град};$$

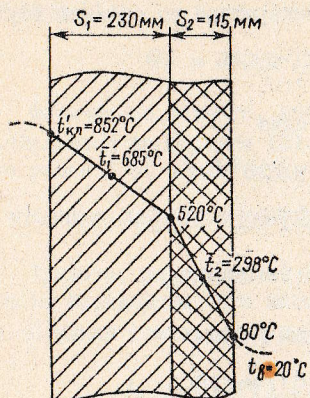
$$q = (852 - 20) / (0,23 / 1,13 + 0,115 / 0,454 + 1 / 20) = 1640 \text{ Вт/м}^2;$$

$$\bar{t}_1 = 852 - 0,5 \cdot 1640 \cdot 0,23 / 1,13 = 685^\circ\text{C};$$

$$\bar{t}_2 = 852 - 0,5 \cdot 1640 \cdot (2 \cdot 0,23 / 1,13) + 0,115 / 0,454 = 310^\circ\text{C}.$$

дальнейшее уточнение не требуется, так как принятые и рассчитанные значения средних температур отличаются друг от друга менее чем на 10 %.

Распределение температур по сечению кладки показано на рис. 1.



Общие потери теплоты теплопроводностью за весь цикл нагрева вычисляем по формуле (8):

$$Q_{\text{ТЕПЛ}} = 1640 \cdot 59,7 \cdot 13,72 \cdot 3600 \cdot 10^{-3} = 4836000 \text{ кДж.}$$

Теплоту, аккумулированную кладкой, согласно (II) рассчитываем для первого периода нагрева, когда температура внутренней поверхности кладки нарастает. Допускаем, что теплота аккумулируется только внутренним слоем кладки. Теплоемкость шамота при средней его температуре 685°C:

$$C = 0,808 + 0,000315 \cdot 685 = 1,024,$$

Рис. 1. Распределение температур по сечению кладки печи

тогда

$$Q_{\text{АК}} = 0,75 \cdot 59,7 \cdot (887 - 813) \cdot \sqrt{1,13 \cdot 1024 \cdot 1800 \cdot 8,91 \cdot 3600} \cdot 10^{-3} = 856400 \text{ кДж.}$$

Потери теплоты при посадке и выдаче слитков определим в соответствии с (I2), принимая следующие размеры окна: ширина  $\delta = 2,5$  м, средняя высота  $d = 1,87$  м, толщина кладки  $\ell = 0,35$  м. При таких размерах окна коэффициент  $f$  из выражения (I4) равен

$$f = 0,9 + 0,7 \cdot 1,87 / 2,5 = 1,42.$$

Коэффициент диафрагмирования определяем по формуле (I3):

$$\Phi = \exp(-1,42 \cdot 0,35 / 1,87) = 0,77.$$

Время загрузки печи и время ее выгрузки принимаем равными 0,5 ч. Теплота, теряемая излучением при посадке ( $t_{\text{Г0}} = 996^\circ\text{C}$ ):

$$Q_{\text{изл1}} = 5,67 \cdot 0,77 \cdot 1800 \left[ (1269/100)^4 - (293/100)^4 \right] \cdot 1,87 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3} = 950000 \text{ кДж.}$$

Теплота, теряемая излучением при выдаче ( $t_{\text{Г3}} = 867^\circ\text{C}$ ):

$$Q_{\text{изл2}} = 5,67 \cdot 0,77 \cdot 1800 \left[ (1140/100)^4 - (293/100)^4 \right] \cdot 1,87 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3} = 618000 \text{ кДж.}$$

Потери теплоты с уходящими газами определим по формуле (I5). Средняя температура уходящих газов за цикл нагрева согласно (I6):

$$t_{\text{УХ}} = (t_{\text{Г0}} + t_{\text{Г1}} + t_{\text{Г2}} + t_{\text{Г3}}) / 4 = (996 + 938 + 912 + 867) / 4 = 928^\circ\text{C.}$$

При этой температуре теплоемкость продуктов сгорания в соответствии с (I7):

$$C_{\text{УХ}} = (1,69 \cdot 19,27 + 2,19 \cdot 9,14 + 1,38 \cdot 69,94 + 1,44 \cdot 1,63) \cdot 0,01 = 1,51 \text{ кДж/м}^3 \text{ град,}$$

тогда

$$Q_{\text{УХ}} = 8,41 \cdot 13,72 \cdot 1,51 \cdot 928 \cdot V = 161680 \cdot V \text{ кДж.}$$

Потери теплоты на нагрев технологических приспособлений. Пусть два слитка уложены на четыре подставки из стали 20 массой 1000 кг каждая. Допускаем, что начальная температура подставок равна температуре внутренней поверхности кладки. Следовательно, начальная температура подставок  $t_{\text{ПН}} = 813^\circ\text{C}$ . Конечная температура подставок и поверхности садки одинакова, т.е.  $t_{\text{МК}} = t_{\text{ПК}} = 850^\circ\text{C}$ .

Тогда согласно (I8) теплота, затраченная на нагрев подставок:

$$Q_{\text{П}} = 4000 \cdot (857 - 554) = 132000 \text{ кДж.}$$

Неучтенные потери теплоты рассчитаем по выражению (20):

$$Q_{\text{НЕУЧТ}} = 0,1(4836000 + 856400 + 1568000 + 132000) = 0,1 \cdot 7392400 = 739240 \text{ кДж.}$$

Из равенства приходной и расходной частей баланса определим средний расход топлива:

$$343000 \text{ В} + 32490 \text{ В} + 87319 = 21720440 + 161680 \text{ В};$$

$$\text{В} = 101 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Результаты расчета теплового баланса печи сведем в табл. 2.

Таблица 2

Тепловой баланс печи  
при нагреве металла под термообработку

Статья	Приход теплоты		Статья	Расход теплоты	
	МДж	%		МДж	%
$Q_T$	34704	91,2	$Q_M$	13588	35,7
$Q_{ФВ}$	3287	8,6	$Q_{ТЕПЛ}$	4836	12,7
$Q_{ЭКЗ}$	87	0,2	$Q_{АК}$	856	2,2
			$Q_{ИЗЛ}$	1568	4,1
			$Q_{П}$	132	0,3
			$Q_{УХ}$	16359	43,0
			$Q_{НЕУЧТ}$	762	2,0
Итого	38078	100	Итого	38078	100

Коэффициент полезного действия печи в соответствии с (22):

$$\eta = 100 \cdot Q_M / Q_{ПРИХ} = 100 \cdot 13588 / 38078 = 35,7 \%$$

Средний удельный расход теплоты определим по формуле (23):

$$K = Q_{ПРИХ} / E = 38078 / 24,662 = 1544 \text{ МДж/т.}$$

Удельный расход условного топлива согласно (24):

$$v_{УСЛ} = K / 29,33 = 1544 / 29,33 = 52,7 \text{ кг/т.}$$

Выполним расчет теплового баланса печи при нагреве металла под обработку давлением. Нагрев производится в той же печи, что и в предыдущем случае, печь отапливается тем же топливом. Результаты расчета приводятся в табл. 3.

Расчет других показателей работы печи дал следующие значения:

среднечасовой расход топлива  $V = 360 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;

коэффициент полезного действия печи  $\eta = 25,3 \%$ ;

средний удельный расход теплоты  $K = 3045 \text{ МДж/т}$ ;

удельный расход условного топлива  $v_{УСЛ} = 103,9 \text{ кг/т.}$

Таблица 3

Тепловой баланс печи  
при нагреве металла под обработку давлением

Статья	Приход теплоты		Статья	Расход теплоты	
	МДж	%		МДж	%
$Q_T$	68298	91,0	$Q_M$	18965	25,3
$Q_{ФВ}$	6474	8,6	$Q_{ТЕПЛ}$	4289	5,7
$Q_{ЭКЗ}$	291	0,4	$Q_{АК}$	1153	1,5
			$Q_{ИЗЛ}$	2221	3,0
			$Q_{П}$	139	0,2
			$Q_{УХ}$	47508	63,3
			$Q_{НЕУЧТ}$	788	1,0
Итого	75063	100	Итого	75063	100

## РАСЧЕТ РЕКУПЕРАТОРА

Дымовые газы, покидающие рабочее пространство печи, имеют высокую температуру, а следовательно, содержат значительное количество теплоты. Поэтому целесообразно обеспечивать утилизацию теплоты отходящих дымовых газов с возвратом части ее обратно в печь. Для этого необходимо теплоту уходящих дымовых газов передать поступающему в печь воздуху. Для решения этой задачи широко используют теплообменники рекуперативного типа, применение которых позволяет экономить топливо.

Проектирование рекуператоров предполагает расчет значений площади поверхности нагрева и некоторых других параметров, характеризующих его конструкцию. Для работающего рекуператора, поверхность нагрева которого известна, расчет производится с целью проверки температуры нагрева воздуха или газа при различных режимах работы.

Рекуператор представляет собой теплообменный аппарат, работающий в условиях, близких к стационарному тепловому состоянию, когда происходит передача теплоты от остывающих дымовых газов к нагреваемому воздуху (газу) через разделительную стенку. Исходными формулами для расчета рекуператора являются следующие:



уравнение теплопередачи

$$Q = \dot{K} F \Delta t_{cp}, \quad (25)$$

уравнение теплового баланса

$$B_g (i'_g - i''_g) \xi = B_B C_B (t''_B - t'_B), \quad (26)$$

где  $Q$  - количество теплоты, передаваемой воздуху, Вт;  $F$  - поверхность нагрева рекуператора, м<sup>2</sup>;  $\dot{K}$  - коэффициент теплопередачи, Вт/м<sup>2</sup>·град;  $\Delta t_{cp}$  - средняя разность температур между продуктами горения и воздухом, °С;  $B_g$  - расход продуктов горения, м<sup>3</sup>/с;  $B_B$  - расход воздуха, м<sup>3</sup>/с;  $i'_g$  и  $i''_g$  - начальное и конечное теплосодержание дымовых газов, кДж/м<sup>3</sup>;  $t'_B$  и  $t''_B$  - начальная и конечная температура воздуха, °С;  $\xi$  - коэффициент, учитывающий потери теплоты через кладку рекуператора;  $C_B$  - средняя в интервале температур от  $t'_B$  до  $t''_B$  теплоемкость воздуха, кДж/м<sup>3</sup>·град.

При проектировании нового рекуператора обычно известны три температуры: воздуха  $t'_B$  и  $t''_B$  (из задания), а также начальная средняя за цикл нагрева температура дыма  $t'_g$  (находят при расчете нагрева металла). Конечную температуру дыма на выходе из рекуператора рассчитывают по его теплосодержанию  $i''_g$ , которое может быть найдено из уравнения теплового баланса (26):

$$i''_g = i'_g - \frac{B_B C_B}{B_g \xi} (t''_B - t'_B). \quad (27)$$

Если в рекуператоре имеет место утечка воздуха на дымовую сторону, то уравнение (26) приобретает вид:

$$[B_g i'_g - (B_g + p B_B) i''_g] \xi = B_B i''_B, \quad (28)$$

где  $p$  - утечка воздуха в долях от общего его количества, нагреваемого в рекуператоре.

Согласно уравнению (28) в случае утечки воздуха

$$i''_g = \frac{B_g i'_g \xi - B_B i''_B}{(B_g + p B_B) \xi}. \quad (29)$$

Поверхность нагрева рекуператора  $F$  вычисляют из уравнения (25), куда входят коэффициент теплопередачи  $\dot{K}$  и средняя разность температур дыма и воздуха  $\Delta t_{cp}$ . Значения  $\Delta t_{cp}$  определяют как среднелогарифмическую разность. Для прямоточного движения (дым и воздух движутся в одном направлении) средняя разность температур имеет вид

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t'_g - t'_B) - (t''_g - t''_B)}{\ln[(t'_g - t'_B)/(t''_g - t''_B)]}. \quad (30)$$

В случае противоточного движения (дым и воздух движутся навстречу друг другу) среднюю разность температур вычисляют по выражению

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t'_g - t''_B) - (t''_g - t'_B)}{\ln[(t'_g - t''_B)/(t''_g - t'_B)]}. \quad (31)$$

Коэффициент теплопередачи  $\dot{K}$  от дыма к воздуху (Вт/м<sup>2</sup>·град)

$$\dot{K} = 1 / (1/\alpha_g + S/\lambda + 1/\alpha_B), \quad (32)$$

где  $\alpha_g$  - коэффициент теплоотдачи от дыма к стенке, Вт/м<sup>2</sup>·град;  $\alpha_B$  - коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху, Вт/м<sup>2</sup>·град;  $S$  - толщина стенки, м;  $\lambda$  - коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/м·град.

Если теплопередача происходит через металлическую стенку, то ее тепловое сопротивление  $S/\lambda$  можно считать равным нулю.

Коэффициент теплоотдачи на дымовой стороне:

$$\alpha_g = \alpha_g^k + \alpha_g^{из},$$

где  $\alpha_g^k$  и  $\alpha_g^{из}$  - коэффициенты теплоотдачи конвекцией и излучением, Вт/м<sup>2</sup>·град.

Воздух является лучепрозрачным газом, поэтому на воздушной стороне теплоотдача происходит только конвекцией. При расчетах коэффициентов теплоотдачи конвекцией используют выражения, полученные из уравнений подобия, описывающих конвективный теплообмен при поперечном

обтекании пучков труб. На рис. 2 приведены основные геометрические характеристики коридорного и шахматного пучков. При наружном обтека-

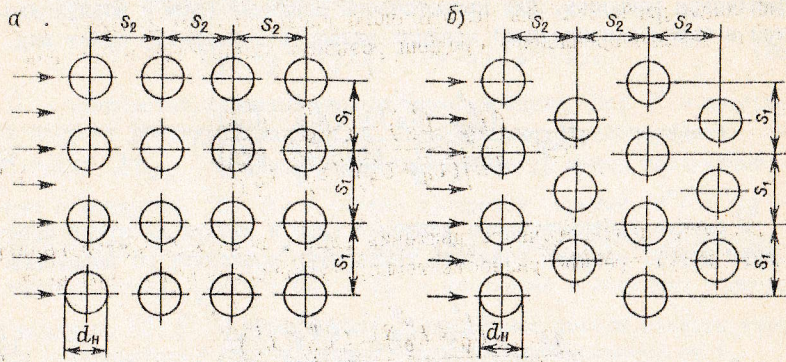


Рис. 2. Схемы расположения и основные геометрические характеристики коридорного (а) и шахматного (б) пучков труб в рекуператорах

нием дымовыми газами коридорных пучков труб [5]

$$\alpha_g^k = (7,4 + 0,00924 \cdot t_g) \cdot W_g^{0,65} / d_{\text{н}}^{0,35} \quad (33)$$

В случае обтекания шахматных пучков труб

$$\alpha_g^k = (7,44 + 0,0106 \cdot t_g) \cdot W_g^{0,6} / d_{\text{н}}^{0,4}$$

При прохождении воздуха внутри трубы, омываемой снаружи дымовыми газами, коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к воздуху можно считать следующим образом:

$$\alpha_{\text{в}} = (3,57 + 0,00174 \cdot t_{\text{в}}) \cdot W_{\text{в}}^{0,8} / d_{\text{вн}}^{0,2} \quad (34)$$

где  $\alpha_{\text{в}}$ ,  $\alpha_g^k$  - коэффициент теплоотдачи конвекцией на воздушной и дымовой сторонах рекуператора, Вт/м<sup>2</sup>·град;  $W_{\text{в}}$  и  $W_g$  - скорости воздуха и дыма, м/с;  $d_{\text{н}}$  и  $d_{\text{вн}}$  - наружный и внутренний диаметры труб

рекуператора, м;  $t_{\text{в}}$  и  $t_g$  - средние температуры воздуха и дыма, °С.

Коэффициент теплоотдачи излучением от дыма к стенке трубы определяют по формуле

$$\alpha_g^{\text{из}} = \frac{C_{\text{пр}} ((T_g/100)^4 - (T_{\text{ст}}/100)^4)}{T_g - T_{\text{ст}}},$$

где  $T_g$  и  $T_{\text{ст}}$  - соответственно температуры дыма и стенки, К;  $C_{\text{пр}}$  - приведенный коэффициент излучения, Вт/м<sup>2</sup>·К<sup>4</sup>.

Приведенный коэффициент излучения

$$C_{\text{пр}} = 5,67 (1/\epsilon_g + 1/\epsilon_{\text{ст}} - 1),$$

где  $\epsilon_g$  - степень черноты дыма;  $\epsilon_{\text{ст}}$  - степень черноты стенки.

Методика определения степени черноты дымовых газов в зависимости от состава, толщины газового слоя и температуры приведена в учебниках [3,5], а также в методических указаниях "Расчеты горения топлива, параметров внешнего теплообмена и режимов нагрева металла в печах периодического действия (авторы: В.И. Становой, А.А. Буйлов. - Л.: ЛПИ, 1989).

#### Пример расчета рекуператора

В основном методика расчета одинакова для различных типов рекуператоров. Отличие заключается лишь в применении тех или иных формул для определения коэффициента теплоотдачи и гидравлических потерь. Некоторые особенности имеют расчеты радиационных рекуператоров. Наиболее полно все используемые в настоящее время методики расчета различных типов рекуператоров приведены в [7].

Выберем для проектируемой печи имеющей широкое применение петлевой рекуператор. Исходные данные для его расчета (получены при расчетах горения топлива, нагрева металла и теплового баланса печи) следующие:

- средний часовой расход топлива  $B = 101 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;
- расход воздуха (на  $1 \text{ м}^3$  топлива)  $L_g = 7,23 \text{ м}^3$ ;
- количество продуктов сгорания (от  $1 \text{ м}^3$  топлива)  $V_g = 8,41 \text{ м}^3$ ;
- температура подогрева воздуха  $t_{\text{в}}'' = 250^\circ\text{С}$ ;
- средняя за цикл нагрева температура уходящих из печи дымовых газов  $t_{\text{вх}} = 528^\circ\text{С}$ ;

содержание лучепрозрачных газов в продуктах сгорания топлива:  
 $\text{CO}_2 = 9,14\%$ ;  $\text{H}_2\text{O} = 19,3\%$ .

Для изготовления рекуператора выберем трубы диаметром 30/24,7 мм (в числителе наружный диаметр трубы, в знаменателе - внутренний).  
 Примем коридорное расположение труб в рекуператоре с шагом  $s_1/d_H = 1,6$ ;  $s_2/d_H = 2$  (см. рис. 2).

Расчет начинаем с определения расхода воздуха и дыма, проходящих через рекуператор. Расход воздуха найдем по следующему выражению:

$$B_B = B \cdot L_g (1 + \eta) = 101 \cdot 7,23 = 730 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Коэффициент подсоса воздуха  $\eta$  для трубчатых металлических рекуператоров равен нулю.

Расход дымовых газов с учетом потерь дыма на выбивание через дымовой шибер, а также подсоса воздуха определяем по формуле

$$B'_g = m B V_g (1 + \rho) = 0,7 \cdot 101 \cdot 8,41 (1 + 0,1) = 654 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

При определении  $B'_g$  принималось, что коэффициент  $m$ , учитывающий потери дыма в печи и боровых до рекуператора, равен 0,7, а коэффициент подсоса воздуха  $\rho = 0,1$ .

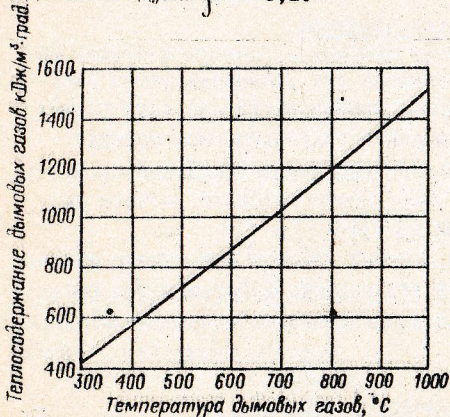


Рис. 3. Зависимость теплосодержания дымовых газов (состав, %:  $\text{CO}_2 = 9,14$ ;  $\text{H}_2\text{O} = 19,3$ ;  $\text{N}_2 = 69,94$ ;  $\text{O}_2 = 1,63$ ) от температуры.

Теплосодержание дыма перед рекуператором с учетом подсоса воздуха

$$i'_g = i_{yx} / (1 + \rho) = 1400 / (1 + 0,1) = 1274 \text{ кДж/м}^3.$$

Теплосодержание дымовых газов  $i_{yx}$ , соответствующее  $t_{yx} = 928^\circ\text{C}$ , определяем согласно рис. 3. Этот график построен путем расчета теплосодержания дыма состава:  $\text{CO}_2 = 9,14\%$ ;  $\text{H}_2\text{O} = 19,3\%$ ;  $\text{N}_2 = 69,94\%$ ;  $\text{O}_2 = 1,63\%$ ,

по формуле

$$i = (i_{\text{CO}_2} \cdot \text{CO}_2 + i_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \text{H}_2\text{O} + i_{\text{N}_2} \cdot \text{N}_2 + i_{\text{O}_2} \cdot \text{O}_2) \cdot 0,01.$$

Величины теплосодержаний  $i_{\text{CO}_2}$ ,  $i_{\text{H}_2\text{O}}$ ,  $i_{\text{N}_2}$ ,  $i_{\text{O}_2}$  взяты из [5]. Теплосодержанию дыма  $i'_g = 1274 \text{ кДж/м}^3$  соответствует температура  $t'_g = 844^\circ\text{C}$  (см. рис. 3).

Теплосодержание дыма за рекуператором вычислим по формуле (27), принимая коэффициент потерь в рекуператоре  $\xi = 0,82$ ,

$$i''_g = 1274 + \frac{730 \cdot 1,3 (250 - 20)}{654 \cdot 0,82} = 860 \text{ кДж/м}^3.$$

Этому теплосодержанию соответствует температура дыма за рекуператором  $t''_g = 596^\circ\text{C}$  (см. рис. 3).

Среднеарифметический температурный напор согласно (31)

$$\Delta t_{cp} = \frac{(844 - 250) - (596 - 20)}{\ln \left[ \frac{(844 - 250)}{(596 - 20)} \right]} = 585^\circ\text{C}.$$

Средняя температура дыма в рекуператоре

$$t_g = (t'_g + t''_g) / 2 = (844 + 596) / 2 = 720^\circ\text{C}.$$

Вычислим с помощью (33) коэффициент теплоотдачи конвекцией на дымовой стороне, приняв скорость дыма в рекуператоре  $W_g = 4 \text{ м/с}$ ,

$$\alpha_g^k = (7,4 + 0,00924 \cdot 720) \cdot \frac{4^{0,65}}{0,03^{0,35}} = 118 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

Общий коэффициент теплоотдачи с учетом излучения на дымовой стороне

$$\alpha_g = 1,1 \cdot \alpha_g^k = 1,1 \cdot 118 = 130 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

Средняя температура воздуха в рекуператоре

$$t_B = (t'_B + t''_B) / 2 = (20 + 250) / 2 = 135^\circ\text{C}.$$

Принимая скорость воздуха в рекуператоре  $W_B = 6 \text{ м/с}$ , определим в соответствии с (34) коэффициент теплоотдачи конвекцией на воздушной стороне рекуператора:

$$\alpha_B = (3,57 + 0,00174 \cdot 135) \cdot \frac{6^{0,8}}{(0,0247)^{0,2}} = 33,4 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

Коэффициент теплопередачи найдем по формуле (32) в предположении, что тепловое сопротивление  $s/\lambda = 0$ :

$$\hat{k} = 1/(1/130 + 1/33,4) = 26,6 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град.}$$

Поверхность нагрева рекуператора

$$F = \frac{B_B C_B (t_B'' - t_B')}{3,6 \hat{k} \Delta t_{cp}} = \frac{730 \cdot 1,31 \cdot (250 - 20)}{3,6 \cdot 26,6 \cdot 585} = 3,94 \text{ м}^2.$$

Произведем компоновку рекуператора. Число трубных U-образных элементов

$$Z = 4 B_B / 3600 \cdot \pi \cdot d_{вн}^2 \cdot W_B = 4 \cdot 730 / 3600 \cdot 3,14 \cdot 0,0247^2 \cdot 6 = 71.$$

Средняя поверхность нагрева одного трубного элемента

$$f_{cp} = F/Z = 3,94/71 = 0,056 \text{ м}^2.$$

Средняя длина одного трубного элемента

$$l_{cp} = f_{cp} / [\pi (d_n + d_{вн})/2] = 0,056 / (3,14(0,03 + 0,0247)/2) = 0,65 \text{ м.}$$

Число труб в ряду, перпендикулярном движению дыма,

$$Z_1 = 2 B_B' / 3600 (s_1 - d_n) \cdot W_g \cdot l_{cp} = 2 \cdot 654 / 3600 (0,048 - 0,03) 0,65 \cdot 4 = 7,8 \approx 8.$$

Число труб по ходу дыма  $Z_2 = Z / 2 Z_1 = 71/16 = 4,43$ . Принимаем  $Z_2 = 5$ .

Эскиз компоновки рекуператора по расчетным данным представлен на рис. 4.

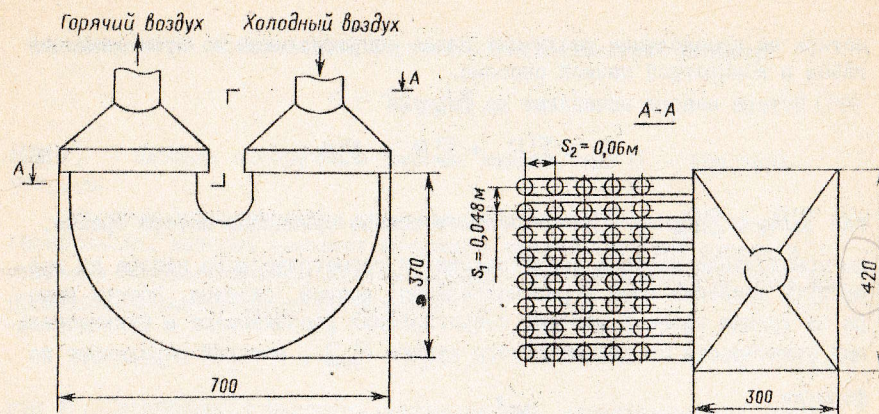


Рис. 4. Схема металлического петлевого рекуператора (по данным расчета)

#### АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ПЕЧЕЙ

Аэродинамические расчеты печей выполняют с целью определения параметров движения газов и жидкостей в трубопроводах, служащих для подачи воздуха, топлива и охлаждающей воды к печам, а также в системах удаления продуктов сгорания (дымовых каналах) из пламенных печей. Эти расчеты основываются на использовании уравнения Бернулли, которое для потока жидкости в трубе или канале имеет вид

$$P_r + P_c + P_{дин} + P_n = const, \quad (35)$$

где  $P_r$ ,  $P_c$  и  $P_{дин}$  — соответственно геометрический, статический (пьезометрический) и динамический (скоростной) напоры (давления), Па;  $P_n$  — потери напора на преодоление различных сопротивлений течению газа на пути его движения, Па.

Из уравнения (35) следует, что для обеспечения движения газов с необходимой скоростью в любой печной системе нужно приложить такой напор, который покрывал бы все потери в этой системе. Следовательно, для определения напора, обеспечивающего скорости движения газов, необходимые для нормальной работы печи, нужно уметь рассчитывать его

потери на преодоление различных видов сопротивлений по пути движения газов в конкретной печной системе.

Потери напора вычисляют по формуле

$$P_n = \sum P_{тр} + \sum P_M + \sum P_G, \quad (36)$$

где  $\sum P_{тр}$ ,  $\sum P_M$  и  $\sum P_G$  - соответственно суммарные потери трения, на преодоление местных сопротивлений и геометрического напора по всему пути движения газа в рассматриваемой печной системе. Потери напора на трение газов и местные сопротивления рассчитывают в функциональной зависимости от динамического напора  $P_{дин}$ , который определяют по формуле

$$P_{дин} = \rho_0 \frac{W_0^2}{2} (1 + \alpha \cdot t_r), \quad (37)$$

где  $\rho_0$  - плотность газа при нормальных условиях (0°C, 101 кПа), кг/м<sup>3</sup>;  $W_0$  - скорость газа на рассматриваемом участке газопровода, отнесенная к нормальным условиям, м/с;  $\alpha = 1/273$  - коэффициент объемного расширения газов, град<sup>-1</sup>;  $t_r$  - средняя температура газа на рассматриваемом участке газопровода, °C.

Потери давления на преодоление сил трения по длине трубопровода зависят от характера движения газа и состояния поверхности трубопровода и определяются по формуле

$$P_{тр} = \mu \cdot \frac{\ell}{d} \cdot P_{дин}, \quad (38)$$

где  $\mu$  - коэффициент трения;  $\ell$  - длина участка трубопровода, на котором определяются потери на трение, м;  $d$  - гидравлический диаметр трубопровода, м.

При ламинарном движении коэффициент  $\mu$  зависит только от числа  $Re$ :  $\mu = 64/Re$ , при турбулентном движении - от шероховатости стенок и числа  $Re$ . В случае гладких металлических каналов  $\mu = 0,32/Re^{0,25}$  шероховатых металлических -  $\mu = 0,129/Re^{0,12}$ , кирпичных каналов -  $\mu = 0,175/Re^{0,12}$ . В технических расчетах металлургических печей обычно принимают  $\mu = 0,05$  независимо от вида каналов.

Для канала произвольной формы его гидравлический диаметр

$$d = 4F_k / \Pi, \quad (39)$$

где  $F_k$  - площадь поперечного сечения канала, м<sup>2</sup>;  $\Pi$  - его периметр, м.

Местным сопротивлением называют любой конструктивный элемент газопровода, который вызывает изменение направления или скорости движения газового потока. Потери давления на преодоление местных сопротивлений рассчитывают по формуле

$$P_M = K P_{дин}, \quad (40)$$

где  $K$  - коэффициент местного сопротивления, характеризующий данное сопротивление и представляющий отношение потерянного давления на этом сопротивлении к динамическому напору. Значения  $K_0$  для наиболее характерных случаев определены экспериментально и приводятся в литературе [1, 5, 6].

При расчетах потерь напора от трения и от местных сопротивлений в формулу (37) нужно подставить значение  $w_0$ , усредненное по поперечному сечению данного участка газопровода.

Геометрическое давление определяется положением частицы газа относительно некоторого уровня при наличии разности плотностей газа и окружающего воздуха. Потери на преодоление геометрического напора при опускании горячего газа на высоту  $H$  рассчитывают по формуле

$$P_G = 9,81 \cdot H \left( \rho_{ов} \frac{1}{1 + t_в/273} - \rho_{од} \frac{1}{1 + t_r/273} \right), \quad (41)$$

где  $\rho_{ов}$  и  $\rho_{од}$  - плотности воздуха и дымовых газов при нормальных условиях, кг/м<sup>3</sup>;  $t_в$  и  $t_r$  - температуры воздуха и дымовых газов, °C.

При расчетах  $P_G$  обычно принимают температуру воздуха  $t_в = 20^\circ C$ .

Если в трубопроводе происходит подъем горячего газа на некоторую высоту  $H$ , то потери на преодоление геометрического напора на этом участке будут отрицательны.

После расчета значений  $P_{тр}$ ,  $P_M$  и  $P_G$  на всех участках газопровода по формуле (36) находят общие потери напора  $P_{пот}$ , возникающие при движении газа по этому газопроводу.

При проведении расчетов пламенных печей обычно определяют потери напора в дымовом тракте печи, обеспечивающем удаление продуктов сгорания из ее рабочего пространства до основания дымовой трубы, и в воздушном тракте, предназначенном для подачи к горелкам воздуха, идущего на горение топлива.

Геометрия тракта, т.е. его расположение, конфигурация, длины всех его участков, площади и форма сечений, а также расход газа известны. В дымовом тракте задается давление на входе в него  $P_1$  и требуется определить разрежение на выходе  $P_2$ , которое должна создавать дымовая труба или дымосос. В воздушном тракте по давлению на выходе  $P_2$  рассчитывают давление на входе в воздухопровод, которое должен создавать нагнетательный насос или вентилятор.

При расчетах дымового и воздушного трактов используются исходные данные, полученные в предыдущих разделах расчета печи.

#### Расчет дымового тракта

Исходные данные:

Расход продуктов горения  $V_g = 850 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

Расход дыма, проходящего через рекуператор,  $V'_g = 655 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

Температура дыма на выходе из печи  $t_{yx} = 928^\circ\text{C}$ .

Температура дыма перед рекуператором  $t'_g = 844^\circ\text{C}$ .

Температура дыма за рекуператором  $t''_g = 596^\circ\text{C}$ .

Плотность дыма  $\rho_{og} = 1,23 \text{ кг/м}^3$ .

Эскиз дымового тракта с размерами показан на рис. 5.

В рабочем пространстве печи имеется восемь дымовых окон  $0,3 \cdot 0,4 \text{ м}$ , расположенных на боковых стенках симметрично по четыре с каждой стороны. Площадь всех дымовых окон:

$$F = 0,3 \cdot 0,4 \cdot 8 = 0,96 \text{ м}^2.$$

Скорость движения газов в горизонтальных дымовых каналах (дымоходах) и вертикальных каналах (дымопадах) высотой 2 м:

$$W_{01} = \frac{V_g}{3600 \cdot F} = \frac{850}{3600 \cdot 0,96} = 0,25 \text{ м/с}.$$

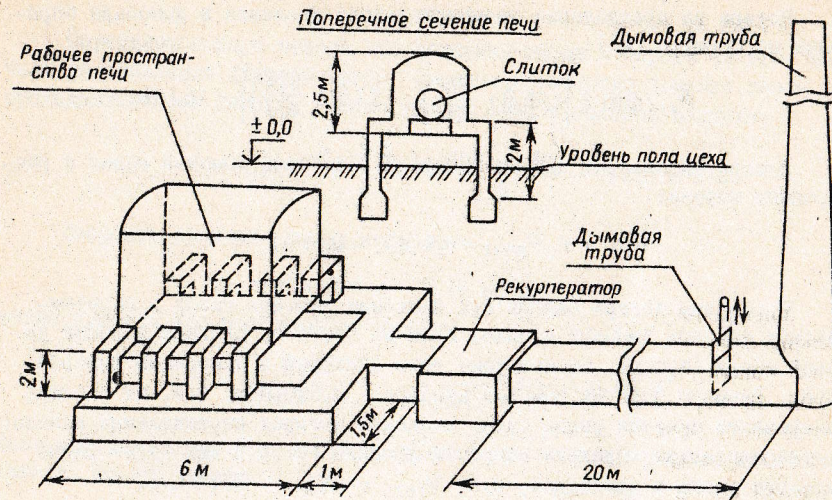


Рис. 5. Эскиз дымового тракта печи

Эквивалентный диаметр канала определим согласно (39):

$$d_1 = \frac{4 \cdot 0,3 \cdot 0,4}{2(0,3+0,4)} = 0,34 \text{ м}.$$

Динамический напор газа на этом участке в соответствии с (37):

$$P_{дин1} = 1,23 \cdot \frac{0,25^2}{2} \left(1 + \frac{928}{273}\right) = 0,17 \text{ Па}.$$

Потери на трение на горизонтальном участке канала длиной 0,34 м по формуле (38) составят:

$$P_{тр1} = 0,05 \cdot \frac{0,34}{0,34} \cdot 0,17 = 0,01 \text{ Па}.$$

Потери при повороте канала на  $90^\circ$  без изменения его сечения:

$$P_{м1} = K_1 P_{дин1} = 1,3 \cdot 0,17 = 0,22 \text{ Па}.$$

Потери на трение в дымопаде высотой 2 м:

$$P_{тр2} = 0,05 \cdot \frac{2}{0,34} \cdot 0,17 = 0,05 \text{ Па}.$$

Потери на преодоление геометрического давления в дымопаде определим по формуле (4Г):

$$P_{Г1} = 9,81 \cdot 2 \cdot \left[ 1,23 \cdot \left( 1 + \frac{20}{273} \right) - 1,23 \cdot \left( 1 + \frac{928}{273} \right) \right] = 18,1 \text{ Па.}$$

Потери на поворот  $90^\circ$  из дымохода в боковой дымовой канал с расширением потока:

$$P_{M2} = K_2 P_{дин1} = 0,8 \cdot 0,17 = 0,14 \text{ Па.}$$

Определим потери напора при движении дымовых газов в горизонтальных боковых дымовых каналах печи до места их слияния в общий дымовой канал (боров), по которому газы движутся к основанию дымовой трубы. Размеры боковых дымовых каналов —  $0,6 \times 0,8$  м, т.е. их площадь поперечного сечения равна сумме площадей четырех вертикальных каналов и, следовательно, средняя скорость дымовых газов в них будет равна скорости газов в дымопадах, т.е.  $W_{02} = W_{01} = 0,25$  м/с.

Средняя температура дыма в боковых дымовых каналах:

$$t_{ср2} = \frac{928 + 844}{2} = 886^\circ\text{C.}$$

Динамический напор газа на этом участке:

$$P_{дин2} = 1,23 \cdot \frac{0,25^2}{2} \cdot \left( 1 + \frac{886}{273} \right) = 0,16 \text{ Па.}$$

Эквивалентный диаметр бокового канала:

$$d_2 = \frac{4 \cdot 0,6 \cdot 0,8}{2(0,6 + 0,8)} = 0,69 \text{ м.}$$

Потери на трение в боковом канале до входа в боров:

$$P_{тр3} = 0,05 \cdot \frac{6 + 1,5}{0,69} \cdot 0,16 = 0,09 \text{ Па}$$

Потери при повороте бокового дымового канала на  $90^\circ$  без изменения его сечения:

$$P_{M3} = K_3 P_{дин2} = 1,3 \cdot 0,16 = 0,21 \text{ Па.}$$

Определим потери напора при движении газов в борове от его начала до основания дымовой трубы. Среднее количество дымовых газов, проходящих через него, с учетом утечки дыма и подсоса воздуха:

$$B_{gср} = \frac{B_g + B_{g'}}{2} = \frac{850 + 655}{2} = 752,5 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Скорость движения газов в борове:

$$W_{03} = W_{02} = W_{01} = 0,25 \text{ м/с,}$$

тогда площадь его поперечного сечения:

$$F_{\delta} = \frac{B_{gср}}{3600 \cdot W_{03}} = \frac{752,5}{3600 \cdot 0,25} = 0,84 \text{ м}^2.$$

Если высота борова  $H_{\delta} = 0,8$  м, т.е. равна высоте бокового дымового канала, то его ширина

$$b = F_{\delta} / H_{\delta} = 0,84 / 0,8 = 1,05 \text{ м.}$$

Эквивалентный диаметр борова:

$$d_3 = \frac{4 \cdot 0,84}{2(1,05 + 0,8)} = 0,91 \text{ м.}$$

Среднюю температуру в борове от его начала до рекуператора можно считать равной средней температуре дыма в боковых каналах, т.е.

$$t_{ср3} = t_{ср2} = 886^\circ\text{C.}$$

Следовательно, динамический напор газа на этом участке

$$P_{дин3} = P_{дин2} = 0,16 \text{ Па.}$$

Потери на преодоление трения от начала борова до рекуператора (длина этого участка равна 1 м):

$$P_{тр4} = 0,05 \cdot \frac{1}{0,91} \cdot 0,16 = 0,01 \text{ Па.}$$

Определим потери давления в рекуператоре. При коридорном расположении труб в рекуператоре (см. рис. 2) коэффициент сопротивления рассчитывается по формуле

$$K_{кор} = n \frac{s_2}{s_1} \cdot m + \beta, \quad (42)$$

где  $n$  - число межрядных участков вдоль дымового канала;  $s_1$  - расстояние между осями труб в ряду, перпендикулярном движению дыма, м;  $s_2$  - расстояние между осями труб в ряду по ходу дыма, м;  $m$  и  $\beta$  - коэффициенты, которые определяются из табл. 4 [5] в зависимости от отношения  $(s_1 - d_n)/s_1$ :

$$K_{шахм} = (0,8 \dots 0,9) K_{кор}.$$

Для данного рекуператора эти параметры имеют следующие значения:

$$n = 9;$$

$$s_1 = 1,6 \cdot d_n = 1,6 \cdot 0,03 = 0,048 \text{ м};$$

$$s_2 = 2 \cdot d_n = 2 \cdot 0,03 = 0,06 \text{ м};$$

$$(s_1 - d_n)/s_1 = (0,048 - 0,03)/0,048 = 0,375.$$

Из табл. 4 находим:

$$m = 0,2; \quad \beta = 2,85.$$

По формуле (42) определяем:

$$K_{кор} = 9 \cdot \frac{0,06}{0,048} \cdot 0,2 + 2,85 = 5,1.$$

Средняя температура дыма в рекуператоре:

$$t_{ср4} = \frac{t'_g + t''_g}{2} = \frac{844 + 596}{2} = 720^\circ\text{C}.$$

Потери напора в рекуператоре:

$$P_{м4} = K_{кор} \cdot P_{дин4} = 5,1 \cdot 1,23 \cdot \frac{0,25^2}{2} \cdot \left(1 + \frac{720}{273}\right) = 0,71 \text{ Па}.$$

Определим потери напора от рекуператора до дымовой трубы. Пусть при движении по борозу дымовые газы охлаждаются на 1 градус на 1 м его длины, тогда средняя температура дыма на этом участке длиной 30 м составит:

$$t_{ср5} = \frac{t''_g + (t''_g - 20)}{2} = \frac{596 + 576}{2} = 586^\circ\text{C};$$

$$P_{дин5} = 1,23 \cdot \frac{0,25^2}{2} \cdot \left(1 + \frac{586}{273}\right) = 0,12 \text{ Па}.$$

Потери на преодоление трения (сечение борозы то же, что и до рекуператора) на этом участке:

$$P_{тр4} = 0,05 \cdot \frac{20}{0,91} \cdot 0,12 = 0,13 \text{ Па}.$$

Потери на дымовом регулирующем шибере с учетом степени его открытия на 10 % составляют:

$$P_{м5} = K_5 \cdot P_{дин5} = 193 \cdot 0,12 = 23,16 \text{ Па}.$$

Потери на повороте на  $90^\circ$  в дымовую трубу при  $K_6 = 0,66$ :

$$P_{м6} = 0,66 \cdot 0,12 = 0,08 \text{ Па}.$$

Общие потери при движении дымовых газов от рабочего пространства печи до основания дымовой трубы определим по формуле (36):

$$P_n = 0,01 + 0,22 + 0,05 + 18,1 + 0,14 + 0,09 + 0,21 + 0,01 + 0,71 + 0,13 + 23,16 + 0,08 = 42,91 \text{ Па}.$$

Основой для расчета высоты дымовой трубы, которая обеспечивает удаление газов из печи, служит уравнение (35). Геометрический напор  $P_{гр}$  (разрежение) столба горячего газа внутри трубы, окруженной более холодным воздухом, должен покрыть потери напора при прохождении газом по дымовому тракту  $P_n$ , потери на трение в самой трубе  $P_{тр}$  и потери на выхлоп в устье трубы  $P_{вых}$ .

В настоящее время размеры минимальной высоты дымовой трубы устанавливаются исходя из санитарных норм и экологических соображений [1], поэтому методику расчета высоты дымовой трубы рассматривать нет необ-

Таблица 4  
Значения величин  $m$  и  $\beta$

$\frac{s_1 - d_n}{s_1}$	$m$	$\beta$
0,10	2,75	81
0,15	1,22	32
0,2	0,69	16
0,25	0,44	9
0,30	0,30	5,4
0,35	0,23	3,5
0,40	0,17	2,2
0,45	0,14	1,6
0,50	0,11	1,0
0,60	0,08	0,44
0,70	0,06	0,18
0,80	0,04	0,06
0,90	0,03	0,01
1,0	0,03	0



ходимости. Если здания вокруг трубы находится на расстоянии, меньшем 100 м, то высота трубы должна быть на 5 м выше конька крыши здания, но не менее 16 м. Если продукты сгорания содержат вредные газы ( $N_2O_5$ ,  $SO_2$  и др.), то высота трубы должна превышать 100 м.

### РАСЧЕТ ВОЗДУШНОГО ТРАКТА

Исходные данные:

Расход воздуха на рекуператор  $B_B = 730 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

Температура воздуха на входе в рекуператор  $t'_B = 20^\circ\text{C}$ .

Температура воздуха на выходе из рекуператора  $t''_B = 250^\circ\text{C}$ .

Эскиз воздушного тракта с размерами показан на рис. 6.

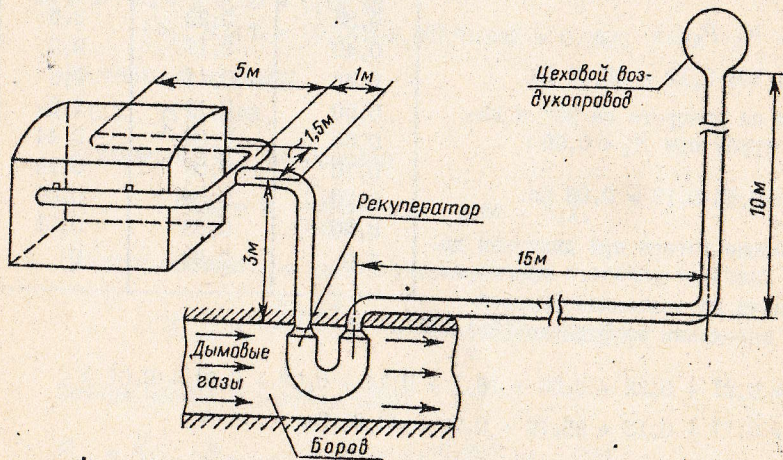


Рис. 6. Эскиз воздушного тракта печи

Принимаем среднюю скорость движения воздуха от цехового воздухопровода до рекуператора  $w_0 = 10 \text{ м/с}$ , после рекуператора  $w'_0 = 6 \text{ м/с}$ .  
Определим диаметры воздухопроводов: до рекуператора

$$d_1 = \sqrt{\frac{4B_B}{\pi \cdot 3600 \cdot w_0}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 730}{3,14 \cdot 3600 \cdot 10}} = 0,16 \text{ м.}$$

после рекуператора

$$d_2 = \sqrt{\frac{4B_B}{\pi \cdot 3600 \cdot w'_0}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 730}{3,14 \cdot 3600 \cdot 6}} = 0,21 \text{ м.}$$

Расход воздуха к горелкам распределяется поровну, т.е. 50 % на одну сторону и 50 % - на другую.

Отводы к горелкам

$$d_3 = d_4 = \sqrt{\frac{4B_B \cdot 0,5}{\pi \cdot 3600 \cdot w'_0}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 730 \cdot 0,5}{3,14 \cdot 3600 \cdot 6}} = 0,15 \text{ м.}$$

Определим потери давления на участке воздушного тракта от цехового воздухопровода до рекуператора. Динамический напор воздуха на этом участке найдем по формуле (37):

$$P_{\text{дин1}} = 1,29 \cdot \frac{10^2}{2} \cdot \left(1 + \frac{20}{273}\right) = 69,2 \text{ Па.}$$

Потери на трение на этом участке длиной 25 м рассчитываем согласно (38):

$$P_{\text{тр1}} = 0,03 \cdot \frac{15}{0,16} \cdot 69,2 = 194,7 \text{ Па.}$$

Потери напора в двух плавных поворотах на  $90^\circ$

$$P_{M1} = 2K_1 \cdot P_{\text{дин1}} = 2 \cdot 0,25 \cdot 69,2 = 34,6 \text{ Па,}$$

где  $K_1 = 0,25$  для  $R/d = 1,0$ .

Определим потери напора в рекуператоре. Средняя длина одного элемента в рекуператоре  $\ell = 0,65 \text{ м}$ , внутренний диаметр труб  $d_{\text{вн}} = 0,0247 \text{ м}$ , скорость движения воздуха в нем  $w_{\text{ор}} = 6 \text{ м/с}$ , а средняя температура воздуха:

$$t_B = (t'_B + t''_B)/2 = (20 + 250)/2 = 135^\circ\text{C}.$$

Потери на трение в рекуператоре

$$P_{\text{тр2}} = \mu \cdot \frac{\ell}{d_{\text{вн}}} \cdot \frac{w_{\text{ор}}^2}{2} \cdot \left(1 + \frac{t_B}{273}\right) \cdot \rho_{\text{об}} =$$

$$= 0,03 \cdot \frac{0,65}{0,0247} \cdot \frac{6^2}{2} \cdot \left(1 + \frac{135}{273}\right) \cdot 1,29 = 27,4 \text{ Па.}$$

Потерями плавного поворота в рекуператоре на  $180^\circ$  можно пренебречь.

Найдем потери давления на участке от рекуператора до отвода к горелкам. Принимаем падение температуры воздуха при движении по воздухопроводу за рекуператором два градуса на один метр длины, тогда

$$t_{\text{срз}} = \frac{t_{\text{в}} + (t_{\text{в}} - 2 \cdot 4)}{2} = \frac{250 + (250 - 8)}{2} = 246^\circ\text{C}.$$

Динамический напор воздуха на этом участке

$$P_{\text{динз}} = 1,29 \cdot \frac{6^2}{2} \cdot \left(1 + \frac{246}{273}\right) = 44,1 \text{ Па}.$$

Потери на трение составят:

$$P_{\text{трз}} = 0,05 \cdot \frac{4}{0,21} \cdot 44,1 = 42,0 \text{ Па}.$$

Геометрическое давление при  $H = 3$  м определим по формуле (41):

$$P_{\text{гз}} = -9,81 \cdot 3 \cdot \left(1,29 \frac{1}{1 + \frac{20}{273}} - 1,29 \frac{1}{1 + \frac{246}{273}}\right) = -15,4 \text{ Па}.$$

На этом участке потери на преодоление геометрического давления отрицательны, так как горячий воздух поднимается на высоту 3 м.

Потери напора в плавном повороте на  $90^\circ$

$$P_{\text{мз}} = 0,25 \cdot 44,1 = 11,0 \text{ Па}.$$

Потери напора при разветвлении потока на  $180^\circ$  составят

$$P'_{\text{мз}} = K_4 \cdot P_{\text{динз}} = 1,5 \cdot 44,1 = 66,2 \text{ Па}.$$

Для угла разветвления  $\alpha = 180^\circ$  коэффициент потерь  $K = 1,5$ .

Рассчитаем потери напора в отводах к горелкам:

$$t_{\text{ср4}} = \frac{242 + (242 - 2 \cdot 6,5)}{2} = 236^\circ\text{C}.$$

Динамический напор воздуха в отводах:

$$P_{\text{дин4}} = 1,29 \cdot \frac{6^2}{2} \cdot \left(1 + \frac{236}{273}\right) = 43,3 \text{ Па}.$$

Потери на трение

$$P_{\text{тр4}} = 0,05 \cdot \frac{6,5}{0,15} \cdot 43,3 = 93,8 \text{ Па}.$$

Потери напора в плавном повороте на  $90^\circ$

$$P_{\text{м4}} = 0,25 \cdot 43,3 = 10,8 \text{ Па}.$$

Перед горелками в воздухопроводе устанавливается измерительная диафрагма для измерения расхода воздуха на горелки, а также дроссельная заслонка для регулирования соотношения топливо - воздух. Потери на измерительной диафрагме зависят от соотношения диаметра воздухопровода  $d_{\text{тр}}$  и диаметра отверстия диафрагмы  $d_{\text{дф}}$ . Для  $d_{\text{тр}}/d_{\text{дф}} = 1,5$  по табл. [5] находим значение  $K_5 = 7$ .

Следовательно, потери на измерительной диафрагме составят:

$$P'_{\text{м4}} = K_5 P_{\text{дин4}} = 7 \cdot 43,3 = 303,1 \text{ Па}.$$

Потери на дроссельной заслонке зависят от угла  $\varphi$  поворота заслонки к направлению движения потока воздуха. При угле ее поворота  $\varphi = 30^\circ$  для круглого воздухопровода согласно табл. [5] значение  $K_6 = 3,91$ . Потери на регулирующей заслонке будут равны:

$$P''_{\text{м}} = K_6 P_{\text{дин4}} = 3,91 \cdot 43,3 = 169,3 \text{ Па}.$$

Общие потери на воздушном тракте без учета сопротивления горелки определим по формуле (36):

$$P_{\text{п}} = 194,7 + 34,6 + 27,4 + 42,0 - 15,4 + 11,0 + 66,2 + 93,8 + 10,8 + 303,1 + 169,3 = 937,5 \text{ Па}.$$

Давление воздуха  $P_{\text{в}}$  перед горелкой при скорости выхода 30 м/с должно составлять  $2550 \text{ Н/м}^2$  [5]. Следовательно, в нехоме воздухопроводе давление должно быть не менее

$$P_{\text{вп}} = 937,5 + 2550 = 3487,5 \text{ Па} \approx 3,5 \text{ кПа}.$$

Результаты расчета по всем разделам курсового проекта, выполненного в соответствии с индивидуальным заданием, оформляются в виде пояснительной записки, включающей в себя необходимые графики, рисунки и схемы.

При разработке чертежей общих видов рассчитанной печи и элементов ее конструкции можно воспользоваться типовыми конструкциями современных печей, приведенными в пособии [ 2 ].

Титульный лист и пояснительная записка оформляются в соответствии с СТП ЛПИ I.OI.-83. Образец титульного листа записки приводится ниже.

Государственный комитет РСФСР по делам науки и высшей школы

ЛЕНИНГРАДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Физико-металлургический факультет  
кафедра "Пластическая обработка металлов"

П О Я С Н И Т Е Л Ь Н А Я    З А П И С К А

К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ

на тему: "Тепловые расчеты и конструирование  
нагревательной (термической) печи"

Проект выполнил  
студент гр.365    Ф.И.О. \_\_\_\_\_

Руководитель                    Ф.И.О. \_\_\_\_\_  
(должность)

Курсовой проект защищен с оценкой \_\_\_\_\_  
(дата защиты)

Ленинград

(ГОД)

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Казанцев Е.И. Промышленные печи: Справочное руководство для расчетов и проектирования. - М.: Metallurgy, 1975. - 368 с.
2. Metallurgical furnaces. Atlas: Учебное пособие для вузов /В.И.Миткалинский, В.А.Кривандин, В.А.Морозов и др. - М.: Metallurgy, 1987. - 384 с.
3. Metallurgical heat engineering. T.1. Theoretical foundations /Под ред. В.А.Кривандина. - М.: Metallurgy, 1986. - 424 с.
4. Metallurgical heat engineering. T.2. Construction and operation of furnaces /Под ред. В.А.Кривандина. - М.: Metallurgy, 1986. - 592 с.
5. Calculations of heating furnaces /Под ред. Н.Ю.Тайца. - Киев: Техника, 1969. - 540 с.
6. Calculation of heating and thermal furnaces: Handbook /Под ред. В.Н.Тымчака и В.М.Гусовского. - М.: Metallurgy, 1983. - 480 с.
7. Tebenkov B.P. Recuperators for industrial furnaces. - М.: Metallurgy, 1975. - 296 с.

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение . . . . .	3
Расчет теплового баланса печи . . . . .	4
Расчет рекуператора . . . . .	15
Аэродинамические расчеты печей . . . . .	23
Список литературы . . . . .	38

Составители: Владимир Иванович Становой,  
Андрей Алексеевич Буйлов

РАСЧЕТЫ ТЕПЛОВОГО БАЛАНСА И РЕКУПЕРАТОРА.  
АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ КАМЕРНЫХ САДОЧНЫХ ПЕЧЕЙ

Методические указания

Редактор Л.И.Романова  
Технический редактор А.И.Колодяжная

---

Ротапринт. Подписано к печати 21.02.91 Формат бум. 60x90 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>  
Объем 2,5 п.л. Тир. 600 экз. Зак. 153 Бесплатно

---

НПО ЦКТИ. 194021, Ленинград, Политехническая ул., д.24