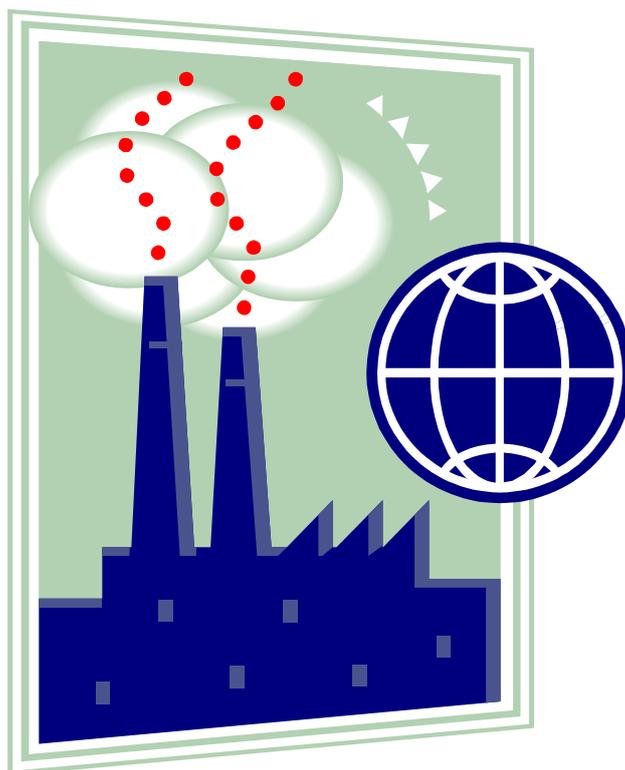


**А. В. Бараков, Д. А. Прутских, А. А. Надеев,  
В. Ю. Дубанин**

# **ОСНОВЫ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ТЕПЛОТЕХНОЛОГИИ**

Учебное пособие



**Воронеж 2022**

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Воронежский государственный технический университет»

**А.В. Бараков, Д.А. Прутских, А.А. Надеев, В.Ю. Дубанин**

# **ОСНОВЫ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ТЕПЛОТЕХНОЛОГИИ**

Учебное пособие

Воронеж 2022

УДК 66.04:977(075.8)

ББК 31.3я7

О-753

**Рецензенты:**

*кафедра электротехники, теплотехники и гидравлики Воронежского государственного лесотехнического университета имени Г. Ф. Морозова  
(зав. кафедрой д-р техн. наук О.Р. Дорняк);*

*А. В. Куксин, канд. техн. наук, зав. кафедрой атомных электрических станций Международного института компьютерных технологий*

**Бараков, А. В.**

**Основы высокотемпературной теплотехнологии:** учебное пособие / А.В. Бараков, Д.А. Прутских, А.А. Надеев, В.Ю. Дубанин; ФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический университет». – Воронеж: Изд-во ВГТУ, 2022. – 91 с.

ISBN 978-5-7731-1011-8

В учебном пособии рассмотрены тепловые и конструкционные схемы высокотемпературных теплотехнологических установок, их тепловые и материальные балансы, а также вопросы энергосбережения и экологии.

Пособие предназначено для студентов всех форм обучения по направлению подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника», профиль «Промышленная теплоэнергетика» при изучении дисциплины «Высокотемпературные теплотехнологические процессы и установки».

Ил. 64. Табл. 1. Библиогр.: 7 назв.

**УДК 66.04:977(075.8)**

**ББК 31.3я7**

*Печатается по решению редакционно-издательского совета  
Воронежского государственного технического университета*

ISBN

© Бараков А.В., Прутских Д.А.,  
Надеев А.А., Дубанин В.Ю., 2022  
© ФГБОУ ВО «Воронежский  
государственный технический  
университет», 2022

## ВВЕДЕНИЕ

Снижение энергоёмкости экономики России рассматривается как ключевой фактор сокращения затрат общества на энергообеспечение, повышение конкурентоспособности продукции отечественных товаропроизводителей и уменьшение нагрузки на окружающую среду. По оценке различных исследователей, в России ежегодно перерасходуется от 300 до 600 миллионов тонн условного топлива и значительный потенциал энергосбережения имеется в высокотемпературной теплотехнологии. Исходя из этого определены основные приоритеты научно-технической политики в энергетике страны:

- разработка, исследование и внедрение новых энергосберегающих технологий и оборудования;
- использование вторичных (побочных) энергетических ресурсов;
- исследование нетрадиционных (возобновляемых) источников энергии, в том числе энергии существующих в природе градиентов температур.

Высокотемпературные теплотехнологические установки являются одним из основных потребителей топлива в стране, причем в них, как правило, расходуют такие ценные сорта топлива, как мазут и природный газ. Вместе с тем в подавляющем большинстве случаев промышленные печи работают с весьма низким к.п.д., величина которых чаще всего не превышает 20-30 %. Низкий к.п.д. обуславливается, в основном, большими потерями теплоты с уходящими дымовыми газами, достигающими иногда 50-65 % от количества теплоты, подведенного в печь.

Наиболее предпочтительным методом повышения к.п.д., а, следовательно, и экономии топлива является возврат в печь (регенерация) части теплоты, содержащейся в уходящих продуктах сгорания, подогревом воздуха, подаваемого для горения, что особенно актуально при использовании для отопления печей низкокалорийных видов топлива. В настоящее время для подогрева воздуха (или газообразного топлива) применяют, в основном, керамические и металлические рекуператоры различных типов, однако в последнее время была проведена большая работа по конструированию и исследованию регенеративных воздухоподогревателей, в частности, аппаратов с дисперсным промежуточным теплоносителем.

При использовании уходящих из печи продуктов сгорания в качестве вторичных энергетических ресурсов (ВЭР) применяют, в основном, котлы – утилизаторы различных типов.

Предметом изучения дисциплины «Высокотемпературные теплотехнические процессы и установки» является теория, методы и условия для реализации некоторых теплотехнологических процессов, а также применение энергосберегающего оборудования.

В развитии современной теории расчёта высокотемпературных теплотехнологических установок велика роль отечественных учёных. В 1905-1911 годах В.Е. Грум-Гржимайло была разработана «гидравлическая» теория печей, мате-

матическое обоснования которой дал И.Г. Есьман. Основным положением этой теории является естественное движение теплоносителя в печи. В теории печей, разработанной Н.Н. Доброхотовым, впервые большое внимание уделялось принудительному движению газов, однако в отношении внешнего теплообмена основополагающей считалась конвекция. В 1912-1915 годах Н.Е. Скарёвым и И.Д. Семькиным была разработана методика расчёта мартеновских печей, которая положила начало “тепловой” теории печей. В 1930-1935 годах М.А. Глинковым были объединены теории Доброхотова и Скарёва-Семькина и создана современная “энергетическая” теория печей. Большое значение в развитии этой теории имеют также работы Д.В. Будрина, А.В. Лыкова, А.Д. Ключникова, Ю.И. Розенгарта, В.А. Кривандина, А.П. Баскакова и др.

# 1. ПРИНЦИПЫ ТЕПЛОТЕХНОЛОГИИ

## 1.1 Основные понятия и определения

Теплотехнология – совокупность методов преобразования исходного сырья в заданный товарный продукт на основе изменения теплового состояния их вещества.

По максимальной температуре теплоносителя теплотехнологические установки делятся на две группы:

- установки умеренных температур или теплообменные установки;
- высокотемпературные теплотехнологические установки.

Рассмотрим принципиальную схему современной высокотемпературной теплотехнологической установки (ВТУ)

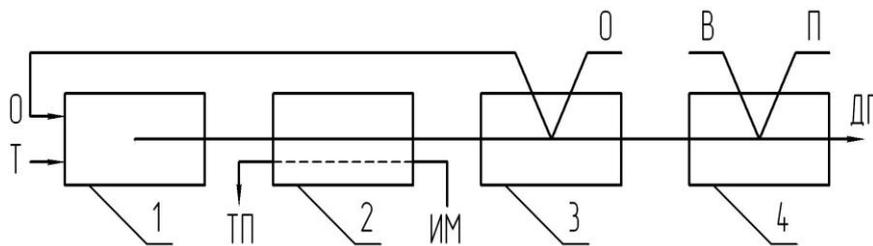


Рис. 1.1. Принципиальная схема ВТУ:

ТП – технологический продукт; ИМ – исходный материал;

О – окислитель; Т – топливо; В – вода; П – пар;

1- зона генерации теплоты; 2- зона технологического процесса; 3 – подогреватель компонентов горения; 4 – котёл-утилизатор

Зона генерации теплоты (ЗГТ), предназначена для получения теплоты из другого вида энергии и передачи её исходному материалу. В настоящее время для получения теплоты в ВТУ используются:

- химическая энергия топлива;
- электрическая энергия;
- ядерная энергия (в перспективе);
- комбинированные виды энергии, например, химическая энергия топлива и электрическая энергия.

Зона технологического процесса (ЗТП) предназначена для создания оптимальных условий для протекания соответственного технологического процесса. Если технологический процесс состоит из нескольких ступеней, то зона технологического процесса состоит из соответственного количества камер. Например, нагрев металла в методической печи включает три ступени:

- умеренный нагрев;
- форсированный нагрев;
- выдержку,

Поэтому ЗТП этой печи состоит из трёх зон:

- методической;
- сварочной;
- томильной.

В качестве регенеративного устройства чаще всего применяют подогреватели компонентов горения (ПКГ). Применение ПКГ обеспечивает экономию топлива, а также повышает температуру горения, что особенно актуально при использовании низкокалорийных топлив.

В качестве установок внешнего теплоиспользования применяют водяные экономайзеры (ЭК) или котлы-утилизаторы (КУ). Внешнее теплоиспользование обеспечивает экономию топлива на предприятии.

Для анализа эффективности работы ВТУ применяют их тепловые схемы.

Тепловой схемой называется графическая иллюстрация системы источника энергии, состава теплоносителей и последовательности их перемещения по камерам ЗТП и другим элементам ВТУ.

Тепловые схемы подразделяются на три группы:

- с внутренним теплоиспользованием (ЗГТ+ЗТП+ПКГ);
- с внешним теплоиспользованием (ЗГТ+ЗТП+КУ);
- комбинированные (ЗГТ+ЗТП+ПКГ+КУ).

Примером тепловой схемы печи комбинированного теплоиспользования служит также тепловая схема смежносвязанных установок (рис. 1.2).

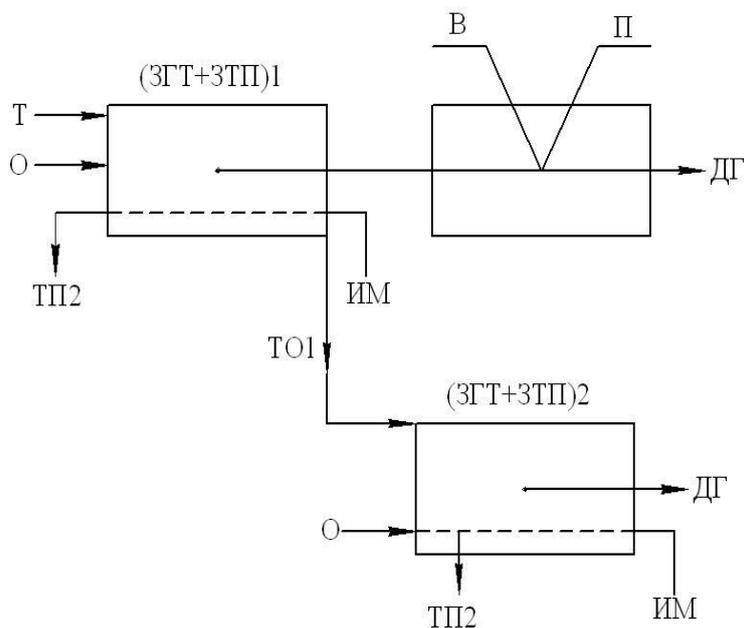


Рис. 1.2. Тепловая схема смежносвязанных установок

Эффективность работы ВТУ во многом определяется её температурным графиком.

Температурный график - графическая иллюстрация изменения температуры теплоносителя, температуры поверхности и середины материала (слитка).

Для печей периодического действия эта зависимость приводится в зависимости от времени технологического цикла, а для печей непрерывного действия – от длины рабочего пространства. Например, температурный график методической печи имеет следующий вид (рис 1.3).

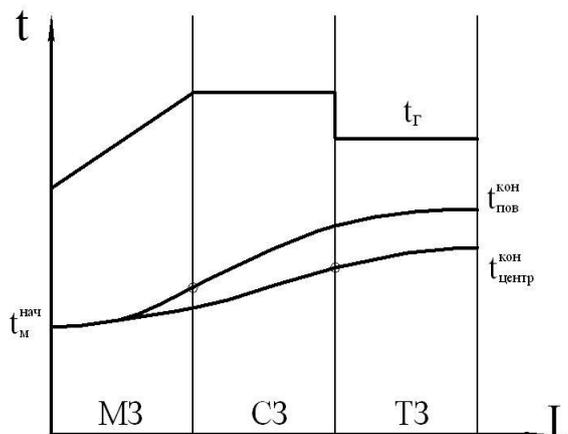


Рис. 1.3. Температурный график методической печи:

.. $t_{Г}$ .. - температура теплоносителя;

- начальная температура металла;

$t_{пов}^{кон}$ ,  $t_{центр}^{кон}$  - температура поверхности и центра слитка

на выходе

Для классификации температурных графиков ВТУ используют следующие соотношения:

- начальной температуры слитка и температуры окружающей среды ( $t_{М}^{нач}$  и  $t_{oc}$ );

- между температурой технологического продукта и максимальной температурой слитков ( $t_{Т.П}$  и  $t_{М}^{max}$ ).

В зависимости от численного значения этих соотношений различают следующие виды температурных графиков

$$A: t_{М}^{нач} = t_{oc}; t_{Т.П} = t_{М}^{max};$$

$$B: t_{М}^{нач} = t_{oc}; t_{Т.П} < t_{М}^{max};$$

$$B: t_{М}^{нач} > t_{oc}; t_{Т.П} = t_{М}^{max};$$

$$Г: t_{М}^{нач} > t_{oc}; t_{Т.П} < t_{М}^{max}.$$

Классификацию ВТУ проводят по следующим признакам:

- по источнику энергии: топливные; конверторы; электрические;

- по технологическому назначению: нагревательные; плавильные;

- по конструктивному признаку: пламенные, шахтные, вращающиеся.

## 1.2. Контрольные вопросы

1. Назовите основные элементы ВТУ.
2. Что называется тепловой схемой ВТУ?
3. Чем определяется эффективность работы ВТУ?
4. Как классифицируются температурные графики?

## 2. ОСОБЕННОСТИ АЭРОДИНАМИКИ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

### 2.1. Режимы движения высокотемпературных теплоносителей

В соответствии с классификацией М.А. Глинкова в «энергетической» теории печей различают следующие режимы движения теплоносителей:

- канальный;
- струйный;
- фильтрационный.

При канальном движении векторы скорости газа в различных потоках параллельны друг другу и совпадают с направлением движения. Очевидно, такой режим возможен при ламинарном характере движения, что соответствует малому значению его скорости. Поэтому такой режим возможен при использовании естественной тяги и большого распространения не получил.

При струйном режиме движения теплоносителя происходит под динамическим воздействием отдельных струй (факелов), создаваемых горелками или форсунками. Схема турбулентной свободной затопленной струи показана на рис. 2.1.

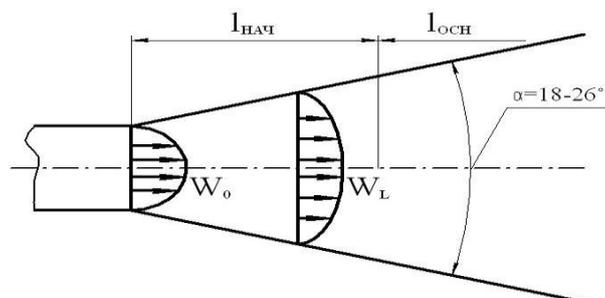


Рис. 2.1. Принципиальная схема свободной затопленной струи:

$W_0$  - скорость невозмущённого потока;  $W_l$  - осевая скорость потока

На некотором расстоянии от устья горелки осевая скорость потока  $W_l$  не изменится и будет равна скорости невозмущенного потока  $W_0$ . Этот участок называется начальным  $l_{нач}$ . Затем следует основной участок струи  $l_{осн}$ , в пределах которого  $W_l$  уменьшается от  $W_0$  до 0. Для определения осевой скорости на

расстоянии  $l$  от устья горелки используется следующее эмпирическое соотношение:

$$\frac{W_l}{W_0} = \frac{0.96}{\frac{al}{d} + 0.29}, \quad (2.1)$$

где  $a$  - коэффициент, зависящий от формы поперечного сечения струи ( $a=0,14\dots0,16$ );

$d$  - диаметр устья горелки.

Анализ (2.1) показывает, что «дальнобойность» струи зависит от диаметра устья горелки. Из рис.2.1 также видно, что с увеличением  $l$  одновременно увеличивается объемный расход теплоносителя в струе. Последнее обстоятельство происходит за счет того, что струя захватывает теплоноситель из окружающей среды, что, в свою очередь, приводит к выравниванию температурного поля в рабочем пространстве печи.

Объемный расход газа в струе на расстоянии  $l$  от устья горелки будет равен:

$$\frac{V_l}{V_0} = 2.22 \frac{al}{d} + 0.29, \quad (2.2)$$

где  $\frac{V_l}{V_0}$  - кратность циркуляции теплоносителя в струе.

Анализ (2.2) показывает, кратность циркуляции тем больше, чем больше  $\frac{L}{d}$ , которое называется «числом калибров».

Соотношение, которое связывает температуру теплоносителя в струе  $t_l$ , температуру окружающей среды  $t_{oc}$  и начальную температуру теплоносителя  $t_0$  имеет следующий вид:

$$\frac{t_L - t_{oc}}{t_0 - t_{oc}} = \frac{0,7}{\frac{aL}{d} + 0,29}. \quad (2.3)$$

Из (2.3) также следует, что для создания равномерного температурного поля необходимо применять большее количество горелок меньшего диаметра.

Фильтрационный режим движения имеет место в печах для тепловой обработки дисперсного (кускового) материала. Принципиальная схема слоевой установки, а также силы, действующие на частицу дисперсного материала, показаны на рис. 2.2.

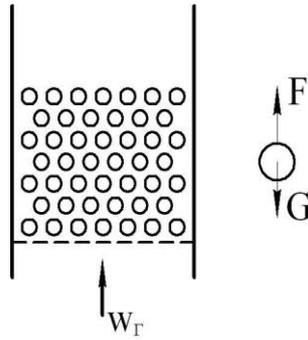


Рис. 2.2. Принципиальная схема слоевой установки:

$w_{\Gamma}$  - скорость теплоносителя;  $F$  - сила динамического давления теплоносителя;  $G$  - сила тяжести частицы

Если сила динамического давления  $F$  меньше силы тяжести  $G$ , то слой неподвижен (плотный), если  $F=G$ , то происходит псевдооживление слоя, и наконец, если  $F>G$ , то слой называется взвешенным.

Скорость теплоносителя, при которой плотный слой переходит в псевдооживленное состояние называется первой (нижней) скоростью псевдооживления, а скорость перехода псевдооживленного слоя во взвешенное состояние называется второй (верхней) скоростью псевдооживления.

Значения этих скоростей рассчитываются по зависимостям О.М. Тодеса:

$$\begin{aligned}
 Re'_{кр} &= \frac{w'_{кр} d_{\text{Э}}}{\nu_{\Gamma}} = \frac{Ar}{1400 + 5.22\sqrt{Ar}}; \\
 Re''_{кр} &= \frac{w''_{кр} d_{\text{Э}}}{\nu_{\Gamma}} = \frac{Ar}{18 + 0.61Ar}; \\
 Ar &= \frac{gd_{\text{Э}}^2(\rho_M - \rho_{\Gamma})}{\nu_{\Gamma}^2 g_{\Gamma}},
 \end{aligned} \tag{2.4}$$

где  $g$  - ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$d_{\text{Э}}$  - эквивалентный диаметр частицы материала, м;

$\nu_{\Gamma}$  - кинематический коэффициент вязкости теплоносителя м<sup>2</sup>/с;

$\rho_M, \rho_{\Gamma}$  - плотность материала и теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>.

Отношение скорости теплоносителя к первой критической скорости псевдооживления называется числом псевдооживления. Устойчивому состоянию псевдооживленного слоя соответствует число псевдооживления  $\frac{w_{\Gamma}}{w'_{кр}} = 2 \div 3$ .

При подаче теплоносителя под некоторым углом  $\beta$  к поверхности газораспределительной решетки происходит одновременное псевдооживление дис-

персного материала и его направленное перемещение. Использование такого слоя позволяет создавать теплотехнологические установки непрерывного действия и обеспечивает более равномерную тепловую обработку материала. Если сама газораспределительная решетка имеет угол наклона к горизонту, равный  $\alpha$ , то минимальная скорость теплоносителя будет равна

$$w_2^{мин} = 1,15 \sin(\alpha + \beta) \sqrt{\frac{g \cdot \sin \alpha \cdot \rho_m \cdot d_3}{c_d \cdot \rho_2 \cdot \cos \beta}}, \quad (2.5)$$

где  $c_d$  - коэффициент лобового сопротивления частицы дисперсного материала.

## 2.2. Гидравлические потери высокотемпературного теплоносителя

При канальном и струйном режимах движения потери давления теплоносителем определяются по формуле

$$\Delta P_{II} = \Delta P_{TP} + \Delta P_{M.C}, \text{ Па}, \quad (2.6)$$

где  $\Delta P_{TP}$  - потери давления на трение;

$\Delta P_{M.C}$  - потери давления на местных сопротивлениях.

Потери давления на трение вычисляются по формуле Дарси – Вейсбаха:

$$\Delta P_{mp} = \lambda \frac{l}{D_3} \frac{\bar{\rho}_r \cdot w_2^2}{2}, \text{ Па}, \quad (2.7)$$

где  $l$  – длина расчётного участка, м;

$D_3$  – эквивалентный диаметр газохода, м;

$\bar{\rho}_r$  - средняя плотность теплоносителя на расчётном участке, м<sup>3</sup>/кг;

$\lambda$  - коэффициент трения.

Эквивалентный диаметр газохода определяют по формуле:

$$D_3 = \frac{4F}{\Pi}, \text{ м}, \quad (2.8)$$

где  $F$  - площадь поперечного сечения газохода, м<sup>2</sup>.

$\Pi$  – “смоченный” периметр газохода, м.

Коэффициент трения определяется режимом движения теплоносителя:

- для ламинарного режима ( $Re < 2300$ )

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}; \quad (2.9)$$

- для переходной области ( $\text{Re}=2300 \div 5000$ )

$$\lambda = 0,0025 \sqrt[3]{\text{Re}}; \quad (2.10)$$

- для турбулентного режима ( $\text{Re}>5000$ )

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{\Delta}{d_3} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}, \quad (2.11)$$

где  $\text{Re} = \frac{W_2 \cdot d_3}{\nu_2}$  - критерий Рейнольдса;

$\Delta$  - эквивалентный диаметр шероховатости поверхности газохода.

Величина  $\Delta$  для разных поверхностей имеет следующее значение:

$\Delta = 6 \cdot 10^{-2}$  мм – для стальных труб;  $\Delta = (0,5 \dots 2)$  мм - для тех же, подверженных коррозии;  $\Delta = (0,8 \dots 6)$  мм – для кирпича.

Ориентировочные значения коэффициента трения для некоторых поверхностей может приниматься равной:

- кирпичные газоходы:  $\lambda = 0,04-0,05$ ;
- металлические новые:  $\lambda = 0,025$ ;
- металлические, подверженные коррозии:  $\lambda = 0,045$ .

Если параметры теплоносителя отнесены к нормальным условиям, то потери давления на трение определяют по формуле:

$$\Delta P_{mp} = \lambda \frac{l}{d_3} \frac{\rho_0 W_0^2}{2} \left( \frac{273}{t_2 + 273} \right), \text{ Па}, \quad (2.12)$$

где  $\rho_0, W_0$  - плотность и скорость теплоносителя, отнесённые к нормальной температуре;

$\bar{t}_r$  - средняя температура теплоносителя на расчётном участке.

Для определения потерь давления на местных сопротивлениях служит соотношение:

$$\Delta P_{m.c} = \zeta \frac{\rho W_2^2}{2} = \zeta \frac{\rho_0 W_0^2}{2} \frac{273}{t_2 + 273}, \text{ Па}, \quad (2.13)$$

где  $\zeta$  - коэффициент местного сопротивления.

Величина коэффициента местного сопротивления определяется, в основном, его видом. Например, для “внезапного” расширения газохода применима формула Борда:

$$\zeta = \left( \frac{F_2}{F_1} - 1 \right)^2, \quad (2.14)$$

где  $F_1, F_2$  - площади сечений газохода.

Для “внезапного” сужения справедлива формула Идельчика:

$$\zeta = 0,5 \left( 1 - \frac{F_2}{F_1} \right)^{\frac{3}{4}}, \quad (2.15)$$

Качественная зависимость гидравлических потерь давления теплоносителя в слоевой установке показана на рис. 2.3.

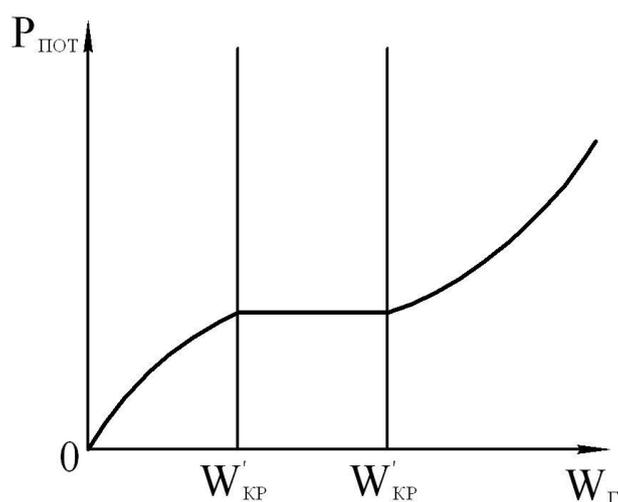


Рис. 2.3. Гидравлические потери давления теплоносителя в слоевой установке

В диапазоне изменения скорости теплоносителя  $0 < W_{\Gamma} < W'_{кр}$  дисперсный материал находится в плотном состоянии. Для плотного слоя применима формула Эргана:

$$\Delta P_{II} = H \left[ 150 \frac{(1 - \varepsilon_0)^2}{\varepsilon_0^3} + \frac{\mu W_{\varepsilon}^2}{d_{\varepsilon}^2} + 1,75 \frac{(1 - \varepsilon_0)}{\varepsilon_0^3} \cdot \frac{\rho W_{\varepsilon}^2}{2} \right], \text{ Па}, \quad (2.16)$$

где  $H$  - высота слоя, м;

$\varepsilon_0$  - порозность слоя материала;

$\mu$  - динамический коэффициент вязкости теплоносителя, Па·с;

$d_3$  - диаметр частицы материала, м.

В области  $W'_{KP} < W_{\Gamma} < W''_{KP}$ , когда слой находится в псевдооживленном состоянии, гидравлические потери численно равны весу материала на 1 м<sup>2</sup> газораспределительной решётки:

$$\Delta P_{пот} = g(\rho_M - \rho_{\Gamma}) \cdot H \cdot (1 - \varepsilon), \text{ Па}, \quad (2.17)$$

где  $H$  - высота слоя материала;

$\varepsilon$  - порозность псевдооживленного слоя.

Величина порозности однородного псевдооживленного слоя определяется по формуле

$$\varepsilon = \left( \frac{18\text{Re} + 0,36\text{Re}}{Ar} \right)^{0,21}. \quad (2.18)$$

Гидравлическое сопротивление псевдооживленного слоя, перемещающегося вдоль газораспределительной решетки в прямолинейном канале, определяется по формуле

$$Eu = k \text{Re}^{-0,19} Fr^{0,10} \left( \frac{\rho_M}{\rho_2} \right)^{0,01}, \quad (2.19)$$

где  $Eu = \frac{\Delta P_{nom}}{\rho_2 w_2^2}$  - критерий Эйлера;

$Fr = \frac{w_2^2}{gd_3}$  - критерий Фруда;

$k$  - коэффициент, зависящий от конструкции газораспределительной решетки.

При движении псевдооживленного слоя по кольцевому каналу гидравлические потери будут равны

$$Eu = k \text{Re}^{-0,21} \left( \frac{H}{d_3} \right)^{0,67} \left( \frac{\rho_M}{\rho_2} \right)^{0,65}. \quad (2.20)$$

### 2.3. Расчёт дымовой трубы ВТУ

Рассмотрим принципиальную схему газового тракта ВТУ (рис. 2.4)

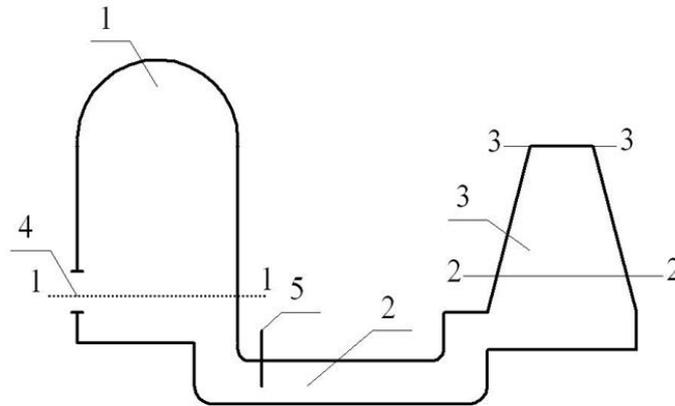


Рис. 2.4. Газовый тракт ВТУ:  
1- рабочее пространство печи; 2 – боров; 3 – дымовая труба;  
4 – технологическое окно; 5 - шибер

Запишем уравнение Бернулли для сечений I и II:

$$\rho g Z_1 + p_1 + \frac{\rho w_1^2}{2} = \rho g Z_2 + p_2 + \frac{\rho w_2^2}{2} + \Delta P_n \Big|_1^2, \quad (2.21)$$

где  $\rho g Z$  – геометрическое давление;

$p$  – пьезометрическое давление;

$\frac{\rho w^2}{2}$  - динамическое давление;

$\Delta P_n \Big|_1^2$  - гидравлические потери давления теплоносителем между сечениями I и II.

Введём обозначение для соответствующих избыточных давлений:

$$h_i = P_i - P_a; \quad h_{oi} = \frac{\rho w^2}{2}; \quad h_n \Big|_1^2 = k \frac{\rho w^2}{2}, \quad (2.22)$$

где  $P_a$  - атмосферное давление, Па.

В предположении, что рабочее пространство заполнено раскаленным теплоносителем, а шибер 5 закрыт, величина избыточного геометрического давления изменяется следующим образом

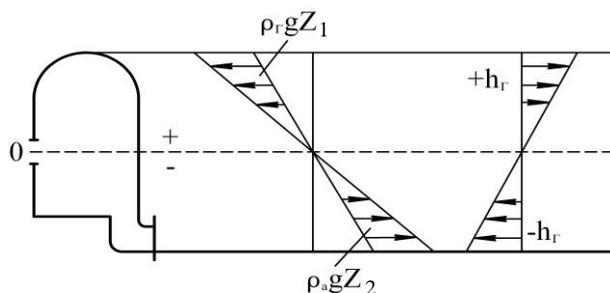


Рис. 2.5. К определению избыточного геометрического давления

Величина избыточного геометрического давления будет равна:

$$h_2 |_1^2 = gZ |_1^2 (\rho_a - \rho_r), \quad (2.23)$$

где  $\rho_a$  - плотность атмосферного воздуха,  $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ .

Запишем уравнение (2.22) в избыточных давлениях:

$$h_1 + h_{\partial 1} + h_2 |_1^2 = h_2 + h_{\partial 2} + h_n |_1^2. \quad (2.24)$$

Так как  $h_{\partial 1} \ll h_{\partial 2}$ , то принимаем  $h_{\partial 1} \approx 0$ . Величина  $h_1 = 0$ , так как находится на уровне открытого технологического окна 4 (рис. 2.4). с учётом этого получаем:

$$h_2 = h_2 |_1^2 - h_{\partial 2} - h_n |_1^2. \quad (2.25)$$

Запишем уравнение Бернулли для сечений II и III:

$$h_2 + h_{\partial 2} + h_2 |_2^3 = h_3 + h_{\partial 3} + h_n |_2^3, \quad (2.26)$$

Так как  $h_3 = 0$ , получаем

$$h_2 = h_{\partial 3} + h_n |_2^3 - h_2 |_2^3 - h_{\partial 3}. \quad (2.27)$$

С учётом того, что

$$h_n |_2^3 = 0.5\lambda \cdot H \left( \frac{h_{\partial 1}}{d_2} + \frac{h_{\partial 2}}{d_3} \right), \quad (2.28)$$

$$h_2 |_2^3 = gH(\rho_a - \rho_2), \quad (2.29)$$

где  $H$  – высота дымовой трубы.

Из совместного решения (2.18), (2.20)-(2.22) получаем формулу для определения высоты дымовой трубы:

$$H = \frac{h_n |l_1|^2 + h_z |l_1|^2 + h_{o2}}{g(\rho_a - \rho_z) - 0.5\lambda \left( \frac{h_{o2}}{d_2} - \frac{h_{o3}}{d_3} \right)}, \text{ м.} \quad (2.30)$$

При определении давлений в (2.30) необходимо руководствоваться следующими рекомендациями. Скорость дымовых газов в сечении III должна составлять  $w_{г3} = 2,5 \div 3,0$  м/с. Диаметры основания и устья трубы связаны соотношением  $d_3 = 1,5 \cdot d_2$ . Плотность атмосферного воздуха определяется для летних условий.

Дымовая труба может работать на две и более печи (рис. 2.6).

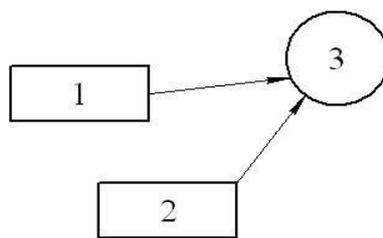


Рис. 2.6. Схема подключения к дымовой трубе:  
1,2 - печи; 3 – дымовая труба

В этом случае высота дымовой трубы рассчитывается на суммарный расход дымовых газов от всех печей и на большие гидравлические потери теплоносителя.

Если естественного разрежения (тяги), создаваемого дымовой трубой, оказывается недостаточным для удаления газов из печей, то применяют дымососы.

## 2.4. Контрольные вопросы

1. Перечислите режимы движения теплоносителей.
2. Из чего состоят потери давления при канальном и струйном режимах движения?
3. Приведите график гидравлических потерь в слоевой установке.
4. От каких параметров зависит расчет высоты дымовой трубы?
5. В каком случае применяют дымосос?

### 3. ВНЕШНИЙ ТЕПЛООБМЕН

В теории печей внешним теплообменом называется процесс передачи теплоты от теплоносителя к поверхности нагреваемого материала. По способу организации этого процесса внешний теплообмен может быть прямым, когда теплоноситель соприкасается с поверхностью нагреваемого материала, или косвенным, когда теплоноситель отделен от материала какой-либо оболочкой (муфель, радиантная труба и т.д.).

По способу передачи теплоты внешний теплообмен может быть лучистым или конвективным. Известно, что интенсивность лучистого теплообмена зависит от следующих параметров:

- температуры теплоносителя;
- эффективной толщины слоя теплоносителя;
- парциального давления компонентов, участвующих в лучистом теплообмене;

На интенсивность конвективного теплообмена влияет, в основном, скорость движения теплоносителя.

Рассмотрим более подробно указанные способы передачи теплоты.

#### 3.1. Лучистый внешний теплообмен

Лучистый тепловой поток определяется следующим соотношением

$$Q_L = C_o \varepsilon_{np} F_L \left[ \left( \frac{T_z}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_m}{100} \right)^4 \right], \text{ Вт}, \quad (3.1)$$

где  $C_o = 5,67 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}^4}$  – излучательная способность абсолютно чёрного тела;

$\varepsilon_{np}$  – приведенная степень черноты системы “газ-кладка-материал”;

$F_L$  – лучевоспринимающая поверхность материала,  $\text{м}^2$ ;

$T_z, T_m$  – абсолютные температуры теплоносителя и материала, К.

Лучевоспринимающая поверхность материала будет равна:

$$F_L = \varphi \cdot F_m, \text{ м}^2$$

где  $F_m$  – общая поверхность материала,  $\text{м}^2$ ;

$\varphi$  – угловой коэффициент облученности, который определяется экспериментально и приводится в справочниках.

Если в пределах расчетного участка температуры теплоносителя и материала изменяются, то возникает необходимость их усреднения. Средний температурный напор может быть определён, по формуле:

$$\Delta T = \sqrt{\left[ \left( \frac{T''}{100} \right)^4 - \left( \frac{T'_m}{100} \right)^4 \right] \cdot \left[ \left( \frac{T'}{100} \right)^4 - \left( \frac{T'_m}{100} \right)^4 \right]} \quad (3.2)$$

где  $T'$  и  $T'_m$  - начальные температуры теплоносителя и материала;

$T''$  и  $T''_m$  - конечные температуры теплоносителя и материала.

Формула (3.2) справедлива для противоточной схемы движения теплоносителя и материала.

Рассмотрим особенности внешнего теплообмена применительно к некоторым типам печей.

### Пламенные печи.

Расчётная схема теплообмена в пламенной печи показана на рис. 3.1.

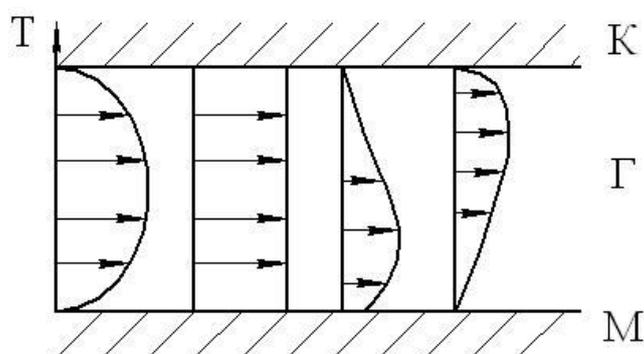


Рис. 3.1. Схема внешнего теплообмена в пламенной печи:

К – кладка, Г – газ (теплоноситель), М – материал, Т – температура

В зависимости от соотношения интенсивности передачи тепла от теплоносителя на материал  $q_2^M$  и на кладку  $q_2^K$  в печах такого типа различают три разновидности лучистого теплообмена:

$q_2^M = q_2^K$  - равномерно-распределенный радиационный режим;

$q_2^M > q_2^K$  - направленный прямой радиационный режим;

$q_2^M < q_2^K$  - направленный косвенно радиационный режим.

В частности, для равномерного режима приведённая степень черноты ( $\varepsilon_{ПР}$ ) определяется по формуле:

$$\varepsilon_{ПР} = \varepsilon_M \frac{(\omega + 1 - \varepsilon_\Gamma)}{\left[ \varepsilon_M + \varepsilon_\Gamma (1 - \varepsilon_M) \right] \left( \frac{1 - \varepsilon_\Gamma}{\varepsilon_\Gamma} + \omega \right)} \quad (3.3)$$

где  $\omega$  - степень развития кладки;

$\varepsilon_M$  – степень черноты поверхности материала (например для стали  $\varepsilon_M = 0.8$ );

$\varepsilon_\Gamma$  – степень черноты теплоносителя.

Степень развития кладки будет равна

$$\omega = \frac{F_{KL}}{F_L}, \quad (3.4)$$

где  $F_{KL}$  - площадь кладки,  $m^2$ .

Для продуктов сгорания органического топлива степень черноты теплоносителя определяется соотношением:

$$\varepsilon_\Gamma = \varepsilon_{RO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O}, \quad (3.5)$$

где  $\varepsilon_{RO_2}$ ,  $\varepsilon_{H_2O}$  - степень черноты 3-х атомных газов и водяных паров;

$\beta$  - поправочный коэффициент.

Величины, входящие в (3.5), обычно определяются с помощью номограмм, которые построены на основании экспериментальных зависимостей

$$\begin{aligned} \varepsilon_{RO_2} &= f_1(T_\Gamma, P_{RO_2}, S_{\text{эф}}); \\ \varepsilon_{H_2O} &= f_2(T_\Gamma, P_{H_2O}, S_{\text{эф}}); \\ \beta &= f_3(P_{RO_2}, P_{H_2O}, S_{\text{эф}}), \end{aligned} \quad (3.6)$$

где  $P_{RO_2}$ ,  $P_{H_2O}$  - парциальные давления 3-х атомных газов и водяных паров;

$S_{\text{эф}}$  - эффективная толщина излучаемого слоя теплоносителя.

Парциальные давления компонентов будут равны:

$$\begin{aligned} P_{RO_2} &= P \cdot r_{RO_2}; \\ P_{H_2O} &= P \cdot r_{H_2O}, \end{aligned} \quad (3.7)$$

где  $P$  – суммарное давление продуктов сгорания;

$r_{RO_2}$ ,  $r_{H_2O}$  - объёмные доли компонентов.

Эффективная толщина излучаемого слоя для пламенных печей определяется по формуле Порты:

$$S_{\text{эф}} = \frac{3,6V}{F_{KL}}, \quad (3.8)$$

где  $V$  – объём теплоносителя,  $\text{м}^3$ ;

$F_{кл}$  - площадь поверхности кладки,  $\text{м}^2$ .

### Муфельные печи.

В печах этого типа происходит косвенный лучистый теплообмен, т.к. теплоноситель нагревает поверхность муфеля, а муфель излучает теплоту на поверхность материала. Расчетная схема теплообмена в муфельной печи показана на рис. 3.2.

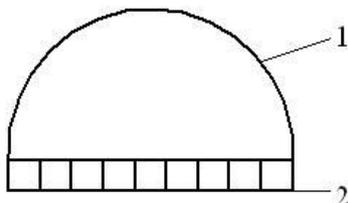


Рис. 3.2. Схема теплообмена в муфельной печи:  
1 – нагреваемый материал, 2 – муфель

Если объём под муфелем заполнен лучепрозрачным (диатермичным) газом, то приведённая степень черноты для этого типа печей вычисляется из соотношения:

$$\varepsilon_{пр} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_m} + \frac{F_m}{F_{муф}} \left( \frac{1}{\varepsilon_{муф}} - 1 \right)}, \quad (3.9)$$

где  $F_{муф}$ ,  $\varepsilon_{муф}$ , - площадь поверхности и степень черноты муфеля.

### Печи с радиантными трубами.

Расчётная схема теплообмена печи с радиантными трубами показана на рисунке 3.3.

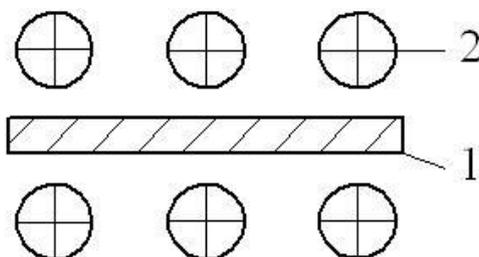


Рис. 3.3. Схема теплообмена в печи с радиантными трубами:  
1 – нагреваемый материал. 2 – радиантные трубы

Если рабочее пространство печи заполнено лучепрозрачным газом, то приведённая степень черноты будет равна:

$$\varepsilon_{\text{ПР}} = \frac{\varepsilon_m \varphi_{2,1}}{\varphi_{2,1} + \varphi_{1,2} \left( \frac{1}{\varepsilon_M} - 1 \right)}, \quad (3.10)$$

где  $\varphi_{1,2}, \varphi_{2,1}$  - угловые коэффициенты;

$\varepsilon_m$  - степень черноты поверхности радиантных труб.

В теории печей используется понятие лучистого коэффициента теплоотдачи, который вычисляется по формуле:

$$\alpha_l = \frac{c_0 \cdot \varepsilon_{\text{пр}} \left[ \left( \frac{T_z}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_M}{100} \right)^4 \right]}{T_z - T_M}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}. \quad (3.11)$$

### 3.2. Внешний теплообмен в слоевых установках

В печах этого типа даже при высокой температуре теплоносителя интенсивность конвективного и лучистого тепловых потоков соизмерима между собой, что связано с малой его толщиной. Поэтому для расчета внешнего теплообмена необходимо вычислить суммарный коэффициент теплоотдачи, который определяется из эмпирических критериальных уравнений. Количество переданной теплоты при этом вычисляется по уравнению Ньютона–Рихмана:

$$Q = \alpha F_M (T_z - T_M), \text{Вт}, \quad (3.12)$$

где  $\alpha$  - суммарный коэффициент теплоотдачи,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$ ;

$F_M$  - поверхность материала,  $\text{м}^2$ .

Поверхность теплообмена дисперсного материала будет равна:

$$F_M = V f_v = M f_M, \text{м}^2, \quad (3.13)$$

где  $f_v = 6 \frac{(1 - \varepsilon_0)}{d_{\text{э}}}, \frac{\text{м}^2}{\text{м}^3}$ ;  $f_M = \frac{6}{\rho_M d_{\text{э}}}, \frac{\text{м}^2}{\text{кг}}$ .

Ниже приведены расчётные зависимости для определения коэффициента теплоотдачи в различных слоевых установках.

### Плотный слой.

Расчётная схема теплообмена для печи с плотным слоем показана на рис. 3.4.

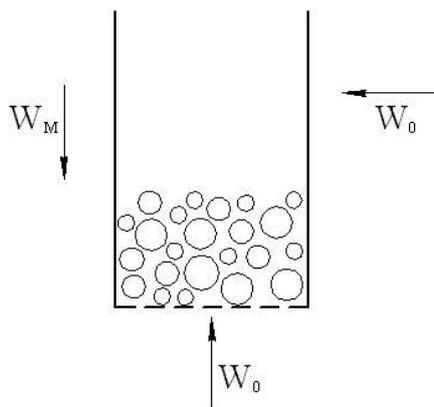


Рис. 3.4. Схема теплообмена в установках с плотным слоем:

$W_0$  - скорость теплоносителя;  $W_M$  - скорость материала

- для неподвижного плотного слоя:

$$Nu = 0,106Re, \text{ при } Re_2 < 200; \quad (3.14)$$

$$Nu_\Gamma = 0,61(Re_\Gamma)^{2/3}, \text{ при } Re_2 = 200-1700, \quad (3.15)$$

где  $Nu_2 = \frac{\alpha d_2}{\lambda_M}$ ;  $Re_2 = \frac{w_0 d}{\nu_\Gamma}$ ;  $w_0$  - скорость теплоносителя;

$\lambda_M$  - коэффициент теплопроводности теплоносителя,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ ;

$\nu_\Gamma$  - кинематический коэффициент вязкости теплоносителя,  $\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$ .

- для движущегося плотного слоя:

$$Nu_2 = 0,014Re_2 Pr_2^{0,33} \text{ при } Re_2 < 200; \quad (3.16)$$

$$Nu_\Gamma = 0,056Re_2^{0,87} Pr_2^{0,33} \text{ при } Re_2 = 200-700. \quad (3.17)$$

- для поперечно-продуваемого слоя

$$Nu_2 = 0,055Re_2, \text{ при } Re_2 = 140-1000.$$

### Псевдооживленный слой

Расчётная схема теплообмена в псевдооживленном слое показана на рис. 3.5.

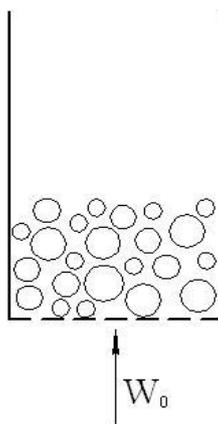


Рис. 3.5. Схема теплообмена в установке с псевдооживленным слоем

Для этого случая:

$$Nu_2 = 1,6 \cdot 10^{-2} \left( \frac{Re_2}{\varepsilon} \right)^{1/3} Pr_2^{1/3}, \text{ при } \frac{Re_2}{\varepsilon} < 200, \quad (3.18)$$

$$Nu_2 = 0,4 \left( \frac{Re_2}{\varepsilon} \right)^{2/3} Pr_2^{1/3}, \text{ при } \frac{Re_2}{\varepsilon} > 200. \quad (3.19)$$

где  $Pr_2$  - число Прандтля.

Для псевдооживленного слоя, перемещающегося в прямолинейном канале интенсивность внешнего теплообмена будет равна

$$Nu_2 = 0,035 Re_2, \quad (3.20)$$

где  $1600 \leq Re_2 \leq 2400$ ,

а при движении псевдооживленного слоя в кольцевом канале

$$Nu_2 = 0,22 Re_2^{0,79}. \quad (3.21)$$

### 3.3 Конвективный теплообмен

Расчет интенсивности конвективного теплообмена производится по эмпирическим критериальным зависимостям, а количество переданной теплоты - по уравнению Ньютона–Рихмана, например, расчёт конвективного коэффициента теплоотдачи при движении теплоносителя в каналах производят по формуле:

$$\overline{Nu}_r = 0,021 Re_r^{0,8} Pr_r^{0,43} \left( \frac{Pr_r}{Pr_c} \right)^{0,25} \varepsilon_l, \quad (3.22)$$

где  $Re_r = 10^4 - 5 \cdot 10^6$ ;  $Pr_r = 0,6 - 2500$ ;  $\varepsilon_l$  - поправка.

Схема теплообмена при поперечном омывании шахматного пучка труб показана на рис. 3.6.

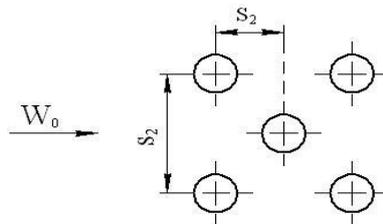


Рис. 3.6. Схема теплообмена при поперечном омывании шахматного пучка

Расчёт коэффициента теплоотдачи для этого случая производят по формулам:

$$Nu_r = 0,56 Re_r^{0,5} Pr_r^{0,36} \left( \frac{Pr_r}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad \text{при } Re_r < 10^3, \quad (3.23)$$

$$Nu_r = 0,4 Re_r^{0,6} Pr_r^{0,36} \left( \frac{Pr_r}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad \text{при } Re_r > 10^3. \quad (3.24)$$

На основании формул (3.20-3.22) построены номограммы для инженерных расчётов.

### 3.4. Контрольные вопросы

1. От чего зависит интенсивность лучистого теплообмена?
2. Приведите расчетную схему теплообмена в пламенной печи.
3. Приведите расчетную схему теплообмена в муфельной печи.
4. Приведите расчетную схему теплообмена в печи с радиантными трубами.
5. Назовите особенности внешнего теплообмена в слоевых установках.

## 4. ВНУТРЕННИЙ ТЕПЛООБМЕН

Внутренним теплообменом называется процесс распространения теплоты внутрь нагреваемого материала. Внутри монолитного тела единственным способом переноса теплоты является теплопроводность, а интенсивность этого процесса зависит от температурного поля. Поскольку в процессе нагревания материала в печи его температура изменяется во времени, то внутренний теплообмен происходит путем нестационарной теплопроводности.

В математическое описание данной задачи входит дифференциальное уравнение Фурье и условия однозначности (геометрические, теплофизические, начальные и граничные).

Уравнение Фурье имеет следующий вид

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \nabla^2 t, \quad (4.1)$$

где  $t$  – температура, °С;  $\tau$  – время, с;

$a$  – коэффициент температуропроводности, м<sup>2</sup>/с;

$\nabla^2$  – оператор Лапласа второго рода.

Начальные условия характеризуют температурное поле в заготовке в начальный момент времени (при  $\tau = 0$ ). Граничные условия определяют условия теплообмена на границах тела. При расчёте внутреннего теплообмена обычно используют граничные условия 3-го рода, т.к. известна температура теплоносителя и интенсивность подвода теплоты к поверхности заготовки.

### 4.1. Внутренний теплообмен при охлаждении бесконечной пластины

Задачу можно сформулировать следующим образом.

Пластина, толщиной  $2\delta$  с начальным равномерным распределением температуры, равной  $t_0$ , попадает в среду с температурой  $t_2$ . Необходимо найти распределение температуры по сечению пластины в различные моменты времени. Задача является одномерной и симметричной (рис. 4.1).

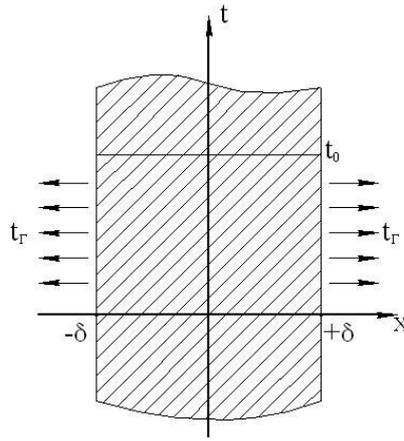


Рис. 4.1. К расчёту температуры бесконечной пластины

Уравнение Фурье (4.1) для данной задачи имеет вид:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 t}{\partial x^2}. \quad (4.1a)$$

Начальное условие: при  $\tau = 0$ ,  $t = t_0$ .

Граничные условия выглядят следующим образом:

$$-\lambda \left( \frac{\partial t}{\partial x} \right)_{x=\delta} = \alpha(t - t_г), \quad \left( \frac{\partial t}{\partial x} \right)_{x=0} = 0. \quad (4.2)$$

Для упрощения аналитического решения системы (4.1a)-(4.2) введём безразмерные параметры:

$$X = \frac{x}{\delta}, \quad \Theta = \frac{t - t_г}{t_0 - t_г}. \quad (4.3)$$

Уравнение (4.1a) с учётом (4.3) имеет вид:

$$\frac{\partial \Theta}{\partial Fo} = \frac{\partial^2 \Theta}{\partial X^2}, \quad (4.4)$$

где  $Fo = \frac{a\tau}{\delta^2}$  - безразмерный критерий Фурье.

Граничные условия (4.2) с учётом (4.3):

$$\left. \begin{aligned} \left( \frac{\partial \Theta}{\partial x} \right)_{x=1} &= -Bi \cdot \Theta, \\ \left( \frac{\partial \Theta}{\partial x} \right)_{x=0} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (4.5)$$

где  $Bi = \frac{\alpha \delta}{\lambda}$  - безразмерный критерий Био.

Аналитическое решение (4.4) с учётом (4.5) имеет вид:

$$\Theta = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2 \cdot \sin \mu_n}{\mu_n + \sin \mu_n \cdot \cos \mu_n} \cos(\mu_n X) \exp(-\mu_n^2 \cdot Fo), \quad (4.6)$$

где  $\mu_n$  - корни характеристического уравнения следующего вида:

$$ctg \mu = \frac{\mu}{Bi}. \quad (4.7)$$

Графическое решение (4.7) показано на рис. 4.2.

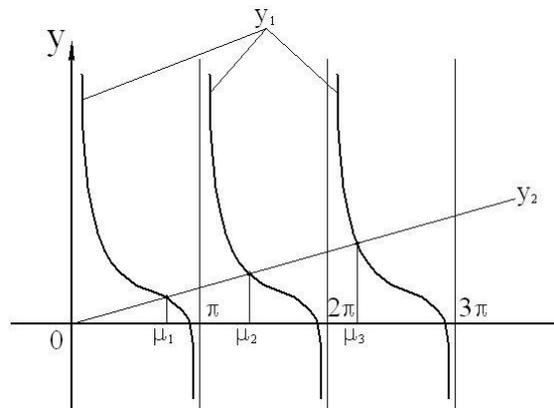


Рис. 4.2. Графическое решение характеристического уравнения

Анализ (4.6) показывает, что сходимость этого бесконечного ряда определяется численным значением  $Fo$ . Так при  $Fo > 0,3$ , можно ограничиться одним первым членом ряда. Графики функции (4.6) в различные моменты времени  $Fo$  представляют собой семейство кривых с максимумом на оси пластины (рис. 4.3).

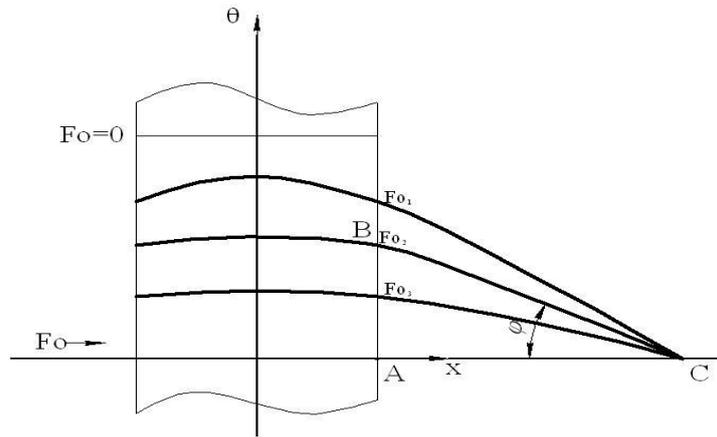


Рис. 4.3. Распределение безразмерной температуры в пластине

Из рисунка 4.3 следует, что:

$$\left(\frac{\partial \Theta}{\partial x}\right)_{x=1} = \frac{AB}{AC} = Bi\theta, \text{ т.е. } AC = \frac{1}{Bi}.$$

Таким образом, если  $Bi \rightarrow 0$ , то  $AC \rightarrow \infty$ . В этом случае пластина охлаждается равномерно, т.е. как «тонкое» тело. А если  $Bi \rightarrow \infty$ , то в этом случае пластина охлаждается как «массивное» тело.

На практике считается что, если  $Bi \leq 0,25$ , то тело греется как «тонкое», а если  $Bi > 0,25$  - греется как «массивное».

## 4.2. Расчёт нагрева тонких тел

Осуществляя предельный переход ряда (4.6), в предположении, что  $Bi \rightarrow 0$ , приводим его виду:

$$\Theta = \exp(-Bi \cdot Fo). \quad (4.8)$$

Из (4.8) следует, что при нагреве (охлаждении) тонких тел их температура будет изменяться по экспоненциальному закону. Недостатком (4.8) является то, что оно носит частный случай, т.к. справедливо только для бесконечной пластины. Вместе с тем для расчета нагрева тонких тел можно получить универсальное уравнение, справедливое для тела любой формы.

Предположим, что тело массой  $m$  охлаждается со скоростью  $\frac{dt}{d\tau}$ , тогда за время  $dt$  от тела будет отведено следующее количество тепла:

$$\delta q = -m \cdot c \cdot \frac{dt}{d\tau} \cdot d\tau, \quad (4.9)$$

где  $c$  - теплоёмкость тела.

Такое же количество теплоты получит теплоноситель:

$$\delta q = \alpha \cdot F(t - t_2) d\tau. \quad (4.10)$$

Решая совместно (4.9) и (4.10), получим

$$\Theta = \exp\left(-\frac{dF}{cm} \tau\right). \quad (4.11)$$

Из (4.11) можно найти время, в течение которого пластина охлаждается от температуры  $t$  до  $t_0$

$$\tau = \frac{m \cdot c}{\alpha \cdot F} \ln \frac{t_0 - t_2}{t - t_2}. \quad (4.12)$$

### 4.3. Расчет нагрева массивных тел

Для расчета нагрева массивных тел на основании (4.6) Д.В. Будрин построил номограммы. Номограммы строятся для фиксированного значения  $X$ , например,  $X=0$  (середина пластины),  $X=1$  (поверхность пластины). Общий вид такой номограммы показан на рис. 4.4.

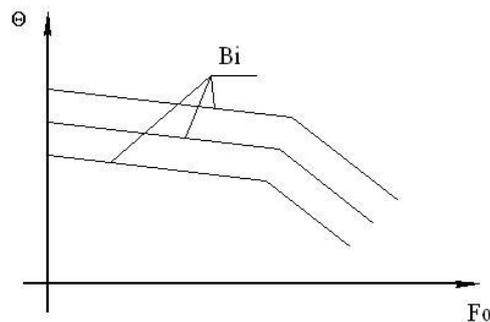


Рис. 4.4. Общий вид номограммы Будрина

Прогреваемая толщина заготовки  $\delta$ , зависит от способа её размещения и подвода тепла. (рис. 4.5)

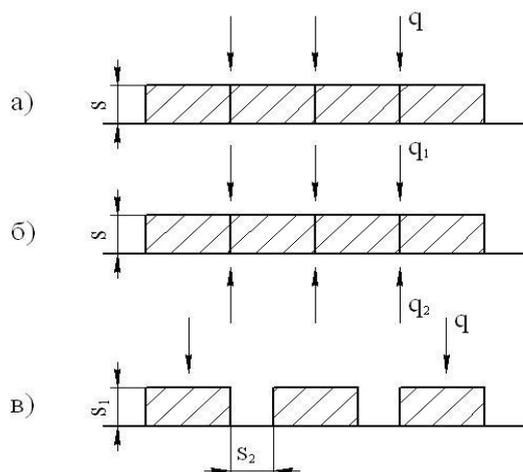


Рис. 4.5. К определению  $\delta$

В случае одностороннего подвода тепла (рис. 4.5.а)  $\delta = S$ . В случае двустороннего подвода (рис. 4.5.б) возможны два случая:

- если  $q_1 = q_2$ , то  $\delta = 0,5S$ ;

- если  $q_1 \neq q_2$ , то  $\delta = \frac{S \cdot q_1}{(q_1 + q_2)}$

где  $S$  - толщина заготовки.

В случае одностороннего подвода теплоты и наличия расстояния между заготовками (рис. 4.5.в) прогреваемая толщина  $\delta$  равна:

$$\delta = \frac{n \cdot S_1 \cdot S_2}{F_{\text{л}}},$$

где  $n$  – общее число заготовок в печи;

$S_1$  - толщина заготовки;

$S_2$  - расстояние между заготовками.

#### 4.4. Контрольные вопросы

1. Приведите математическую формулировку задачи расчета внутреннего теплообмена и ее решения на примере бесконечной пластины.
2. Какой параметр позволяет считать объект тонким или массивным телом?
3. От чего зависит время охлаждения тонкой пластины?

## 5. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ВТУ

Тепловой баланс ВТУ составляется с целью определения необходимого расхода топлива или другого вида энергии, а также для оценки энергетического совершенства установки.

В общем виде уравнение теплового баланса выражает всеобщий закон сохранения энергии и может быть записано в следующем виде:

$$\sum Q_{\text{прих}} = \sum Q_{\text{расх}}, \quad (5.1)$$

где  $\sum Q_{\text{прих}}$  – сумма приходных статей теплового баланса;

$\sum Q_{\text{расх}}$  – сумма расходных статей теплового баланса.

Для установок периодического действия тепловой баланс составляется применительно к одному технологическому циклу, тогда размерность отдельных статей  $\frac{\text{кДж}}{\text{цикл}}$ . Для установок непрерывного действия тепловой баланс составляется применительно к определённому отрезку времени и размерность статей  $\frac{\text{кДж}}{\text{час}}$ . Рассмотрим приходные и расходные статьи теплового баланса на примере ВТУ непрерывного действия.

### 5.1. Приходные статьи теплового баланса

Химическая теплота топлива определяется соотношением:

$$Q_{x.t} = B \cdot Q_p^H, \frac{\text{кДж}}{\text{час}}, \quad (5.2)$$

где  $B$  – расход топлива,  $\frac{\text{м}^3}{\text{час}}$  или  $\frac{\text{кг}}{\text{час}}$ ;

$Q_p^H$  – теплота сгорания топлива,  $\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$  или  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ .

Физическая теплота исходного материала, топлива и окислителя.

В случае использования в процессе горения подогретого воздуха, например, его физическая теплота, будет равна:

$$Q_{ф.в} = B \cdot V_v^o \cdot \alpha \cdot c_v \cdot t_v, \frac{\text{кДж}}{\text{час}}, \quad (5.3)$$

где  $V_e^o$  – теоретический расход воздуха,  $\frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}$  или  $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$ ;  
 $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха;  
 $c_B$  – теплоёмкость воздуха,  $\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \times \text{К}}$ ;  
 $t_e$  – температура воздуха,  $^{\circ}\text{С}$ .

Тепловой эффект других экзотермических реакций.

При нагреве металла в печи, например, протекают экзотермические реакции окисления стали, при этом выделяется следующее количество теплоты:

$$Q_{\text{экз}} = P \cdot 5652 \cdot a, \frac{\text{кДж}}{\text{час}}, \quad (5.4)$$

где  $P$  – производительность печи по металлу,  $\frac{\text{кг}}{\text{час}}$ ;  
 $5652$  – тепловой эффект реакции окисления металла,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;  
 $a$  – угар, т.е. доля стали, которая превращается в окалину в процессе нагрева.

## 5.2. Расходные статьи теплового баланса ВТУ

Теплота, затраченная технологического процесса:

$$Q_{m.n} = P[C_m(t_{nl} - t_m^I) + r_{nl}], \frac{\text{кДж}}{\text{ч}}, \quad (5.5)$$

где  $t_{nl}$  – температура плавления,  $^{\circ}\text{С}$ ;  
 $t_m^I$  – начальная температура материала,  $^{\circ}\text{С}$ ;  
 $C_m$  – теплоёмкость материала,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \times \text{К}}$ ;  
 $r_{nl}$  – скрытая теплота плавления,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ .

Для некоторых металлов скрытая теплота плавления равна:

- сталь  $r_{nl} = 270 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;
- алюминий  $r_{nl} = 380 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;
- чугун  $r_{nl} = 143 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;

- медь  $r_{nl} = 175 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ .

Потери теплоты со шлаком:

$$Q_{шл} = G_{шл} [C_{шл} (t_{nl} - t_{o.c}) + r_{nl}], \frac{\text{кДж}}{\text{ч}}, \quad (5.6)$$

где  $G_{шл}$  - выход шлака,  $\frac{\text{кг}}{\text{ч}}$ ;

$t_{o.c}$  - температура окружающей среды,  $^{\circ}\text{C}$ .

Для шлака  $r_{nl} = 210 \frac{\text{кДж}}{\text{ч}}$ .

Потери теплоты с уходящими газами;

$$Q_{y.z} = B \cdot h_{y.z}, \quad (5.7)$$

где  $h_{y.z}$  - энтальпия уходящих газов, отнесенная к единице количества топлива,  $\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$  или  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ .

Потери теплоты от химического недожога:

$$Q_{x.n} = k_1 B Q_n^p, \quad (5.8)$$

где для газа и мазута  $k_1 = 0,005-0,015$ , для угля  $k_1 = 0,015-0,02$ .

Потери теплоты от механического недожога:

$$Q_{m.n} = k_2 B Q_n^p, \quad (5.9)$$

где для твердого топлива  $k_2 = 0,03-0,05$ , для газа  $k_2 = 0,02-0,03$ , для мазута  $k_2 = 0,01$ .

Потери теплоты в окружающую среду теплопроводностью:

$$Q = \frac{(t_z - t_{o.c})}{\sum \frac{\delta_{кл}}{\lambda_{кл}} + \frac{1}{\alpha_{o.c}}} \cdot F_{кл}, \quad (5.10)$$

где  $F_{кл}$  - площадь кладки,  $\text{м}^2$ ;

$\alpha_{o.c}$  - коэффициент теплоотдачи в окружающую среду,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$ ;

$\Sigma \frac{\delta_{кл}}{\lambda_{кл}}$  - термическое сопротивление кладки,  $\frac{м^2К}{Вт}$ .

Потери теплоты излучением через технологические окна:

$$Q_{изл} = C_0 \left[ \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{о.с}}{100} \right)^4 \right] F_{ок} \Phi, \quad (5.11)$$

где  $C_0 = 5,67 \frac{Вт}{м^2К^4}$  - излучательная способность абсолютно чёрного тела;

$F_{ок}$  – площадь технологического окна,  $м^2$ ;

$\Phi$  – коэффициент диафрагмирования.

Потери теплоты с охлаждающей водой:

$$Q_{охл.в} = (0,1 - 0,15) \Sigma Q_{прих}. \quad (5.12)$$

Неучтенные потери:

$$Q_{неуч} = 0,1 \Sigma Q_{прих}. \quad (5.13)$$

Таким образом, уравнение теплового баланса ВТУ имеет следующий вид:

$$BQ_n^p + BV_в^0 \alpha C_в t_в + Q_{экз} = Q_{т.п} + Q_{изл} + Bh_{у.г} + (k_1 + k_2) BQ_n^p + Q_{х.п} + Q_{изл} + Q_{охл.в} + Q_{неуч} \quad (5.14)$$

Из уравнения (5.14) определяют расход топлива. Результаты расчётов сводят в таблицу.

Таблица 5.1

Тепловой баланс ВТУ

| Приходы             |                    |   | Расходы             |                    |   |
|---------------------|--------------------|---|---------------------|--------------------|---|
| Наименование статьи | Количество теплоты |   | Наименование статьи | Количество теплоты |   |
|                     | кДж/ч              | % |                     | кДж/ч              | % |
| $Q_{х.п}$           |                    |   | $Q_{т.п}$           |                    |   |
| $Q_{ф.в}$           |                    |   | $Q_{изл}$           |                    |   |
| $Q_{экз}$           |                    |   | $Q_{у.г}$           |                    |   |
| Итого               |                    |   | $Q_{неуч}$          |                    |   |
|                     |                    |   | Итого               |                    |   |

Для количественной оценки энергетического совершенства ВТУ используются следующие показатели:

-удельный расход условного топлива:

$$b_{y.m} = \frac{B_{y.m}}{P}, \frac{\text{т.у.т}}{\text{т}}, \quad (5.15)$$

где  $B_{y.m}$  - полный расход условного топлива, равный

$$B_{y.m} = \frac{B \cdot Q_n^p}{29300}, \frac{\text{т.у.т}}{\text{ч}}. \quad (5.16)$$

Для некоторых ВТУ величина удельного расхода условного топлива составляет:

- выплавка чугуна из руды  $b_{y.m} = 0.6-0.8 \frac{\text{т.у.т}}{\text{т}}$ ;

- нагрев стали в печи  $b_{y.m} = 0.16-0.25 \frac{\text{т.у.т}}{\text{т}}$ ;

- обжиг огнеупора  $b_{y.m} = 0.2-0.3 \frac{\text{т.у.т}}{\text{т}}$ .

Технологический КПД:

$$\eta_{\text{тех}} = \frac{Q_{m.n} - Q_{\text{энд}}}{Q_{x.m} + Q_{\text{экз}}} \cdot 100, \%. \quad (5.17)$$

Энергетический КПД:

$$\eta_{\text{энерг}} = \frac{Q_{m.n} - Q_{\text{энд}} + Q_{\text{к.у}}}{\Sigma Q_{\text{прих}}} \cdot 100, \%. \quad (5.18)$$

### 5.3. Контрольные вопросы

1. Цель составления теплового баланса ВТУ?
2. Назовите приходные статьи теплового баланса.
3. Назовите расходные статьи теплового баланса.
4. Приведите формулы технологического и энергетического КПД.

## 6. ОГНЕУПОРНЫЕ И ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

### 6.1. Рабочие свойства огнеупорных материалов

Огнеупорными материалами называются строительные материалы, способные выдержать температуру не ниже  $1580^{\circ}\text{C}$  и противостоять разрушающему воздействию печной атмосферы.

К рабочим свойствам огнеупоров относят следующие параметры:

- огнеупорность;
- термостойкость;
- механическая прочность под нагрузкой;
- пористость;
- теплоемкость;
- теплопроводность;
- газонепроницаемость;
- шлакоустойчивость;
- термическое расширение;
- правильность форм и размеров.

Рассмотрим основные параметры более подробно.

Огнеупорность – максимальная температура при которой материал сохраняет механическую прочность без внешней нагрузки.

Для измерения огнеупорности исследуемый материал измельчают и в специальном прессе формируют усеченную пирамиду, высотой 30 мм и размерами граней 2 мм и 8мм. За огнеупорность материала принимается температура при которой вершина пирамиды коснется основания. Пример маркировки огнеупорности ПК-172, что соответствует температуре  $1720^{\circ}\text{C}$ .

Термостойкость – способность огнеупора противостоять резкому колебанию температуры. В качестве единицы измерения термостойкости служит “число водяных теплосмен”.

Водяная теплосмена включает в себя:

- нагрев образца до температуры  $850^{\circ}\text{C}$  и выдержка при этой температуре в течении 40 минут;
- охлаждение образца в проточной воде при температуре  $5-25^{\circ}\text{C}$  в течении 3 минут;
- отпарка на атмосферном воздухе в течении 7 минут.

Опыт заканчивается когда образец теряет 20% первоначальной массы.

Механическая прочность под нагрузкой – способность материала сохранять механическую прочность под нагрузкой.

Исследуемый образец представляет собой цилиндр диаметром 36 мм и высотой 50 мм. Образец помещают в печь и нагружают давлением  $P=0,2$  МПа. Температура в печи растет со скоростью  $5-10^{\circ}\text{C}/\text{мин}$ . В процессе исследования измеряют два значения температуры: когда высота образца уменьшилась на 4% ( $t_{нр}$  – начало разрушения) и когда высота образца уменьшилась на 40% ( $t_{кр}$  –

конец разрушения). Чем больше разность температур ( $t_{np}$  и  $t_{кр}$ ), тем огнеупорный материал считается более ценным.

Значение этих температур для некоторых огнеупорных материалов составляет:

- динас  $t_{np}=1650\text{ }^{\circ}\text{C}$   $t_{кр}=1730\text{ }^{\circ}\text{C}$  ;

- шамот  $t_{np}=1400\text{ }^{\circ}\text{C}$   $t_{кр}=1750\text{ }^{\circ}\text{C}$  .

Пористость – отношение объема пор (пустот) к общему объему образца. Так как, поры могут быть открытыми (выходят на поверхность) и закрытыми различают следующие виды пористости:

- общую (учитывает все поры);
- кажущуюся (учитывающая открытые поры);
- закрытую (учитывает закрытые поры).

Кажущаяся пористость измеряется методом водопоглощения путем трёх-часового кипячения образца в дистиллированной воде. Величина кажущейся пористости определяется по формуле:

$$P_k = \frac{\Delta m}{V} 100, \% , \quad (6.1)$$

где  $\Delta m$  - масса поглощённой воды, г;  
 $V$  – объем образца, м<sup>3</sup>.

Общая пористость образца определяется по формуле:

$$P_0 = \left( 1 - \frac{m}{V\rho} \right) 100\% = \left( 1 - \frac{\rho_k}{\rho_m} \right) 100\% , \quad (6.2)$$

где  $\rho_k$  - кажущаяся плотность образца, кг/м<sup>3</sup> ;  
 $\rho_m$  - плотность монолитного образца, кг/м<sup>3</sup> .

Закрытая пористость определяется по формуле:

$$P_z = P_0 - P_k , \% \quad (6.3)$$

### Теплопроводность.

Коэффициент теплопроводности огнеупоров приводится в справочниках в виде эмпирических зависимостей следующего вида:

$$\lambda = a \pm bt , \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}) ,$$

где  $t$  – средняя температура материала в <sup>0</sup>С ;  
 $a, b$  - эмпирические коэффициенты.

### Теплоемкость.

Теплоёмкость различных огнеупорных материалов находится в диапазоне  $C=0,84-0,96 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\times\text{К}}$ .

## **6.2. Основные виды огнеупорных и теплоизоляционных материалов**

По химико–минералогическим свойствам различают следующие виды огнеупорных материалов:

- кремнеземистые (огнеупорная основа  $\text{SiO}_2$ ). Основным видом огнеупоров данной группы является динас. Основным недостатком динаса является низкая термостойкость, которая составляет 1-2 водяной теплоты. Его нельзя применять в печах с колебанием температуры ниже  $600^\circ\text{C}$

- алюмосиликатные ( $\text{SiO}_2+\text{Al}_2\text{O}_3$ ). В зависимости от содержания  $\text{Al}_2\text{O}_3$  различают полукислые (15-30%), шамотные (30-45%) и высокоглиноземистые (свыше 45%). Наибольшее распространение получили шамотные огнеупоры.

- магнезиальные ( $\text{MgO}$ ). В зависимости от содержания  $\text{MgO}$  различают магнезитовые, доломитовые и форстеритовые.

- хромистые ( $\text{Cr}_2\text{O}_3+\text{MgO}$ ). К ним относятся хромитовые, хромомагнезитовые и магнезитохромитовые.

- углеродистые (C).

- карбидные ( $\text{MeC}$ ).

Помимо этого, выпускают неформованные огнеупорные материалы: бетоны, набивные массы, огнеупорные растворы, обмазки (защитные и уплотнительные).

Теплоизоляционные материалы служат для уменьшения потерь теплоты теплопроводностью в окружающую среду. По способу получения подразделяют на: природные и искусственные. К природным относятся диатомит, трепел и асбест. Ниже приводятся значения максимальной температуры этих материалов и их коэффициент теплопроводности:

- для диатомита и трепела  $t_p=900^\circ\text{C}$ ,  $\lambda=0,18-0,27 \text{ Вт}/(\text{м}\times\text{К})$ ;

- для асбеста  $t_p=500^\circ\text{C}$ ,  $\lambda=0,14 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ .

К искусственным теплоизоляционным материалам относятся в основном огнеупорные легковесы, т.е. огнеупорные материалы с повышенной пористостью ( $t_p=1200^\circ\text{C}$ ,  $\lambda=0,4 - 0,5 \text{ Вт}/(\text{м}\times\text{К})$ ).

## **6.3. Контрольные вопросы**

1. Определение огнеупорных материалов.
2. Перечислите основные рабочие свойства огнеупоров.
3. Приведите классификацию огнеупоров.

## 7. ПЕЧИ ДЛЯ НАГРЕВА МЕТАЛЛА

### 7.1. Технология и расчет процесса нагрева

Металл нагревают с целью:

- изменения его кристаллической структуры (термические печи);
- придания ему пластичных свойств для последующей обработки давлением (нагревательные печи).

Независимо от цели нагрева основными технологическими параметрами данного процесса является:

Температура нагрева – температура поверхности слитка на выходе из печи. С точки зрения пластичности температура нагрева должна быть максимально возможной, однако с возрастанием этой температуры повышается вероятность перегрева и пережога металла, а также увеличивается угар металла. Перегрев и пережог – необратимые процессы, ухудшающие свойства (качество) металла. Угар – доля металла, которая переходит в окалину (1...2%).

Исходя из вышесказанного, оптимальная величина температуры нагрева должна составлять 1150-1300 °С.

Равномерность нагрева – разность температур между поверхностью и центром заготовки на выходе из печи.

Для всех печей равномерность нагрева должна составлять 100...300 °С/м. Выравнивание температуры увеличит время нахождения заготовки в печи, что снизит производительность и увеличит угар металла. Зависимость угара металла от времени прибывания его в печи определяется по формуле:

$$\frac{a_1}{a_2} = \sqrt{\frac{\tau_2}{\tau_1}}. \quad (7.1)$$

Режим нагрева – характер изменения температуры теплоносителя, поверхности и центра заготовки во времени (для печей периодического действия) или по длине рабочего пространства (для печей непрерывного действия).

С точки зрения повышения производительности печи и снижения угара металла интенсивность нагрева должна быть максимально возможной. Однако, интенсивный подвод теплоты к массивным заготовкам может привести к недопустимым термическим напряжениям. Термические напряжения возникают при нагревании массивного тела, так как температура поверхности такого тела будет всегда выше температуры его центра. Поэтому поверхностные слои будут сжаты, а внутренние – растянуты.

Максимальные перепады температуры по сечению пластины и цилиндра определяются по формулам

$$\Delta t_{дон} \leq \frac{1,05 \cdot \sigma_{сп}}{\beta \cdot E}; \quad (7.2)$$

$$\Delta t_{cp} \leq \frac{1,40 \cdot \sigma_{ep}}{\beta \cdot E}, \quad (7.3)$$

где  $\sigma_{ep}$  – временное сопротивление стали разрыву, Па;

$\beta$  - коэффициент линейного расширения, К<sup>-1</sup>;

$E$  – модуль упругости (модуль Юнга), Па.

Таким образом, с точки зрения повышения пластичности и снижения уга-  
ра интенсивность подвода теплоты нужно повышать, а с точки зрения умень-  
шения термических напряжений интенсивность внешнего теплообмена необхо-  
димо снижать. Поскольку интенсивность внешнего теплообмена зависит, в ос-  
новном, от температуры теплоносителя, печь должна работать по многоступен-  
чатому температурному графику.

Целью расчета процесса нагрева металла является определение времени  
нагрева заготовки в соответствии с температурным графиком. Расчет проводит-  
ся в два этапа.

В начале рассчитывается внешний теплообмен и определяется суммар-  
ный коэффициент теплоотдачи к поверхности заготовки. Затем находится зна-  
чение критерия Био и, в зависимости от него, выбирается методика расчета на  
втором этапе. При этом возможны следующие случаи.

Если  $Bi < 0,25$ , то время нагрева определяется по формуле (4.12) или по  
формуле Старка.

$$\tau = \frac{m \cdot c}{\varepsilon_{np} \cdot c_o} \cdot \frac{1}{T_2^3} \left[ \left( \ln \frac{1 + \frac{T''_M}{T_2}}{1 - \frac{T''_M}{T_2}} + 2 \cdot \arctg \frac{T''_M}{T_2} \right) - \left( \ln \frac{1 + \frac{T'_M}{T_2}}{1 - \frac{T'_M}{T_2}} + 2 \cdot \arctg \frac{T'_M}{T_2} \right) \right]. \quad (7.4)$$

Если  $Bi > 0,25$ , то расчет производится с помощью номограмм Будрина,  
которые построены на основании следующей зависимости:

$$\Theta = f(Bi, Fo, X). \quad (7.5)$$

В начале по номограмме для поверхности заготовки ( $x=1$ ) определяют  
значение критерия Фурье, т.е.

$$Fo = f_1(Bi, \Theta^{nos}), \quad (7.6)$$

где  $\Theta^{nos} = \frac{t_2 - t''_M}{t_2 - t'_M}$  – безразмерная температура на поверхности заготовки.

Тогда, время нагрева заготовки будет равно:

$$\tau = \frac{\delta^2 \cdot Fo}{a}. \quad (7.7)$$

Затем по номограмме для центра заготовки ( $x=0$ ) находим значение безразмерной температуры в центре

$$\Theta^u = f_2(Bi, Fo). \quad (7.8)$$

И, наконец, находим температуру в центре заготовки:

$$t^u = t_2 - \Theta^u(t_2 - t'_m). \quad (7.9)$$

## 7.2. Нагревательные колодцы

В этих печах нагреваются слитки с поперечным размером более 400 мм и массой до 25 тонн, поэтому слитки расположены в рабочем пространстве вертикально, а их загрузка производится через съемный свод. Печь периодического действия камерного типа.

Нагревательные колодцы работают по двухступенчатому температурному графику, состоящему из двух периодов:

- периода нагрева ( $\tau_n$ ), в течение которого поверхность заготовки нагревается до температуры нагрева;
- периода выдержки ( $\tau_g$ ), в течение которого достигается заданная равномерность нагрева.

В зависимости от начальной температуры слитка температурный график может быть двухступенчатым ускоренным и двухступенчатым замедленным.

Если слиток поступает в печь с температурой  $700 \div 1000$  °С, то реализуется двухступенчатый ускоренный температурный график (рис. 7.1.а). Если начальная температура меньше 500 °С, то реализуется двухступенчатый замедленный температурный график (рис. 7.2.б).

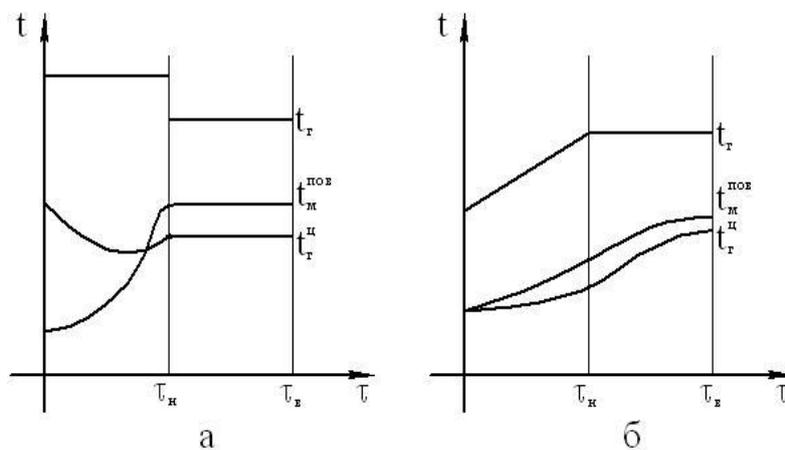


Рис. 7.1. Температурные графики

Максимальная температура теплоносителя в нагревательных колодцах должна быть на 50...100 °С выше температуры нагрева слитков и составляет 1350...1400 °С, что соответствует калориметрической температуре горения топлива 2100...2200 °С. В качестве топлива в этих печах применяют смесь доменного и коксового газов с теплотой сгорания  $8000...9000 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$ , поэтому для его сжигания с нужной температурой необходим предварительный подогрев топлива и воздуха. В зависимости от типа теплообменников, применимых для этих целей, различают регенеративные и рекуперативные нагревательные колодцы.

Рассмотрим принципиальную схему регенеративного нагревательного колодца.

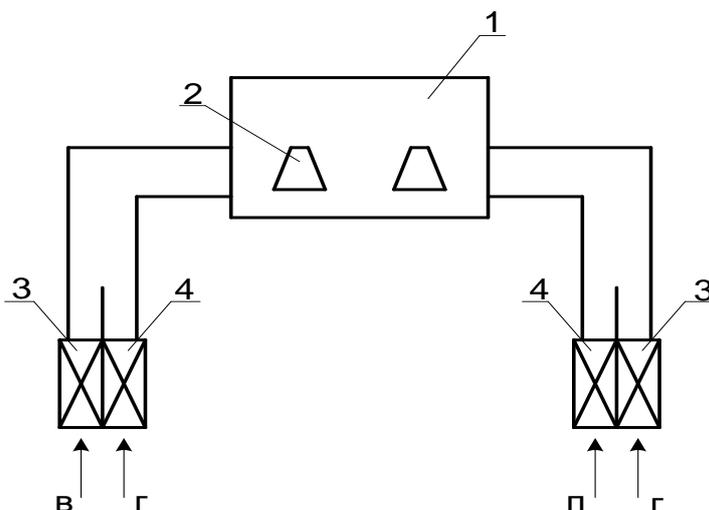


Рис. 7.2. Принципиальная схема регенеративного нагревательного колодца:

- 1-рабочее пространство; 2-слитки; 3-воздушные регенераторы;  
4-газовые регенераторы

В печах этого типа может нагреваться одновременно 6-8 слитков, однако равномерность их нагрева не высока, что связано с реверсивностью работы печи и отсутствием горелочного устройства.

Рассмотрим принципиальную схему рекуперативного нагревательного колодца (рис. 7.5).

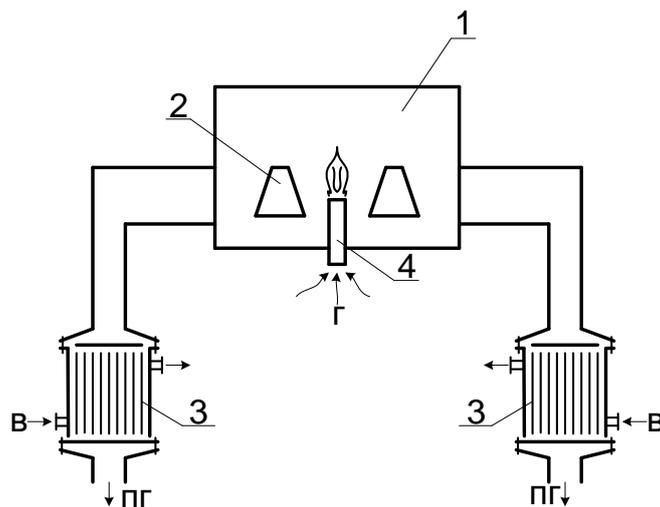


Рис. 7.3. Принципиальная схема рекуперативного нагревательного колодца:

1- рабочее пространство; 2-слитки; 3-рекуператоры; 4-горелка

В печах этого типа может нагреваться одновременно 12-16 слитков. Недостатком печей этого типа является то, что часть её пода занята горелкой, кроме того слиток нагревается неравномерно из-за вертикального расположения горелки. Для исключения этого недостатка горелки располагают горизонтально в верхней части рабочего пространства (рекуперативный нагревательный колодец с верхним отоплением).

Кладка этих печей выполняется, в основном, трехслойной:

- под: внутренний слой – хромомагнезит, средний слой – шамот, внешний слой – диатомит;
- стены: внутренний слой – хромомагнезит, динас, средний слой – шамот, внешний – диатомит;
- свод – шамот;
- насадка регенератора в верхней части – динас, внутренний слой – шамот;
- трубки рекуператора – шамот.

Поскольку нагревательные колодцы греют слитки для прокатного стана, производительность группы таких печей по металлу можно найти по формуле:

$$P = \frac{n \cdot G}{\tau_{\text{ц}}}, \quad (7.10)$$

где  $n$  – количество печей, работающих на один прокатный стан;

$G$  – масса садки, т;

$\tau_{\text{ц}}$  – продолжительность технологического цикла, которую можно найти по формуле:

$$\tau = \tau_3 + \tau_n + \tau_6 + \tau_n, \text{ Ч}, \quad (7.11)$$

где  $\tau_3$  – время загрузки;

$\tau_n$  – время нагрева (на основании практических данных);

$\tau_6$  – время выгрузки (прохождение слитка на прокатном стане);

$\tau_n$  – время подготовки печи, которое зависит от способа удаления окалины.

### 7.3. Методические печи

Методические нагревательные печи предназначены для нагрева слитков перед их обработкой на сортовом прокатном стане.

Слитки представляют собой пластину, которая имеет в поперечном сечении размеры от 60 до 400 мм и длиной до 12 м.

Заготовки поступают в печь холодными, а на выходе из нее должны иметь температуру 1150...1250 °С, с неравномерностью нагрева не более 50 °С.

Технология процесса нагрева в методической печи предусматривает три этапа:

- умеренный нагрев до температуры 500...550 °С;
- форсированный нагрев до температуры нагрева;
- выдержка заготовки до достижения необходимой неравномерности нагрева.

Исходя из вышесказанного, температурный график методической печи имеет следующий вид:

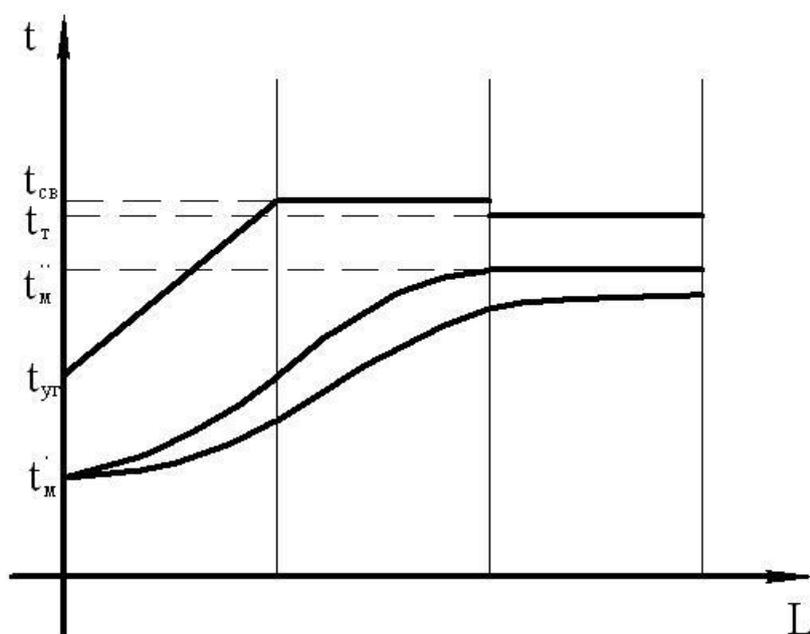


Рис. 7.4. Температурный график методической печи

Расчёт температуры теплоносителя производят по формулам:

$$\begin{aligned} t_{yz} &= t_{св} - (500...550), ^\circ C; \\ t_{св} &= t_{\delta} = t''_m + (80...130), ^\circ C; \\ t_m &= t''_m + (30...50) ^\circ C, \end{aligned} \quad (7.12)$$

где  $t''_m$  – температура нагрева,  $^\circ C$ .

Рассмотрим принципиальную схему трёхзонной методической печи (рис. 7.5).

Рабочее пространство печи делится на три зоны:

- методическую;
- сварочную;
- томильную.

Если толщина слитка более 100 мм, в методической и сварочной зоне происходит двухсторонний подвод теплоты, для чего служит зона нижнего подвода теплоты (показана пунктиром).

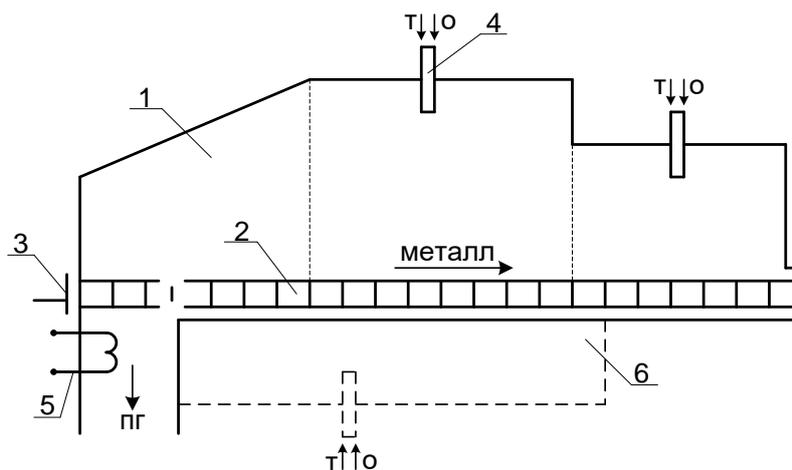


Рис. 7.5. Принципиальная схема методической печи:

- 1 - рабочее пространство; 2 – нагреваемые слитки; 3 – толкатель; 4 – горелки;  
5 – теплообменное устройство; 6 – зона нижнего подвода теплоты

Топливом служит природный газ, окислителем – воздух (по необходимости подогретый), которые сжигаются в горелке типа «труба в трубе».

Стены и под методической печи выполняются из трех слоев: внутренний слой – хромомagnesит; средний слой – шамот; внешний – диатомит. Свод печи выполняется из шамота.

Тепловой расчет методической печи производится позонно. Для повышения точности расчета методическую зону разбивают на несколько расчетных участков.

Для определения садки печи используют формулу:

$$G = P \cdot \tau, \quad (7.13)$$

где  $P$  – производительность печи по металлу,  $\frac{\text{Т}}{\text{Ч}}$ ;

$\tau$  – время пребывания заготовки в печи, ч.

Длина активного пода печи будет равна:

$$L_a = \frac{G}{n \cdot b \cdot l \cdot \rho_m \cdot K_3}, \text{ м}, \quad (7.14)$$

где  $n$  – число рядов заготовок ;

$b$  – толщина заготовки, м;

$l$  – длина заготовки, м;

$\rho_m$  – плотность металла,  $\frac{\text{КГ}}{\text{М}^3}$ ;

$K_3$  – коэффициент заполнения.

Ширина печи определяется по формуле:

$$B = n \cdot l + (n + 1) \cdot (0,2 \div 0,4), \text{ м}, \quad (7.15)$$

где  $l$  – длина заготовки, м.

Площадь активного пода будет равна:

$$F_a = L_a \cdot B, \text{ м}^2. \quad (7.16)$$

Напряженность активного пода определяется по формуле:

$$H_a = \frac{P}{F_a}, \frac{\text{КГ}}{\text{М}^2 \cdot \text{Ч}}. \quad (7.17)$$

Напряжённость активного пода методических печей должна находиться в пределах  $H_a = 500 \div 1200 \left[ \frac{\text{КГ}}{\text{М}^2 \cdot \text{Ч}} \right]$ .

## 7.4. Термические печи

Термические печи предназначены для нагрева металла с целью изменения его кристаллической структуры.

По сравнению с нагревательными печами все технологические параметры для этих печей задаются технологией процесса нагрева. Кроме того, технология процесса обычно не допускает прямого контакта с продуктами сгорания топлива. Поэтому в этих печах обычно реализуют косвенный радиационный теплообмен.

В термических печах реализуют следующие процессы: отпуск – (400...700 °С); отжиг – (700...800 °С); закалка – (800...950 °С).

Примером термической печи периодического действия является колпаковая печь, которая предназначена для отжига стальных листов.

Принципиальная схема такой печи представлена на рис. 7.6.

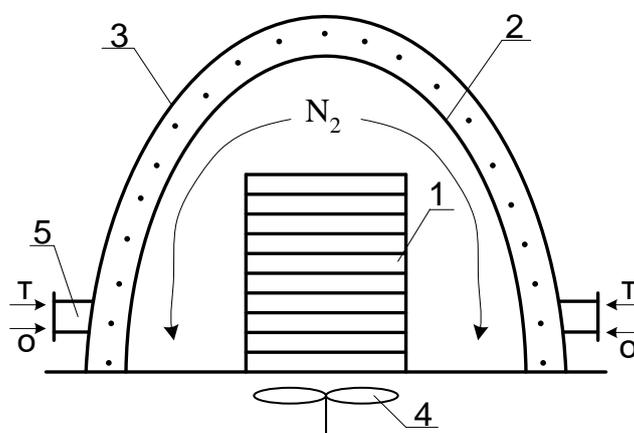


Рис. 7.6. Принципиальная схема колпаковой печи:

- 1 – металл; 2 – муфель; 3 – нагревательный колпак; 4 – вентилятор;  
5 – горелочные устройства

Топливом для колпаковой печи является смесь коксового и доменного газа, а воздух, поступающий на горение, нагревается в воздухоподогревателе.

Технологию этого процесса обеспечивает следующий температурный график.

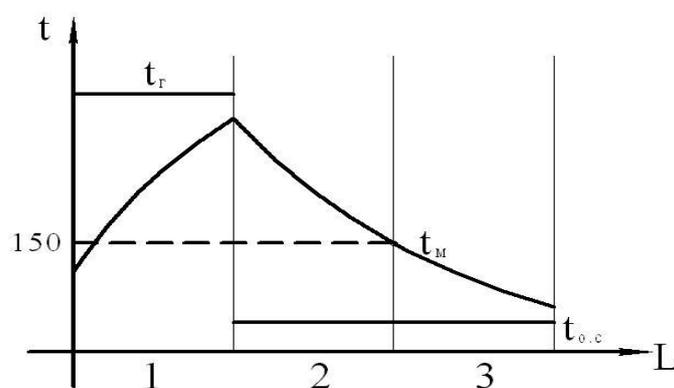


Рис. 7.7. Температурный график колпаковой печи

Период 1 – нагрев металла под муфелем до температуры 650...750 °С.

Период 2 – охлаждения металла под муфелем до температуры 150 °С (нагревательный колпак убирают).

Период 3 – охлаждение металла на атмосферном воздухе.

## 7.5. Электротермические установки (ЭТУ)

Основные преимущества электрического обогрева заключаются в следующем:

- экологическая чистота;
- возможность полной автоматизации процесса;
- возможность регулирования температуры;
- возможность достижения высокой температуры.

К недостаткам ЭТУ можно отнести более высокую стоимость энергии и оборудования. Поэтому выбор энергии для получения теплоты должен производиться на основании технико-экономического расчёта.

В настоящее время для превращения электрической энергии в теплоту применяют следующие способы:

1. Путем приложения к рабочему телу разности потенциалов. Рабочее тело, при этом может быть твердым, жидким и газообразным;
2. Путем размещения нагреваемого тела в переменном электромагнитном поле.

Электротермические установки, работающие по первому способу преобразования электричества в теплоту, делятся на две группы:

- печи сопротивления (применяется твердое рабочее тело);
- ванны (применяется жидкое рабочее тело);

Второй способ преобразования электроэнергии в теплоту происходит в индукционных печах.

В печах сопротивления прямого действия в качестве рабочего тела служит сама нагреваемая заготовка. Принципиальная схема такой печи представлена на рис. 7.8.

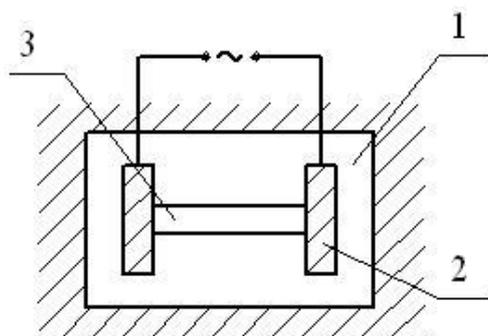


Рис. 7.8. Принципиальная схема печи сопротивления прямого действия:

1 – рабочее пространство; 2 – электрические контакты;

3 – нагреваемая заготовка

Однако для нагрева заготовок таким способом они должны удовлетворять следующим требованиям:

- заготовка должна обладать достаточным электрическим сопротивлением;
- иметь постоянное поперечное сечение.

В печах сопротивления косвенного типа для выделения теплоты применяются специальные нагреватели. Принципиальная схема этой печи представлена на рис. 7.9.

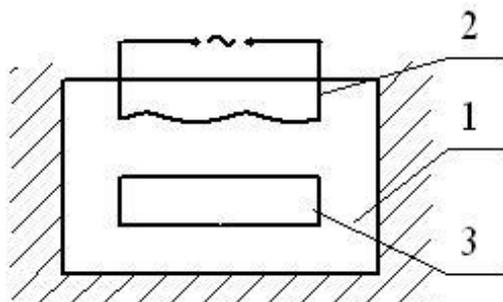


Рис. 7.9. Принципиальная схема печи сопротивления косвенного типа:

- 1 – рабочее пространство; 2 – электрический нагреватель;  
3 – нагреваемая заготовка

К материалам для изготовления нагревателей предъявляются следующие требования:

- дешевизна и доступность;
- большое удельное электрическое сопротивление;
- высокая температура плавления.

Наиболее полно этим требованиям удовлетворяют нихромы и фехрали. Для достижения температур свыше 1200 °С применяются металло- керамические нагреватели.

В печах ванного типа в качестве рабочего тела используются соли и электролиты.

Принципиальная схема солевой ванной печи показана на рис. 7.10.

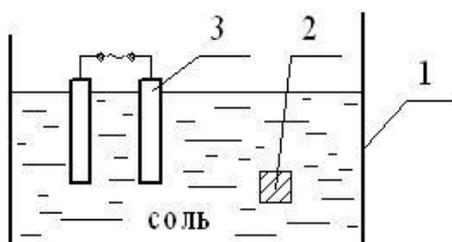


Рис. 7.10. Принципиальная схема солевой ванной печи:

- 1 – рабочее пространство (ванна); 2 – заготовка; 3 – электроды

В качестве соли применяется раствор, состоящий из 90%  $\text{BaCl}_2$  и 10%  $\text{NaCl}$ . Такая соль позволяет нагревать заготовки до температуры 1300 °С.

Принципиальная схема электролитной ванный печи показана на рис. 7.11.

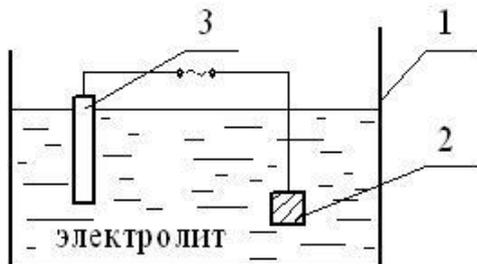


Рис. 7.11. Принципиальная схема электролитной ванный печи:

1 – ванна, заполненная электролитом; 2 – заготовка (катод);

3 – инертный электрод (анод)

Катод – нагреваемая заготовка - будет разогреваться вследствие образования на поверхности заготовки водородной пленки, которая обладает большим электрическим сопротивлением.

Основным элементом печей индукционного типа является электрическая катушка (индуктор), которая создает переменное электромагнитное поле.

Принципиальная схема индукционной печи представлена на рис. 7.12.

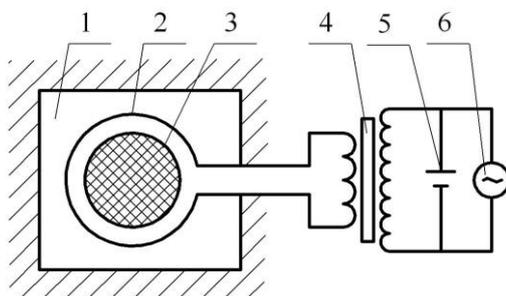


Рис. 7.12. Принципиальная схема индукционной печи:

1 – рабочее пространство; 2 – индуктор; 3 – заготовка;

4 – трансформатор; 5 – конденсатор; 6 – генератор

Данный способ получения теплоты из рассмотренных выше самый дорогой, но в этом случае 90% теплоты выделяется в пределах поверхностного слоя нагреваемой заготовки. Толщина этого слоя называется глубиной проникновения и определяется по формуле:

$$\delta = 50,3 \sqrt{\frac{\rho}{\mu \cdot f}}, \text{ см,} \quad (7.18)$$

где  $\rho$  - удельное электрическое сопротивление материала,  $(\text{Ом}\times\text{мм}^2)/\text{м}$ ;

$\mu$  - магнитная проницаемость нагреваемого материала;  $(\text{Ом}\times\text{с})/\text{см}$ ;

$f$  – частота тока питающей электрической сети, Гц.

Из (7.18) следует, что чем больше  $f$ , тем меньше  $\delta$ . При частоте тока  $f=50$  Гц глубина проникновения меди равна 1 см, а железа – 0,5 см. При частоте тока  $f=1000$  Гц глубина проникновения меди равна 0,07 см, а железа – 0,034 см. Поэтому в печах этого типа эффективнее применять токи повышенной частоты.

### 7.6. Контрольные вопросы

1. Перечислите технологические параметры нагрева металла.
2. Приведите назначение схему работы нагревательного колодца.
3. Приведите назначение схему работы методической печи.
4. Приведите назначение схему работы термической печи.
5. Назовите преимущества и недостатки электротермических установок.

## 8. ПЛАВИЛЬНЫЕ ПЕЧИ

### 8.1. Технология и расчет процесса плавления

Материал начинает плавиться в тот момент, когда его поверхность нагрета до температуры плавления, то есть плавлению предшествует процесс нагрева.

В этот момент к каждому килограмму расплавляемого материала должно быть подведено определенное количество теплоты, которое называется скрытой теплотой плавления ( $r_n$ ). Например для стали  $r_n = 272$  кДж/кг, для алюминия  $r_n = 377$  кДж/кг.

Если исходный слиток является тонким телом (нагревается равномерно), вся подводимая теплота будет расходоваться на компенсацию скрытой теплоты плавления и скорость плавления (при данной интенсивности внешнего теплообмена) будет максимальна. В противном случае часть подводимое теплоты будет расходоваться на дальнейший прогрев слитка, а оставшаяся часть – на компенсацию  $r_n$ , что уменьшает скорость плавления. В дальнейшем скорость плавления будет возрастать и стремиться к первому случаю.

На величину скорости плавления большое влияние оказывает также состояние жидкой фазы (расплава). Если расплав мгновенно стекает с поверхности заготовки, то скорость плавления будет максимальна; если расплав накапливается на поверхности он создает дополнительное термическое сопротивление, что снижает скорость плавления.

Целью расчета процесса плавления является определение времени, в течении которого исходный слиток полностью расплавится. Как было отмечено выше, этот отрезок времени можно разделить на два этапа:

- время, в течении которого поверхность исходного слитка будет нагрета до температуры плавления;
- время, необходимое для совершения фазового перехода.

Определение времени фазового перехода рассмотрим на примере плавления бесконечной пластины (рис. 8.1).

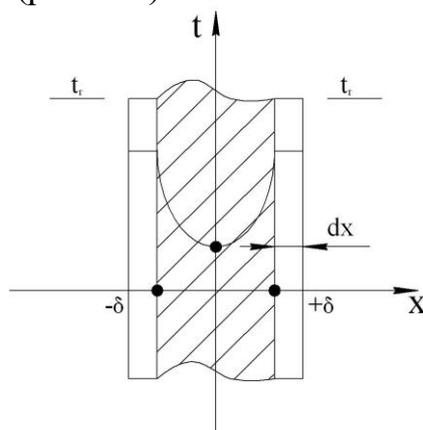


Рис. 8.1. К расчету времени плавления

В качестве исходного дифференциального уравнения запишем уравнение теплового баланса на поверхности пластины при следующих упрощающих допущениях:

- будем считать, что в процессе плавления изменяется только толщина пластины;
- расплав стекает с поверхности пластины и не создает термического сопротивления;
- теплофизические параметры не зависят от температуры

Если за время  $d\tau$  на поверхности пластины образовался расплав толщиной  $dx$ , то уравнение теплового баланса будет иметь следующий вид:

$$\alpha F(t_2 - t_{пл}) = \rho \cdot dx \cdot F \cdot r_n + \lambda \left( \frac{dt}{dx} \right)_{x=\delta} F \quad (8.1)$$

Аналитическое решение (8.1) представляется в виде бесконечного ряда

$$x = \delta - \frac{\alpha(t_2 - t_{пл})}{\rho \cdot r_n} + \frac{c\delta}{r_n}(t_{пл} - t_0) \cdot f(F_0). \quad (8.2)$$

Введём обозначения  $M = \frac{\alpha(t_2 - t_{пл})\tau}{\rho \cdot r_n}$ ,  $N = \frac{c}{r_n}(t_{пл} - t_0)$  и получим окончательно:

$$\frac{x}{\delta} = 1 - M \cdot \tau + N \cdot f(F_0) \quad (8.3)$$

На основании (8.3) построены номограммы. Ввиду небольшой точности этих номограмм в инженерной практике применяют также практические данные.

## 8.2. Топливные и плавильные печи

Самой большой топливной плавильной печью является доменная печь. Доменная печь предназначена для выплавки чугуна из железо-рудного сырья:  $Fe_3O_4$ ,  $Fe_2O_3$  (красный железняк),  $Fe_2O_3 \cdot 3H_2O$  (бурый железняк). Суть данного процесса заключается в восстановлении металла из окислов. Топливом и химическим реагентом является кокс.

Принципиальная схема доменной печи показана на рис. 8.2.

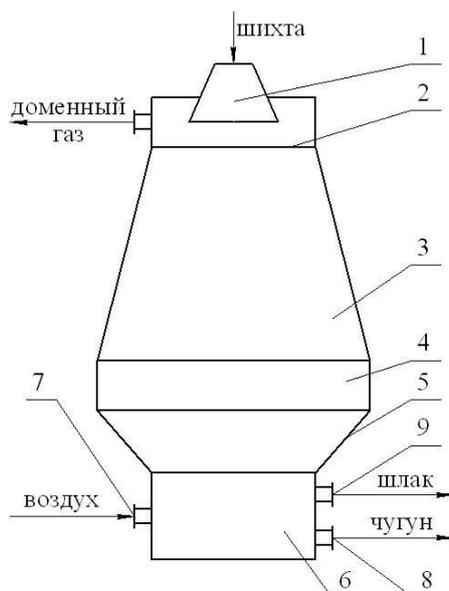


Рис. 8.2. Принципиальная схема доменной печи:

- 1 - загрузочное устройство; 2 - колошник; 3 шахта; 4 - распар; 5 - заплечники;  
 6 - горн; 7 - фурма, для подачи воздуха; 8,9 - летки (отверстия через которые выводятся шлак и чугун через 2-3 ч работы);  
 10 - патрубок для отвода доменного газа

На горение подается воздух с температурой  $1100-1200^{\circ}\text{C}$ , который предварительно подогревается в автономном подогревателе, где в качестве топлива служит доменный газ ( $t=500-600^{\circ}\text{C}$ ,  $Q_p^H=3500-4000 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$ ,  $P_{изб}=0.2-0.35 \text{ МПа}$ ).

Аналогичные теплотехнические принципы реализованы в вагранке, которая предназначена для переплавки металлического лома с целью отливки изделий. Принципиальная схема вагранки показана на рис. 8.3.

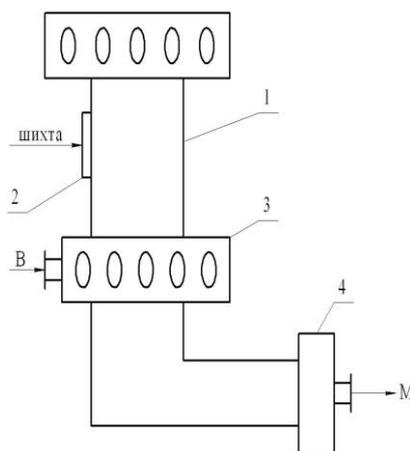


Рис. 8.3. Принципиальная схема вагранки:

- 1 - шахта ( $d=500-2000 \text{ мм}$ ); 2 - загрузочное окно;  
 3 - устройство для подачи воздуха – воздушная коробка; 4 – копильник

Для выплавки стали из чугуна служит конвертер. Принципиальная схема сталеплавильного конвертора показана на рис. 8.4.

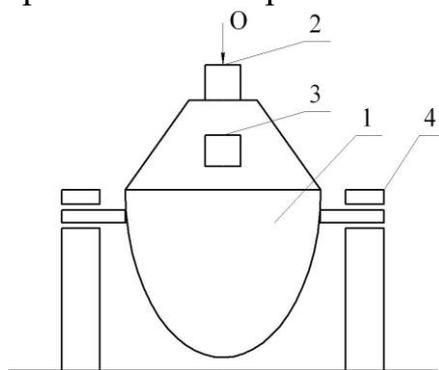


Рис. 8.4. Принципиальная схема конвертора:  
1 - рабочее пространство; 2 - фурма; 3 - летка; 4 - поворотная цапфа

Сущность конверторного производства стали заключается в продувке жидкого чугуна, атмосферным воздухом (бессемеровский способ) или технический кислородном (кислородно-конверторный процесс). Масса плавки – 50-250 тонн, в том числе 70-75% жидкого чугуна и 25-30% металлического лома. Время плавки 15-20мин.

Мартеновская печь применяется также для переплавки чугуна в сталь. Принципиальная схема мартеновской печи показана на рис. 8.5.

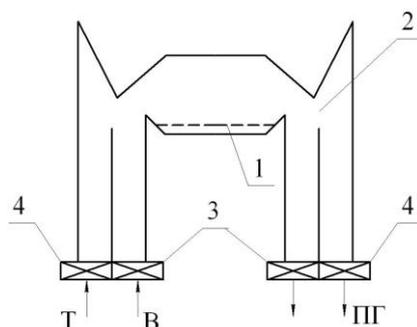


Рис. 8.5. Принципиальная схема мартеновской печи:  
1 - рабочее пространство; 2 - головки; 3,4 - регенераторы

Температура продуктов сгорания перед регенератором 1750-1850 °С, Воздух нагревается до  $t=1000-1200$  °С, а природный газ до  $t=900-1000$  °С. Процент скрапа повышается до 45-50%, однако в этой печи более низкое качество стали, чем в конверторе.

### 8.3. Электрические плавильные печи

По способу выделения теплоты электрические плавильные печи делятся на:

- электродуговые;
- индукционные.

Примером электродуговой печи прямого действия является дуговая сталеплавильная печь (ДСП).

ДСП предназначена для переплавки металлического лома с целью отливки изделий. Принципиальная схема ДСП показана на рис. 8.6.

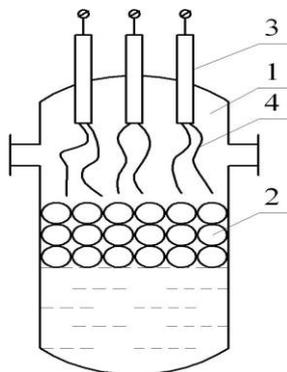


Рис. 8.6. Принципиальная схема ДСП:

- 1 - рабочее пространство; 2 - металлический лом; 3 - графитовый электрод;  
4 – дуга

К этому же типу относится вакуумная дуговая печь (ВДП) (рис. 8.7), которая предназначена для переплавки стали.

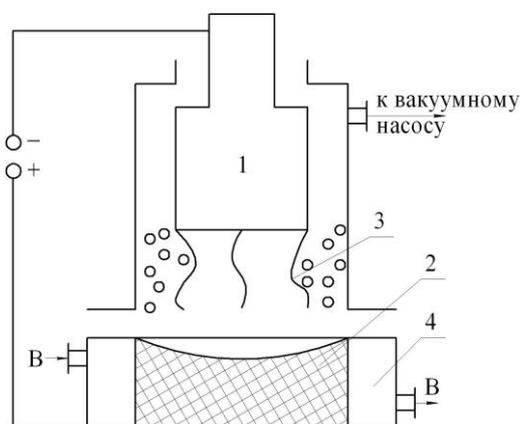


Рис. 8.7. Принципиальная схема ВДП:

- 1 - исходный слиток (катод); 2 - переплавляемый слиток (анод); 3 - дуга;  
4 - кристаллизатор

Принципиальная схема плавильной печи косвенного действия показана на рис. 8.8.

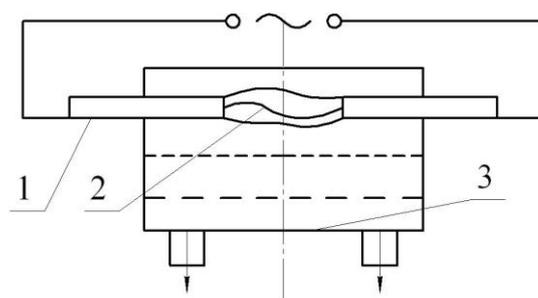


Рис. 8.8. Принципиальная схема дуговой печи косвенного действия:  
1 - графитовые электроды; 2 - дуга; 3 - металл

Индукционные плавильные печи подразделяют на тигельные и каналные.

Принципиальная схема тигельной плавильной печи показана на рис. 8.9.

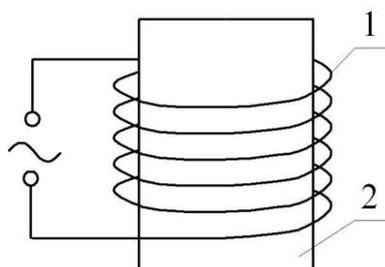


Рис. 8.9. Схема тигельной печи:  
1 - индуктор; 2 - тигель

Питание печи происходит переменным током частотой от 50 до 2000 Гц при напряжении до 10 КВ. Ёмкость тигля составляет до 30 тонн. Основные недостатки печи – большая реактивная мощность и невозможность использования электромагнитного сердечника.

Принципиальная схема каналной индукционной печи показана на рис. 8.10.

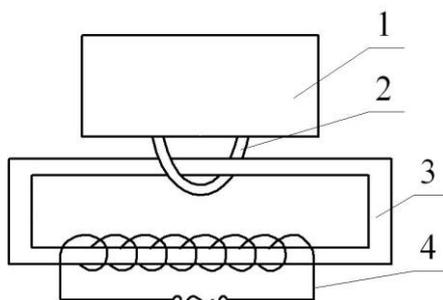


Рис. 8.10. Схема каналной печи:  
1 - ванна с жидким металлом; 2 - канал; 3 - электромагнитный сердечник;  
4 - индуктор

В данной печи появляется возможность использовать электромагнитный сердечник и, тем самым, переменный ток промышленной частоты (50 Гц).

## 8.4. Контрольные вопросы

1. Назовите цель расчета процесса плавления.
2. Назначение доменной печи, конвертора и мартеновской печи.
3. Приведите схемы дуговой и индукционной печи.

## 9. РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ВОЗДУХА

По данным [4] дымовые газы, покидающие рабочее пространство промышленных печей, имеют температуру  $700 \div 1100$  °С и поэтому уносят с собой значительное количество теплоты. Одним из вариантов использования этой теплоты является регенеративный подогрев воздуха, подаваемого в зону горения. Подогрев воздуха позволит не только повысить температуру горения топлива, но и обеспечит его значительную экономию. Величина относительной экономии топлива определяется из следующего соотношения:

$$\mathcal{E} = \frac{h_g}{Q_n^p + h_g - h_2} \cdot 100\%, \quad (9.1)$$

где  $h_g$  – энтальпия подогретого воздуха,  $\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$ ;

$Q_n^p$  – теплота сгорания топлива,  $\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$ ;

$h_2$  – энтальпия продуктов сгорания на выходе из печи,  $\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$ .

Численная иллюстрация соотношения (9.1), при использовании в качестве топлива природного газа с  $Q_n^p = 35600 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$  при коэффициенте избытка воздуха  $\alpha = 1,1$  показана на рис. 9.1.

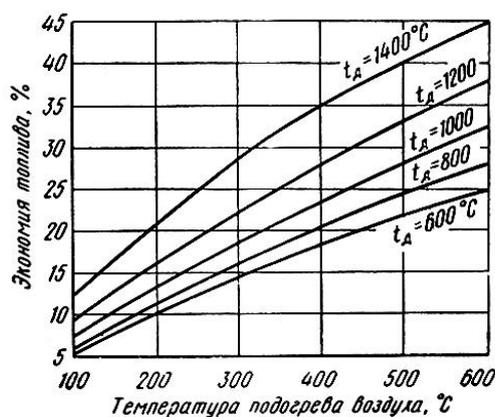


Рис. 9.1. Экономия топлива за счет регенеративного подогрева воздуха [4]

В качестве теплообменного аппарата для регенеративного подогрева воздуха в печах применяют, рекуператоры конвективного и радиационного типа и регенераторы. Классификация воздухоподогревателей показана на рис. 9.2.

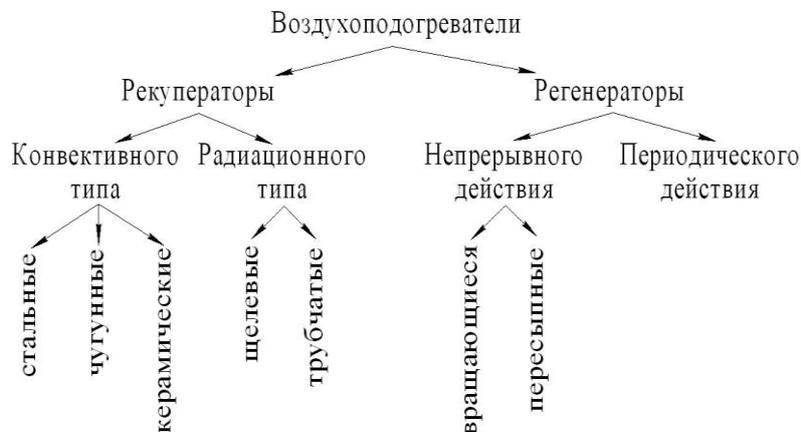


Рис. 9.2. Классификация воздухоподогревателей

### 9.1. Рекуперативные воздухоподогреватели

В рекуператорах передача теплоты от греющего теплоносителя к нагреваемому происходит через разделяющую их стенку.

В зависимости от того какой из способов переноса теплоты от продуктов сгорания к поверхности теплообмена протекает более интенсивно рекуператоры подразделяются на конвективные и радиационные.

Конвективные рекуператоры подразделяются на стальные, чугунные и керамические.

Стальные рекуператоры изготавливают из стальных труб внутренним диаметром от 15 до 100 мм, толщиной стенки от 2 до 5 мм, которые по форме могут быть прямыми, S-образными и U-образными. Обычно коэффициент теплопередачи в таком теплообменнике  $k=17-25 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ , что позволяет при начальной температуре  $800 \text{ }^\circ\text{C}$  обеспечивать подогрев воздуха до температуры  $300-400 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Поверхность теплообмена чугунных рекуператоров выполнена из оребренных труб. Коэффициент теплопередачи  $k=90-100 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ . При температуре  $800 \text{ }^\circ\text{C}$  они обеспечивают подогрев воздуха до  $300-500 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Керамические конвективные рекуператоры применяются при температуре уходящих газов свыше  $1000 \text{ }^\circ\text{C}$ . В них используются шамотные трубки  $d_{\text{вн}}=60 \text{ мм}$ ,  $d_{\text{н}}=85 \text{ мм}$  что обеспечивает коэффициент теплопередачи  $k=3-8 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ , поэтому аппараты получаются более громоздким. Воздух нагревается до температуры  $600-900 \text{ }^\circ\text{C}$ .

В рекуператорах радиационного типа основным способом передачи теплоты от продуктов сгорания к поверхности теплообмена является радиация. Принципиальная схема щелевого рекуператора показана на рис. 9.3.

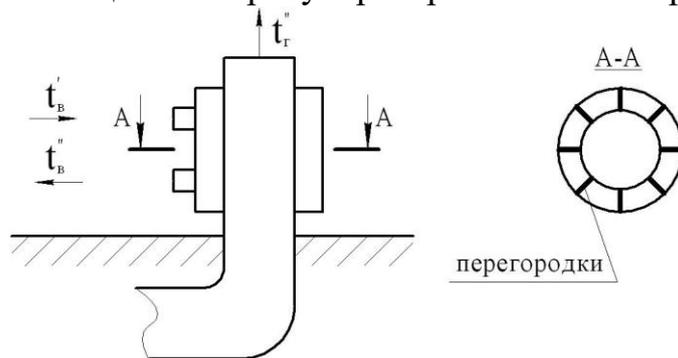


Рис. 9.3. Схема щелевого рекуператора

В трубчатом радиационном рекуператоре поверхность теплообмена выполнена в виде трубного пучка (рис. 9.4).

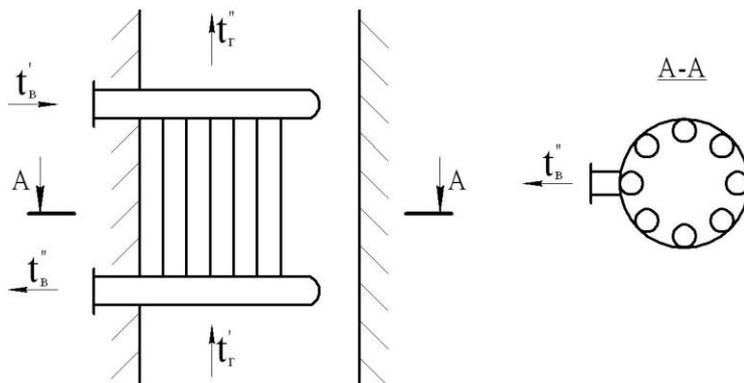


Рис. 9.4. Схема трубчатого рекуператора

При высокой температуре уходящих газов применяются комбинированные рекуператоры (рис. 9.5).

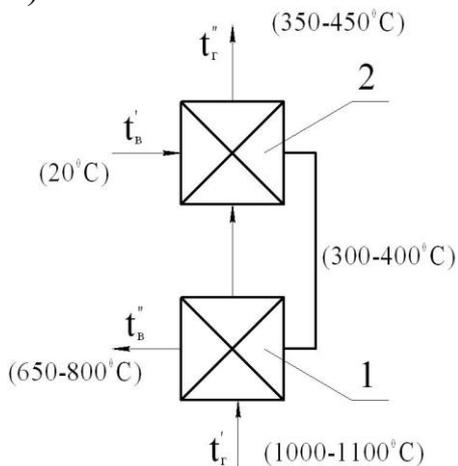


Рис. 9.5. Принципиальная схема комбинированного рекуператора:

1 - радиационная часть; 2 - конвективная часть

При выполнении конструктивного теплового расчета рекуперативного воздухоподогревателя исходными данными является:

- объемные расходы продуктов сгорания и воздуха при нормальных условиях, которые вычисляются по формулам:

$$V_2 = v_2 B, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (9.2)$$

$$V_6 = v_6 B, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (9.3)$$

где  $v_2$ , – удельный расход продуктов сгорания,  $\text{м}^3 / \text{м}^3$ ;

$v_6$  - удельный расход воздуха,  $\text{м}^3 / \text{м}^3$ ;

$B$  – расход топлива,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

- начальные температуры теплоносителей  $t'_2, t'_6, ^\circ\text{C}$  ;

- конечные температуры воздуха  $t''_6, ^\circ\text{C}$ .

Тепловой поток и конечная температура продуктов сгорания вычисляются из уравнения теплового баланса воздухоподогревателя:

$$Q = V_2 c_2 (t'_2 - t''_2) \eta = V_6 c_6 (t'_6 - t''_6) \eta, \text{ кВт}, \quad (9.4)$$

где  $Q$  – тепловой поток, кВт;

$c_2, c_6$  – средняя объемная изобарные теплоемкости продуктов сгорания и воздуха,  $\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3\text{К}}$ .

$\eta$  – коэффициент, учитывающий потери теплоты в окружающую среду. По данным [4]  $\eta = 0,9 \div 1,0$ .

Целью конструктивного теплового расчета является определение требуемой поверхности теплообмена рекуператора, величина которой вычисляется из уравнения теплопередачи:

$$Q = 10^{-3} \cdot k \cdot F \cdot \bar{\Delta t}_n, \text{ кВт}, \quad (9.5)$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$ ;

$F$  – поверхность теплообмена,  $\text{м}^2$ ;

$\bar{\Delta t}_n$  – среднелогаримический температурный напор,  $^\circ\text{C}$ .

Коэффициент теплопередачи рекуперативного воздухоподогревателя определяется по формуле:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_2} + \frac{1}{\alpha_6} + R_\lambda}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}, \quad (9.6)$$

где  $\alpha_2, \alpha_6$  – коэффициенты теплоотдачи от газов к поверхности теплообмена и от поверхности теплообмена к воздуху, соответственно,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$ ;

$R_\lambda$  – суммарное термическое сопротивление поверхности теплообмена с учетом ее загрязнений,  $\frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$ .

Среднелогарифмический температурный напор рекуператора равен

$$\bar{\Delta t}_l = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_m}}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (9.7)$$

где  $\Delta t_{\bar{o}}, \Delta t_m$  – большая и меньшая разность температур теплоносителей,  $^\circ\text{C}$ ;

$\varepsilon \Delta t$  – поправка, учитывающая схему движения теплоносителей.

При прямоточной и противоточной схемах движения  $\varepsilon \Delta t = 1$ , при перекрестной схеме движения температурный напор вычисляется для противоточной схемы движения, а величина поправки определяется по графикам рис. 9.6.

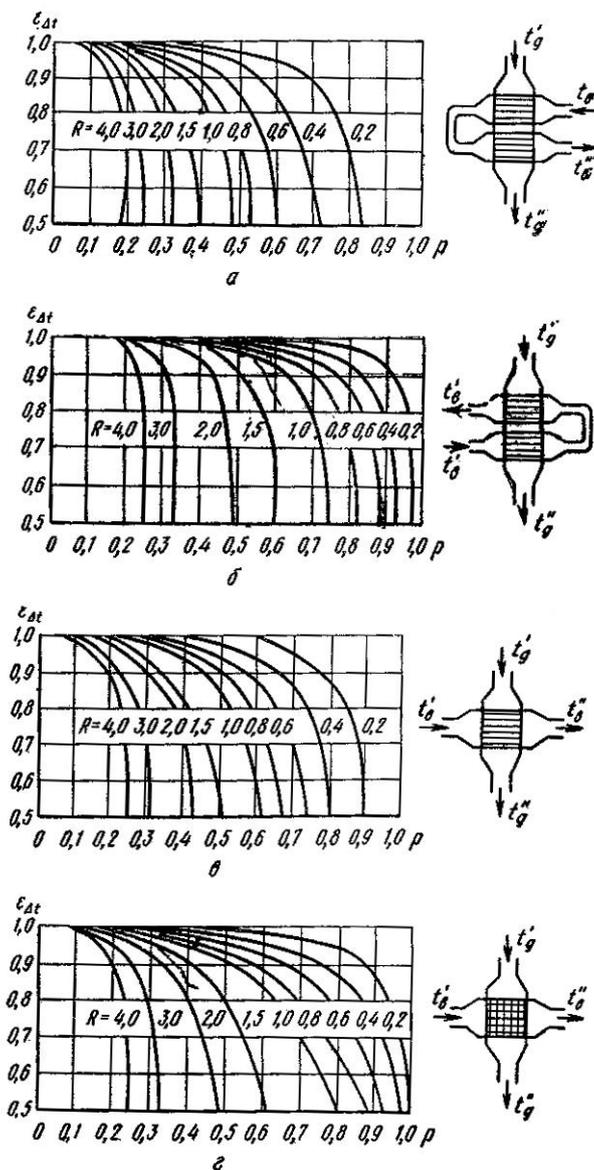


Рис. 9.6. Поправочный коэффициент  $\epsilon_{\Delta t}$  [4]

Вспомогательные параметры  $P$  и  $R$  на рис. 9.6 вычисляются по формулам:

$$P = \frac{t'_2 - t''_2}{t''_e - t'_e}; R = \frac{t''_e - t'_e}{t'_2 - t'_e}. \quad (9.8)$$

Обязательной частью теплового расчета рекуператора является определение максимальной температуры его теплопередающей поверхности:

$$t^{\max} = \frac{\alpha_2 t''_2 + \alpha_e t''_e}{\alpha_2 - \alpha_e}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (9.9)$$

Величина этой температуры не должна превышать допустимых значений для материала, из которого поверхность теплообмена сделана. По данным [4/

максимальная температура обыкновенной углеродистой стали, составляет  $450 \div 550$  °С, жаропрочных сталей  $800 \div 1050$  °С, жаропрочных чугунов  $600 \div 1000$  °С, огнеупорного шамота  $1610 \div 1750$  °С, карбошамота  $1690$  °С.

Рассмотрим конструктивный тепловой расчёт конвективного рекуператора из гладких стальных труб. Принципиальная схема такого воздухоподогревателя показана на рис. 9.7.

Поверхность теплообмена воздухоподогревателя выполняется из цельнотянутых стальных труб с внутренним диаметром  $15 \div 100$  мм и толщиной стенки  $2 \div 5$  мм. Трубы вверены в верхнюю и нижнюю решетки, образуя шахматный трубный пучок. Рекуператор является многоходовым по воздуху, поэтому межтрубное пространство разделено перегородками.

Конструктивный тепловой расчет рекуператора производят в следующей последовательности.

Задаемся скоростями теплоносителей, отнесенными к нормальным условиям  $\omega_2^H = 3$  м/с,  $\omega_6^H = 8$  м/с.

Определяем необходимое проходное сечение дымовых газов и воздуха:

$$f_2 = \frac{V_2}{\omega_2^H}, \text{ м}^2; \quad f_6 = \frac{V_6}{\omega_6^H}, \text{ м}^2. \quad (9.10)$$

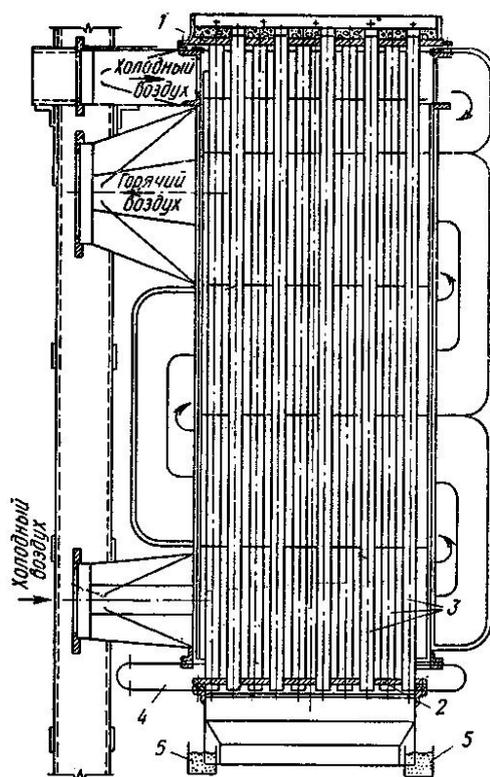


Рис. 9.7. Четырехходовой трубчатый рекуператор для печей среднего размера [4]:

1 – верхняя дырчатая доска; 2 – нижняя дырчатая доска; 3 – трубы рекуператора; 4 – компенсатор; 5 – песочные затворы

Проходное сечение одной трубы равно:

$$\omega = 0,785d_{\text{вн}}^2, \text{ м}^2, \quad (9.11)$$

где  $d_{\text{вн}}$  - внутренний диаметр трубки, м.

Необходимое количество трубок рекуператора:

$$n = f_z / \omega_m, \text{ шт.} \quad (9.12)$$

Полагая, что трубный пучок имеет в плане форму прямоугольника, определяем количество трубок по ходу движения воздуха и в поперечном направлении:

$$n_1 = \sqrt{n}, \text{ шт}; \quad n_2 = n/n_1, \text{ шт} \quad (9.13)$$

и округляя полученные значения до целого.

Вычисляем шаги расположения трубок в трубном пучке+

$$S_1 = S_2 = 1,5d_n, \quad (9.14)$$

где  $d_n$  - наружный диаметр трубы, м.

Тогда высота одного хода воздуха (расстояние между перегородками межтрубного пространства) будет равна:

$$e = \frac{f_g}{(S_2 - d_n)n_2}, \text{ м.} \quad (9.15)$$

Для определения конвективного коэффициента теплоотдачи от поверхности теплообмена к воздуху вычисляем:

- среднюю температуру воздуха

$$\bar{t}_g = (t'_g + t''_g)/2, \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (9.16)$$

-действительную скорость воздуха при этой температуре

$$\omega_B = \omega_B^H \frac{273 + \bar{t}_g}{273}, \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (9.17)$$

Конвективный коэффициент теплоотдачи  $\alpha_g$  определяем по номограмме, приведенной на рис. 9.8.

Для определения конвективного коэффициента теплоотдачи от продуктов сгорания к поверхности теплообмена вычисляем:

- среднюю температуру продуктов сгорания

$$\bar{t}_2 = (t'_2 + t''_2)/2, ^\circ\text{C}; \quad (9.18)$$

- действительную скорость продуктов сгорания при этой температуре

$$\omega_2 = \omega_2^H \frac{273 + \bar{t}_2}{273}, \text{ м/с.} \quad (9.19)$$

Конвективный коэффициент теплоотдачи  $\alpha_2^K$  определяем по номограмме, приведенной на рис. 9.9.

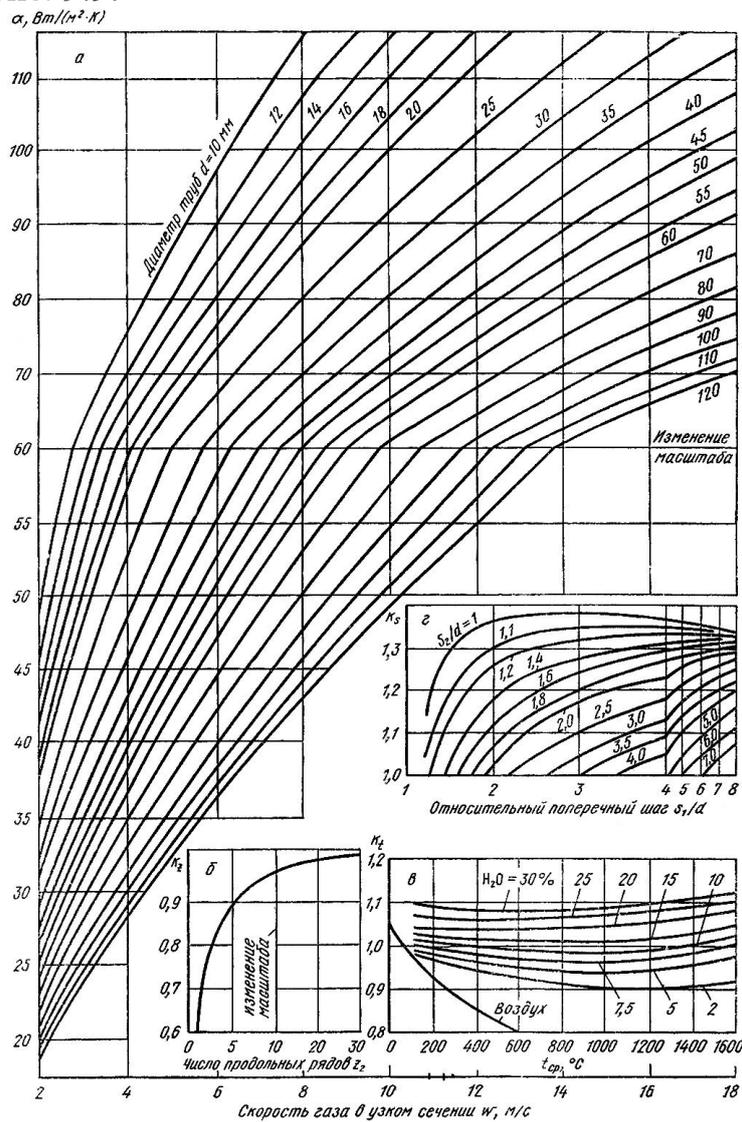


Рис. 9.8. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном обтекании гладкотрубного пучка с шахматным расположением [4]: а – коэффициент теплоотдачи; б – поправка на число рядов  $k_z$ ; в – поправка на температуру  $k_t$ ; г – поправка на относительный шаг труб  $k_s$

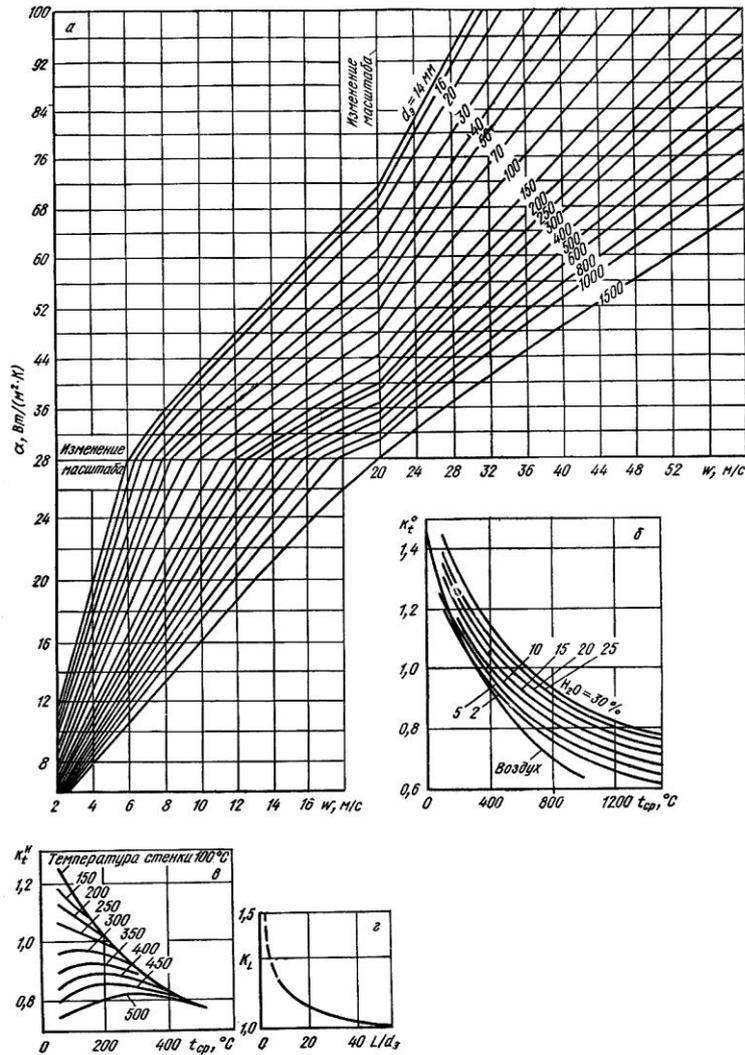


Рис. 9.9. Конвективный коэффициент теплоотдачи  $\alpha_r^k$  [4]:

- а – коэффициент теплоотдачи; б – поправка на неизотермичность при остывании газа  $k_z^0$ ;
- в – поправка на неизотермичность при нагреве газа  $k_z^H$ ;
- г – поправка на начальный участок  $k_L$

Лучистый коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к поверхности теплообмена  $\alpha_r^l$  определяем по формуле

$$\alpha_r^l = 1,163\sqrt{M} \left( \varepsilon_{RO_2} + \varepsilon_{H_2O} \right), \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}, \quad (9.20)$$

где  $M$  – параметр, определяемый по номограмме, приведенной на рис. 9.10.

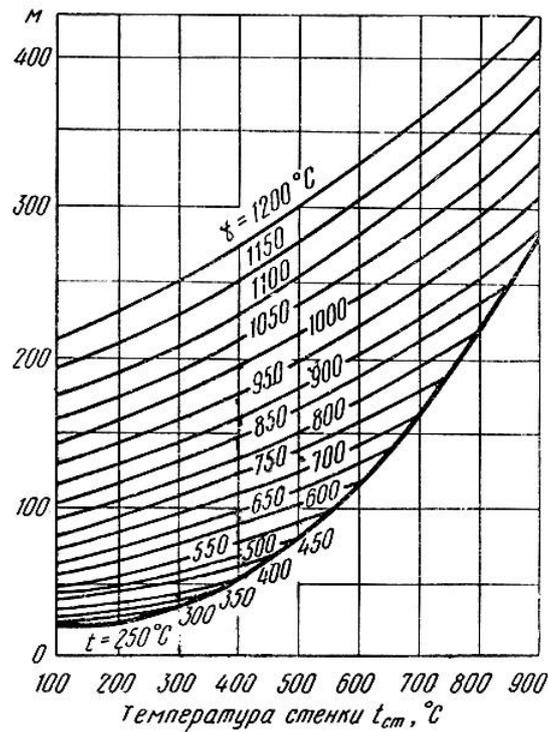


Рис. 9.10. Зависимость параметров М от температуры дилловых газов и поверхности теплообмена [4]

Ориентировочная температура поверхности теплообмена (стенки) будет равна:

$$t_{cm} = \frac{\bar{t}_g + \bar{t}_z}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (9.21)$$

Степень черноты трехатомных газов и водяных паров определяется по номограмме на рис. 9.11 – 9.13, при этом эффективная толщина излучающего слоя вычисляется по формуле:

$$S_{эфв} = 0,9d_{вн}, \text{ м}, \quad (9.22)$$

а парциальное давление принимается таким же, как и в рабочем пространстве печи.

Суммарный коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к поверхности теплообмена

$$\alpha_r = \alpha_r^k + \alpha_r^l, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}. \quad (9.23)$$

По формуле (9.6) вычисляем коэффициент теплопередачи воздухоподогревателя, полагая, что для металлической поверхности теплообмена  $R_d \approx 0$ .

По формуле (9.7) вычисляем среднелогарифмический температурный напор, а из (9.5) – требуемую поверхность теплообмена.

При среднем диаметре трубок

$$d_{cp} = \frac{d_n + d_s}{2}, \text{ м}, \quad (9.24)$$

длина трубного пучка будет равна

$$L = \frac{F}{\pi d_{cp} n}, \text{ м}, \quad (9.25)$$

а количество ходов по воздуху

$$z = \frac{L - L_1}{b}, \text{ шт}, \quad (9.26)$$

где  $L_1 = (0,2 \div 0,3)$ , м – высота защитного хода в верхней части рекуператора, (см. рис. 9.7).

По формуле (9.9) вычисляют максимальную температуру стенки и сравнивают ее с допустимым значением.

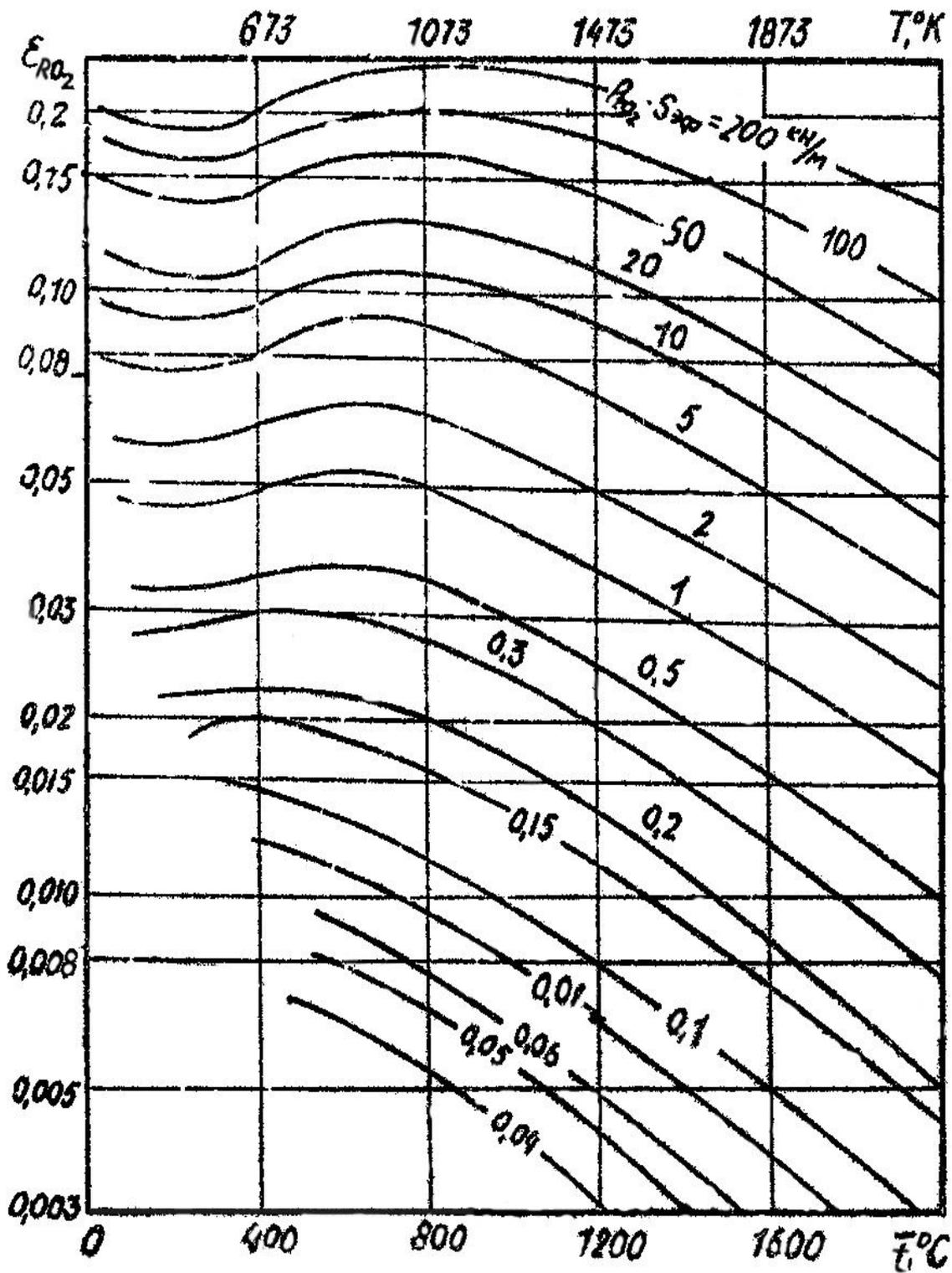


Рис. 9.11. Номограмма для определения степени черноты  $RO_2$  [4]

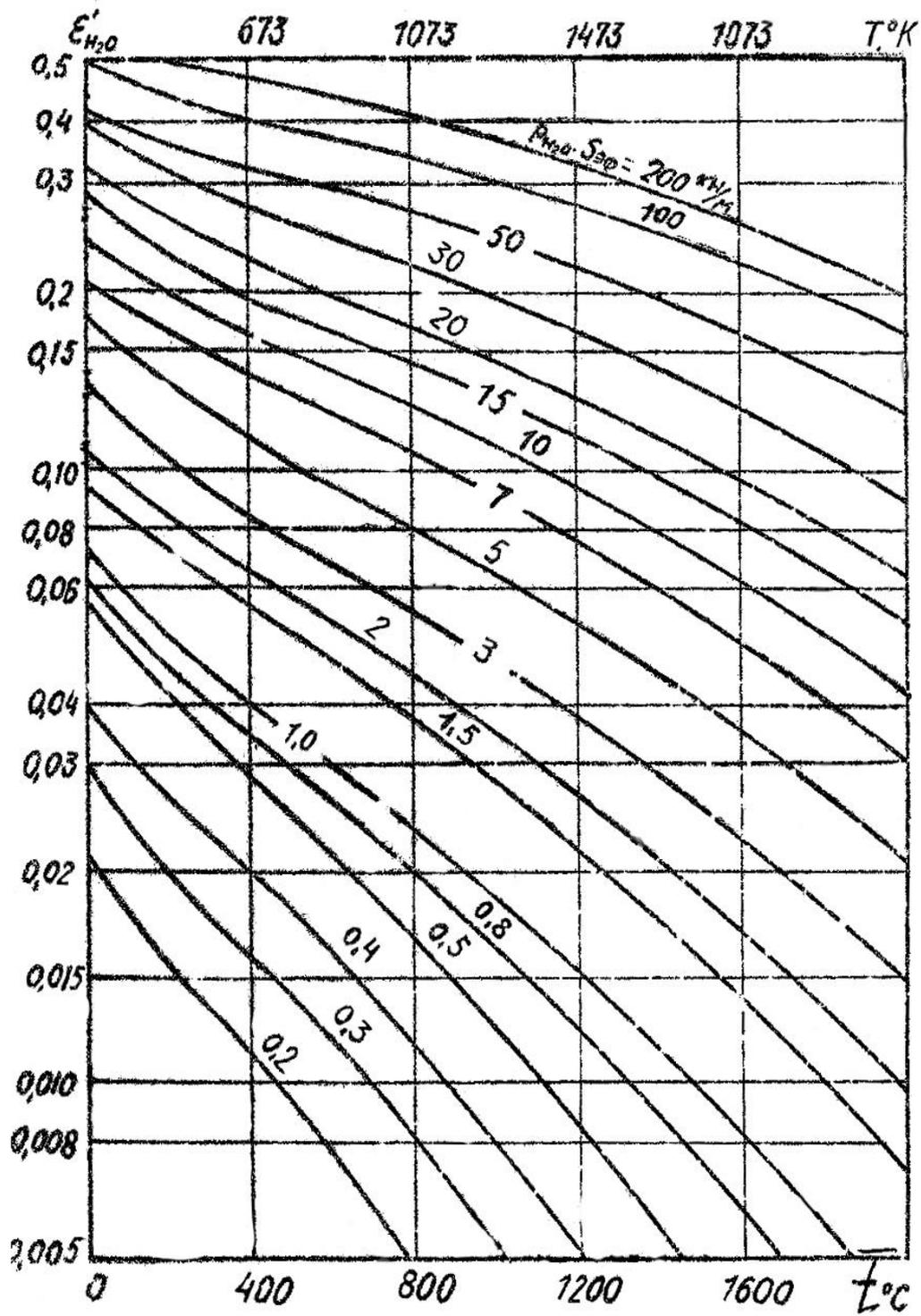


Рис. 9.12. Номограмма для определения степени черноты  $H_2O$  [4]

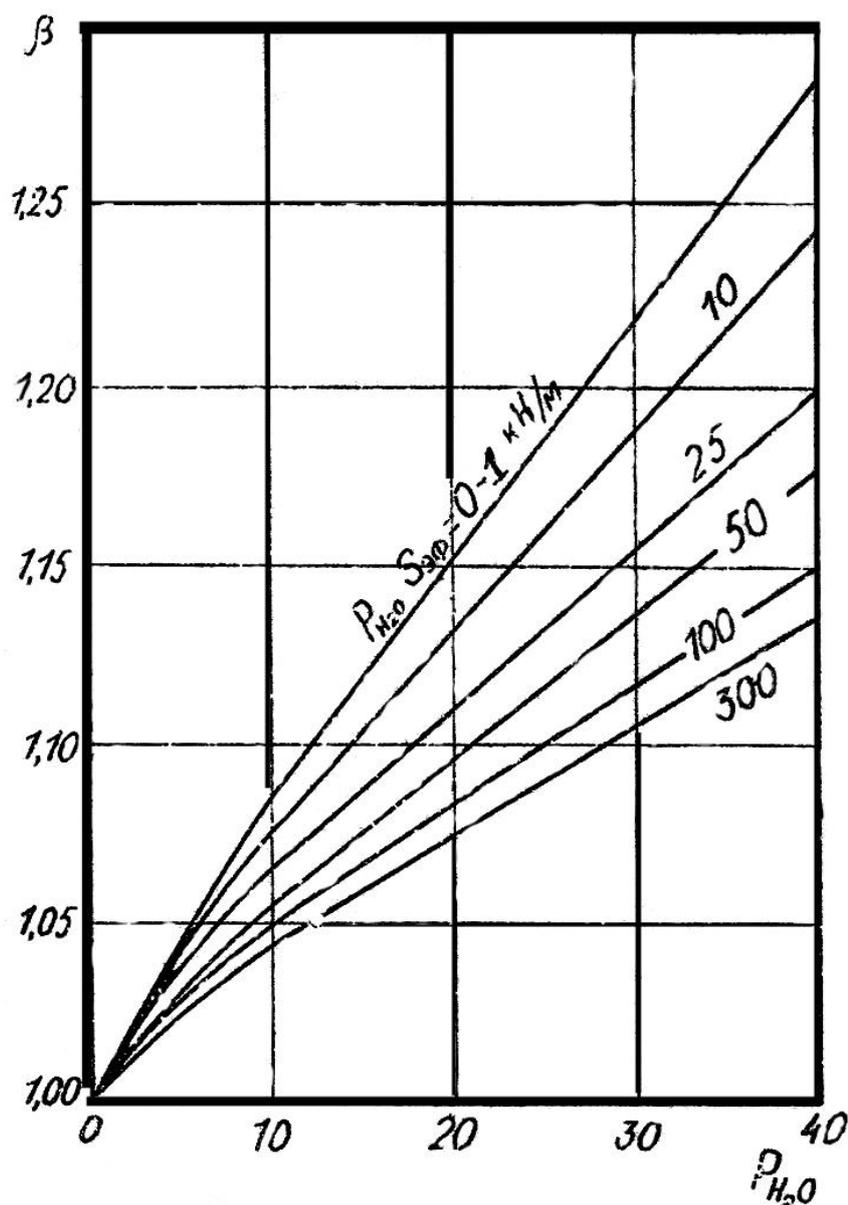


Рис. 9.13. Номограмма для определения поправочного коэффициента  $\beta$  [4]

Рассмотрим конструктивный расчет радиационного щелевого рекуператора.

Принципиальная схема щелевого радиационного подогревателя показана на рис. 9.3.

Щелевые радиационные рекуператоры состоят из двух concentric цилиндров, сваренных из листов жаропрочной стали толщиной  $6 \div 10$  мм. По внутреннему цилиндру проходят дымовые газы, а в кольцевой щели между цилиндрами нагреваемый воздух. Диаметр внутреннего цилиндра, т.е. дымового канала, в зависимости от размеров рекуператора колеблется от 0,5 до 3,5 м. Ширину кольцевого пространства, т.е. щели для прохождения нагреваемого воздуха, принимают равной  $8 \div 60$  мм. На обоих концах рекуператора располо-

жены кольцевые коробки, служащие для подвода и отвода нагреваемого воздуха, причем для более равномерного распределения по кольцевой щели подвод воздуха производят тангенциально.

Конструктивный тепловой расчет рекуператора производят в следующей последовательности.

Задаем скорость движения воздуха, отнесенной к нормальным условиям

$$\omega_a^H = 10 \div 40 \text{ м/с.}$$

Задаем скорость движения дымовых газов, отнесенной к нормальным условиям

$$\omega_g^H = 0,5 \div 1,0 \text{ м/с.}$$

Определим необходимое проходное сечение для дымовых газов и воздуха (9.10).

Внутренний диаметр дымового канала:

$$d_z^g = \sqrt{\frac{f_z}{0,785}}, \text{ м.} \quad (9.27)$$

При толщине листов стали  $\delta$ , определяем внутренний диаметр кольцевой щели:

$$d_z^g = d_z^g + 2\delta, \text{ м.} \quad (9.28)$$

Наружный диаметр кольцевой щели:

$$d_z^H = \sqrt{\frac{f_g + 0,785(d_z^H)^2}{0,785}}, \text{ м.} \quad (9.29)$$

Для определения конвективного коэффициента теплоотдачи от поверхности теплообмена к воздуху, вычисляем:

- среднюю температуру воздуха (9.16);
- действительную скорость воздуха (9.17);
- периметр воздушного канала

$$P = \pi(d_z^g + d_z^H), \text{ м;} \quad (9.30)$$

- эквивалентный диаметр воздушного канала

$$d_s^e = \frac{4f_s}{\Pi}, \text{ м}; \quad (9.31)$$

- конвективный коэффициент теплоотдачи  $\alpha_r^k$ .

Для определения конвективного коэффициента теплоотдачи от дымовых газов и поверхности теплообмена вычисляем:

- среднюю температуру продуктов сгорания (9.18);
- действительную скорость продуктов сгорания (9.19);
- конвективный коэффициент теплоотдачи.

Лучистый коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к поверхности теплообмена вычисляем по формуле (9.20). При этом среднюю температуру поверхности теплообмена (стенки) вычисляем по (9.21), а эффективную толщину излучающего слоя – по (9.22).

Суммарный коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания определяем по (9.23), коэффициент теплопередачи – по (9.6), среднелогарифмический температурный напор для противоточной схемы движения - по (9.7), средний диаметр теплопередающей поверхности по (9.24), а высоту рекуператора – по (9.25).

Учитывая недостаточно полное использование поверхности теплообмена в местах входа и выхода воздуха из рекуператора, принимаем окончательно его высоту на 10 ÷ 15 % больше, полученного значения по формуле (9.25).

По формуле (9.9) вычисляем максимальную температуру поверхности теплопередачи и сравниваем ее с допустимым значением.

## 9.2. Регенеративные воздухоподогреватели

В теплообменниках регенеративного типа передача теплоты происходит с помощью промежуточного теплоносителя или насадки. К насадке регенератора предъявляют следующие требования:

- высокая теплоемкость;
- большая удельная поверхность нагрева;
- большие коэффициент теплоотдачи;
- малое гидравлическое сопротивление;
- прочность (термостойкость, стойкость к коррозии, эрозии);
- дешевизна.

Особенностью конструктивного теплового расчета регенератора является определение объема насадки:

$$V = \frac{F}{f}, \text{ м}^3, \quad (9.32)$$

где  $F$  – площадь поверхности теплообмена, которую определяют из уравнения теплопередачи,  $\text{м}^2$ ;

$f$  – удельная поверхность насадки,  $\text{м}^2/\text{м}^3$ .

В аппаратах периодического действия насадка неподвижна, а теплоноситель меняет свое направление. Основным недостатком таких аппаратов является:

- громоздкость, что связано с малым значением  $f$  ( $f \approx 15 \text{ м}^2/\text{м}^3$ );
- периодичность в работе (реверсивность), что приводит к непостоянству температуры воздуха на выходе из аппарата.

В регенераторах вращающегося типа в качестве насадки служит ротор (рис. 9.14).

Аппарат обеспечивает непрерывный подогрев воздуха, более компактен, т.к.  $f = 150 \div 200 \text{ м}^2/\text{м}^3$ , однако имеет ряд недостатков:

- высокие перетоки;
- наличие привода;
- возможность возникновения больших термических сопротивлений.

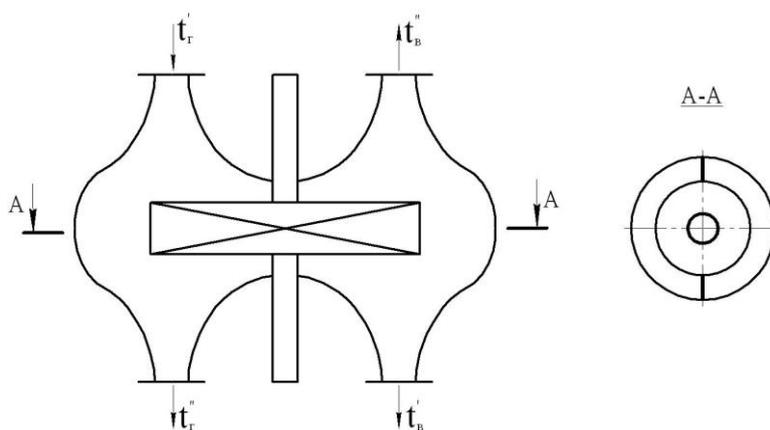


Рис. 9.14. Схема вращающегося регенератора:  
1-ротор; 2-уплотнения

В пересыпных регенераторах роль насадки выполняет дисперсный материал (металл, дробь, песок) (рис.9.15). Он обладает высокой удельной поверхностью теплообмена ( $f = 3600 \text{ м}^2/\text{м}^3$ ). Однако здесь необходим транспортёр, который значительно усложняет конструкцию теплообменника и снижает надёжность его работы.

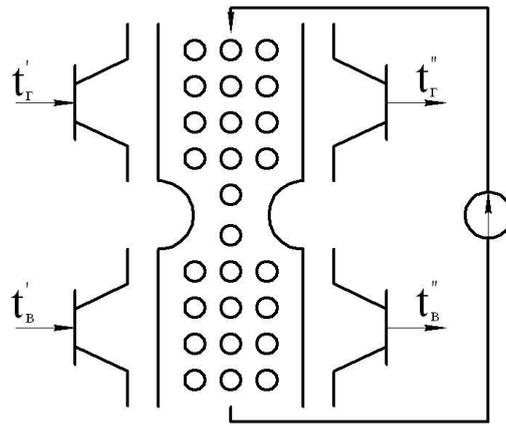


Рис. 9.15. Пересыпной регенератор

Весьма перспективными, на наш взгляд, являются воздухоподогреватели с циркулирующим псевдооживленным слоем насадки. Общий вид такого аппарата приведен на рис. 9.16.

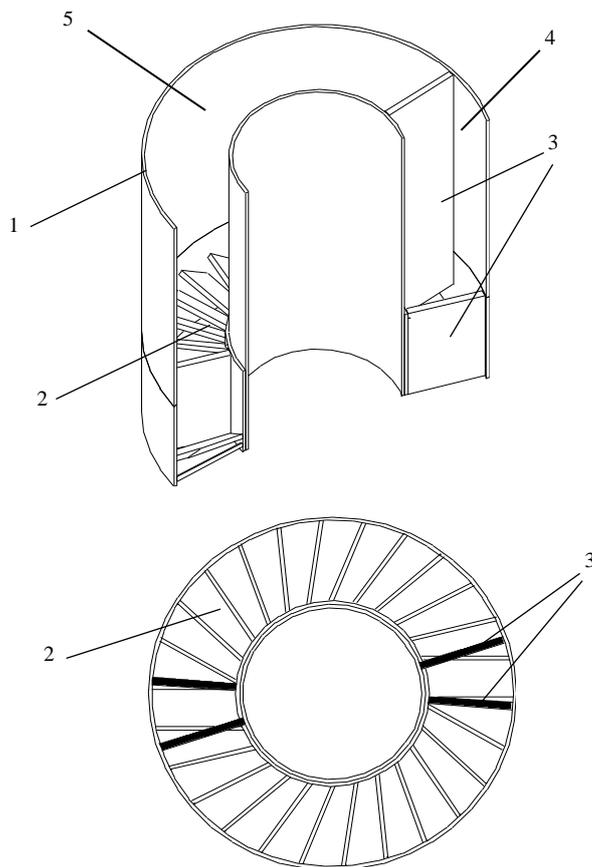


Рис. 9.16. Общий вид воздухоподогревателя  
 1- корпус; 2 – газораспределительная решетка; 3 – перегородка; 4 – камера нагрева; 5 – камера охлаждения

### 9.3. Контрольные вопросы

1. Назовите основную задачу регенеративного подогрева воздуха.
2. Перечислите типы конвективных рекуператоров.
3. Приведите последовательность расчета щелевого радиационного подогревателя.
4. Какие требования предъявляются в насадке регенератора?
5. Перечислите типы регенераторов.

## 10. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ (ВЭР)

### 10.1. Классификация ВЭР и расчет котла-утилизатора

ВЭР – энергетический потенциал технологического продукта и отходов, который не используются в самой печи, но может быть использован для энергоснабжения других установок.

Использование ВЭР позволяет сократить расход топлива в рамках предприятия. Величина экономии условного топлива определяется следующим образом:

$$B_{\text{эк}} = \frac{0,0342 \cdot Q_{\text{вэр}}}{\eta_{\text{зам}}}, \frac{\text{т.у.т.}}{\text{год}}, \quad (10.1)$$

где  $Q_{\text{вэр}}$  – количество теплоты, получаемой при использовании ВЭР, ГДж/год;

$\eta_{\text{зам}}$  – КПД замещаемой установки.

Критерием экономической целесообразности использования ВЭР должен служить годовой экономический эффект:

$$\mathcal{E} = B_{\text{эк}} \cdot C_m - [K \cdot (E_n + a) + S], \quad (10.2)$$

где  $C_m$  – стоимость условного топлива;

$K$  – капитальные затраты в утилизационную установку;

$E_n, a$  – нормативный и амортизационный коэффициенты;

$S$  – эксплуатационные затраты.

Классификация вторичных энергоресурсов имеет следующий вид:

- топливные (горючие);
- избыточного давления;
- тепловые.

Горючие ВЭР – тепловые отходы, которые можно использовать в качестве топлива. Наиболее распространенными горючими ВЭР в высокотемпературной теплотехнологии являются коксовый, доменный и конверторный газы.

Низкая теплота сгорания, а также содержание вредных и опасных компонентов (СО и Н<sub>2</sub>) в их составе относят эти топлива к разряду “местных”, поэтому их используют на металлургических заводах в нагревательных колодцах и доменных печах для подогрева воздуха.

Поскольку для использования данных ВЭР не требуется создания специальных устройств они используются на 75...95%.

ВЭР избыточного давления – потенциальная энергия газов и жидкостей, покидающих технологическую установку с избыточным давлением. Примером такого ВЭР является доменный газ, который на выходе из печи имеет давление  $P_{изб} = 0,18...0,35$  МПа.

Для использования энергии доменного газа в 1962 году была разработана специальная турбина ГУБТ – газовая утилизационная бескомпрессорная турбина.

Тепловые ВЭР – физическая теплота технологического продукта и уходящих газов.

Одним из распространенных ВЭР следует считать физическую теплоту уходящих газов (продукты сгорания органического топлива). Для использования данного вида ВЭР применяют котлы-утилизаторы или парогенераторы на отходящих газах. В зависимости от схемы движения теплоносителей котлы-утилизаторы делятся на жаротрубные и водотрубные.

В жаротрубных котлах греющий теплоноситель движется внутри трубок, а пароводяная смесь находится в межтрубном пространстве. В водотрубных котлах пароводяная смесь движется внутри трубок, а греющий теплоноситель находится в межтрубном пространстве.

Примером жаротрубного котла-утилизатора может служить котел Г250 (рис. 10.1).

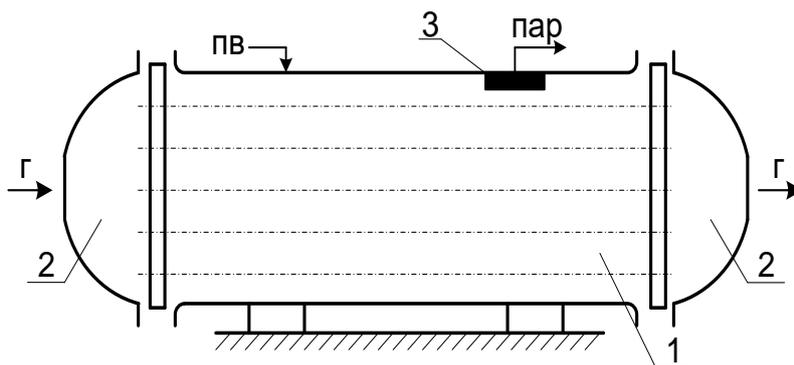


Рис. 10.1. Принципиальная схема котла Г250:

1 – трубный пучок; 2 – подводящая и отводящая: камеры; 3 – сепаратор

Номинальные параметры котла:  $V_2 = 16000$  м<sup>3</sup>/ч;  $t'_r = 600$  °С;  $t''_r = 270$  °С;  $P_H = 1,4$  МПа ;  $t_H = 194$  °С;  $D = 3,2$  т/ч.

К недостаткам котлов такого типа можно отнести большое гидравлическое сопротивление по газовому тракту, а также низкие параметры пара.

Примером водотрубного котла-утилизатора может служить котел типа КУ-80-3 (рис. 10.2).

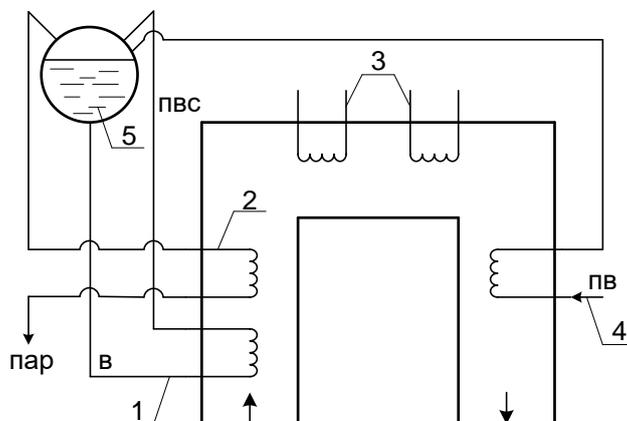


Рис. 10.2. Принципиальная схема котла КУ-80-3:

- 1 – предвключенный испарительный пакет; 2 – пароперегреватель;  
3 – основные испарительные пакеты; 4 – водяной экономайзер; 5 – барабан

Параметры котла:  $V_z = 80000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;  $t'_r = 650-850^\circ\text{C}$ ;  $t''_r = 250^\circ\text{C}$ ;  
 $P_H = 1,8...4,5 \text{ МПа}$ ;  $t_H = 360^\circ\text{C}$ ;  $D = 17,3...26,9 \text{ т/ч}$ .

В качестве ВЭР в виде физической теплоты технологической продукции может служить кокс, который на выходе из коксовой печи имеет температуру  $1000...1100^\circ\text{C}$ .

Для использования этого ВЭР служит УСТК – установка сухого тушения кокса (рис. 10.3).

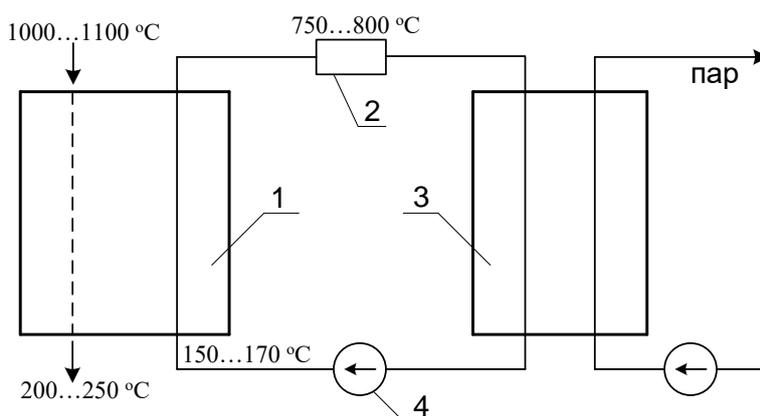


Рис. 10.3. Принципиальная схема УСТК:

- 1 – камера тушения; 2 – газоочистка; 3 – котел-утилизатор КСТК-25/39-С-1;  
4 – насос

Системы охлаждения служат для защиты теплонапряжённых элементов промышленных печей. Если в качестве охлаждающего теплоносителя применять техническую воду, то ее нагрев возможен до температуры 40...50°C. Охлаждение воды происходит в градирне и теплота ВЭР теряется. При использовании системы испарительного охлаждения (СИО) получают перегретый пар, который используется на производстве (рис. 10.4).

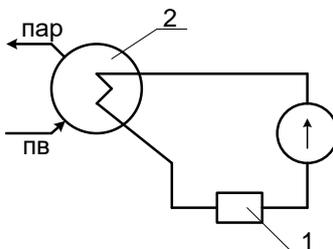


Рис. 10.4. Система испарительного охлаждения:  
1 – охлаждаемая деталь печи; 2 – бойлер

Наибольший эффект можно получить, если система охлаждения и котел-утилизатор подключены к одному барабану.

Рассмотрим методику теплового расчёта жаротрубного котла-утилизатора.

Задаемся температурой продуктов сгорания на выходе из котла  $t_f''$  и по (9.7) вычисляем среднелогарифмический температурный напор, считая, что пароводяная смесь вдоль всей поверхности теплообмена находится при температуре насыщения  $t_H$ .

Для определения конвективного коэффициента теплоотдачи от продуктов сгорания к поверхности теплообмена вычисляем:

- среднюю температуру продуктов сгорания (9.18);
- скорость продуктов сгорания отнесенную к нормальным условиям:

$$\omega_2^H = \omega_2 / f_{вн}, \text{ м/с}, \quad (10.3)$$

где  $f_{вн}$  – суммарное внутреннее сечение трубного пучка,  $\text{м}^2$ ,  
 $\omega_2$  - действительная скорость продуктов сгорания.

Конвективный коэффициент теплоотдачи определяют по номограмме, приведенной на рис. 9.9.

Пренебрегая термическим сопротивлением теплоотдачи со стороны пароводяной смеси, вычисляем коэффициент теплопередачи по формуле:

$$k = 1 / \left( \frac{1}{\alpha_2^k} + \varepsilon \right), \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times \text{К}}, \quad (10.4)$$

где  $\varepsilon$  – термическое сопротивление стенки дымогарной трубы и ее загрязнений. По данным [5] для жаротрубных КУ  $\varepsilon = 0,005 \div 0,01 \left( \text{м}^2 \times \text{К} \right) / \text{Вт}$ .

Тепловой поток КУ вычисляют по (9.5).

Определяем энтальпию продуктов сгорания на выходе из КУ:

$$i_2'' = i_2' - \frac{Q}{V_2 \phi}, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}, \quad (10.5)$$

где  $i'$  – энтальпия продуктов сгорания на входе в КУ;

$\phi = 0,95$  – коэффициент сохранения теплоты [5].

По  $i_t - t$  диаграмме определяем температуру продуктов сгорания на выходе из КУ и сравниваем ее с принятым ранее значением. Если полученная температура отличается более, чем на 5 %, задаемся новым значение  $i_2''$  и расчет повторяем.

Определяем паропроизводительность КУ по формуле:

$$D = \frac{Q}{i_n'' - i_{n.e} + 0,01n(i_n' - i_{n.e})}, \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (10.6)$$

где  $i_n'$ ,  $i_n''$  – энтальпия кипящей воды и насыщенного пара, кДж/кг;

$i_{n.e}$  – энтальпия питательной воды;

$n$  – величина непрерывной продувки котла. По данным [5] для жаротрубных КУ  $n = 5\%$ .

Рассмотрим методику теплового расчёта водотрубного котла-утилизатора.

Проверочный тепловой расчет поверхностей нагрева производят по ходу движения продуктов сгорания, принимая их параметры на выходе из предыдущей секции равными входным параметрам для последующей секции.

Расчет среднелогарифмического температурного напора для каждой секции КУ производим по формуле (9.7), считая схему движения теплоносителя противоточной.

Скорость продуктов сгорания определяем по формулам (9.18), (9.19). Конвективный коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к поверхности теплообмена определяем по номограмме, приведенной на рис. 9.8.

Принимаем лучистый коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к поверхности теплообмена, равным 10 % от конвективного коэффициента теплоотдачи.

Вычисляем коэффициент теплопередачи в секции по формуле:

$$k = \alpha_2^{\kappa} + \alpha_2^{\lambda}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times \text{К}} \quad (10.7)$$

По формуле (9.5) определяем тепловой поток в секции КУ.

Определяем энтальпию и температуру ( $i_r - t$  диаграмма) на выходе из секции и при необходимости задаемся другим значением температуры продуктов сгорания на выходе из секции и расчеты повторяем.

Вычисляем энтальпию перегретого пара на входе из пароперегревателя:

$$i_{mn} = \frac{Q_{\kappa} i'' - Q_{mn} [i_{n.г} + 0,01n(i' - i_{n.г})]}{Q_{\kappa} - Q_{mn}}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \quad (10.8)$$

где  $Q_{\kappa}$  – суммарный тепловой поток в КУ.

$Q_{mn}$  – тепловой поток в пароперегревателе, кВт;

$i'$ ,  $i''$  – энтальпия кипящей воды и насыщенного пара,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ .

Определяем паропроизводительность КУ по формуле:

$$D = \frac{Q_{mn}}{i_{mn} - i''_n}, \frac{\text{кг}}{\text{с}}. \quad (10.9)$$

## 10.2. Контрольные вопросы

1. Приведите классификацию вторичных энергетических ресурсов.
2. Назначение котла-утилизатора и их примеры.
3. Назовите основные этапы теплового расчета котла-утилизатора.

## 11. ОЧИСТКА ПРОМЫШЛЕННЫХ ГАЗОВ

### 11.1. Показатели эффективности работы пылеуловителей

Содержание вредных веществ в промышленных газах контролируется не непосредственно на выходе из технологической установки, а в приземном атмосферном слое. Поэтому для решения данной экологической проблемы реализуются три мероприятия:

- снижение величины вредных выбросов путем создания новых технологий;
- очистка промышленных газов;
- рассеивание вредных веществ в атмосфере.

Рассмотрим более подробно очистку промышленных газов от нетоксичной пыли. Для оценки эффективности работы пылеуловителей существуют показатели:

- по запыленности очищенного газа:

$Z_k$  – концентрация пыли после пылеуловителя,  $г/м^3$ ;

Если  $Z_k > 1 г/м^3$ , то запыленность газа низкая; если  $Z_k = 0,1...1 г/м^3$ , - средняя; если  $Z_k < 0,1 г/м^3$ , - высокая.

- по проскоку пыли:

$$П = (Z_k / Z_n) \cdot 100\%, \quad (11.1)$$

где  $Z_n$  – концентрация пыли до пылеуловителя,  $г/м^3$ .

- по степени очистки:

$$\eta = [(Z_n - Z_k) / Z_n] \cdot 100\%. \quad (11.2)$$

По принципу действия пылеуловители делятся на три вида:

- сухой механической очистки;
- мокрой очистки;
- электрической очистки.

Пылеуловители первой группы в свою очередь подразделяются на гравитационные (рис. 11.1а) и инерционные (рис.11.1б).

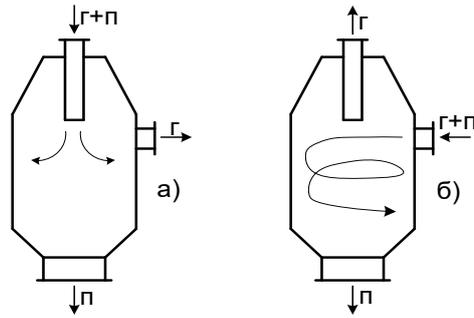


Рис. 11.1. Аппараты сухой механической очистки

Минимальный размер частицы, отделяемой в гравитационном пылеуловителе – 100 мкм, в инерционном (циклоне) – 10 мкм. Следует отметить, что эти аппараты относятся к установкам грубой очистки газа ( $Z_k > 1 \text{ г/м}^3$ ).

Для тонкой очистки газов применяют фильтры (рис. 11.2). Материал фильтра определяется температурой и агрессивностью очищаемого газа. Фильтры этого типа нуждаются в регенерации.

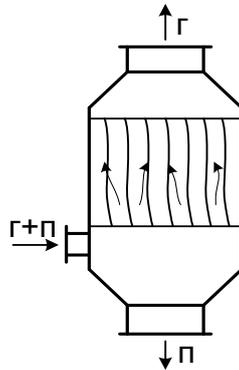


Рис. 11.2. Принципиальная схема фильтра

К аппаратам мокрой очистки относятся скрубберы (рис. 11.3).

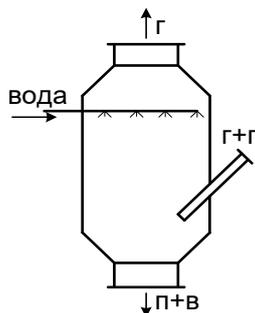


Рис. 11.3. Принципиальная схема скруббера

Принцип действия скруббера основан на взаимодействии частиц пыли с каплями воды. Для исключения уноса частиц диаметр скруббера составляет  $6 \div 8$

м, а его высота -  $20\div 30$  м. Для исключения закипания воды максимальная температура очищаемого газа составляет  $200\div 300$  °С.

Принципиальная схема аппарата электрической очистки показана на рис. 11.4.

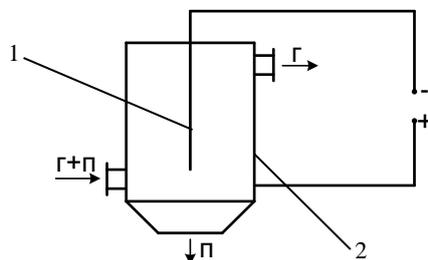


Рис. 11.4. Принципиальная схема аппарата электрической очистки  
1-коронирующий электрод; 2-осадочный электрод

Проходящий между электродами газ ионизируется, т.е. частицы пыли получают отрицательный электрический заряд. Достигнув поверхности осадочного электрода, частица прилипает к его поверхности. Для эффективной работы такого пылеуловителя используется повышенное напряжение  $25\div 100$  кВ. Удаление пыли из аппарата (регенерация) осуществляется вытряхиванием или промывкой водой.

## 11.2. Контрольные вопросы

1. Перечислите мероприятия по снижению содержания вредных веществ в промышленных газах.
2. Приведите классификацию пылеуловителей и их схемы.
3. Опишите схему работы скруббера и электрофильтра.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Данное учебное пособие содержит сведения об основных конструкциях высокотемпературных теплотехнологических установок и принципах их работы. В пособии приведены методики расчета установок данного типа, рассмотрены вопросы очистки промышленных газов.

Последовательное изложение учебного материала должно способствовать глубокому усвоению студентами дисциплины «Высокотемпературные теплотехнологические процессы и установки». Оно важно студентам направления подготовки «Теплоэнергетика и теплотехника», а также может быть полезно студентам других направлений при изучении дисциплины «Теплотехника».

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Высокотемпературные теплотехнологические процессы и установки: учеб. для вузов / Под. ред. А. Д. Ключникова. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 336 с.
2. Щукин, А. А. Промышленные печи и газовое хозяйство заводов / А. А. Щукин. – М.: Энергия, 1973. – 223 с.
3. Огнетехнические установки и топливоснабжение / Под. ред. А. П. Несенчук. – Минск: Вышэйш. шк., 1982. – 348с.
4. Тебеньков, А. П. Рекуператоры для промышленных печей / А. П. Тебеньков. – М.: Metallургия, 1975. – 178 с.
5. Котлы-утилизаторы и энерготехнологические агрегаты / Под ред. Л. Н. Сидельковского. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 272 с.
6. Теплоэнергетика металлургических заводов: учеб. для вузов / Под. ред. Ю. И. Розентарт. – М.: Metallургия, 1985. – 238 с.
7. Бараков, А. В. Процессы и аппараты с перемещающимся псевдооживленным слоем / А. В. Бараков. – Воронеж: ВГТУ, 2004. – 116 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

|   |    |
|---|----|
| ВВЕДЕНИЕ.....   | 2  |
| 1. ПРИНЦИПЫ ТЕПЛОТЕХНОЛОГИИ.....                                    | 5  |
| 1.1 Основные понятия и определения.....                             | 5  |
| 1.2. Контрольные вопросы.....                                       | 8  |
| 2. ОСОБЕННОСТИ АЭРОДИНАМИКИ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ..... | 8  |
| 2.1. Режимы движения высокотемпературных теплоносителей.....        | 8  |
| 2.2. Гидравлические потери высокотемпературного теплоносителя.....  | 11 |
| 2.3. Расчёт дымовой трубы ВТУ.....                                  | 15 |
| 2.4. Контрольные вопросы.....                                       | 17 |
| 3. ВНЕШНИЙ ТЕПЛООБМЕН.....  | 18 |
| 3.1. Лучистый внешний теплообмен.....                               | 18 |
| 3.2. Внешний теплообмен в слоевых установках.....                   | 22 |
| 3.3 Конвективный теплообмен.....                                    | 24 |
| 3.4. Контрольные вопросы.....                                       | 25 |
| 4. ВНУТРЕННИЙ ТЕПЛООБМЕН.....                                       | 26 |
| 4.1. Внутренний теплообмен при охлаждении бесконечной пластины..... | 26 |
| 4.2. Расчёт нагрева тонких тел.....                                 | 29 |
| 4.3. Расчет нагрева массивных тел.....                              | 30 |
| 4.4. Контрольные вопросы.....                                       | 31 |
| 5. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ВТУ.....   | 32 |
| 5.1. Приходные статьи теплового баланса.....                        | 32 |
| 5.2. Расходные статьи теплового баланса ВТУ.....                    | 33 |
| 5.3. Контрольные вопросы.....                                       | 36 |
| 6. ОГНЕУПОРНЫЕ И ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ.....                   | 37 |
| 6.1. Рабочие свойства огнеупорных материалов.....                   | 37 |
| 6.2. Основные виды огнеупорных и теплоизоляционных материалов.....  | 39 |
| 6.3. Контрольные вопросы.....                                       | 39 |
| 7. ПЕЧИ ДЛЯ НАГРЕВА МЕТАЛЛА.....                                    | 40 |
| 7.1. Технология и расчет процесса нагрева.....                      | 40 |
| 7.2. Нагревательные колодцы.....                                    | 42 |
| 7.3. Методические печи.....   | 45 |
| 7.4. Термические печи.....  | 48 |
| 7.5. Электротермические установки (ЭТУ).....                        | 49 |
| 7.6. Контрольные вопросы.....                                       | 52 |
| 8. ПЛАВИЛЬНЫЕ ПЕЧИ.....   | 53 |
| 8.1. Технология и расчет процесса плавления.....                    | 53 |
| 8.2. Топливные и плавильные печи.....                               | 54 |
| 8.3. Электрические плавильные печи.....                             | 56 |
| 8.4. Контрольные вопросы.....                                       | 59 |
| 9. РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ВОЗДУХА.....                             | 59 |

|  |    |
|--|----|
| 9.1. Рекуперативные воздухоподогреватели .....             | 60 |
| 9.2. Регенеративные воздухоподогреватели.....              | 75 |
| 9.3. Контрольные вопросы .....                             | 78 |
| 10. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ (ВЭР) .....     | 78 |
| 10.1. Классификация ВЭР и расчет котла-утилизатора .....   | 78 |
| 10.2. Контрольные вопросы .....                            | 83 |
| 11. ОЧИСТКА ПРОМЫШЛЕННЫХ ГАЗОВ.....                        | 84 |
| 11.1. Показатели эффективности работы пылеуловителей ..... | 84 |
| 11.2. Контрольные вопросы .....                            | 86 |
| ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....   | 87 |
| БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....                              | 88 |

**Учебное издание**

**Бараков Александр Валентинович  
Прутских Дмитрий Александрович  
Надеев Александр Александрович  
Дубанин Владимир Юрьевич**

**ОСНОВЫ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОЙ  
ТЕПЛОТЕХНОЛОГИИ**

Учебное пособие

Редактор

Подписано в печать 25.01.2022.

Формат 60×84 1/16. Бумага для множительных аппаратов.

Уч.-изд. л. 1,6. Усл. печ. л. 1,6. Тираж 60 экз. Зак. №

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический университет»  
394026 Воронеж, Московский проспект, 14

Участок оперативной полиграфии издательства ВГТУ  
394026 Воронеж, Московский