

Министерство науки и высшего образования РФ  
Федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение высшего образования  
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

институт

Теплотехники и гидрогазодинамики

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

В.А. Кулагин

подпись

инициалы, фамилия

« \_\_\_\_ »

20\_\_ г.

**БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА**

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

код - наименование направления

Расчет методической печи производительностью 75 т/ч

тема

Руководитель

подпись, дата

доцент, к. т. н.

должность, ученая степень

Т.А. Пьяных

инициалы, фамилия

Выпускник

подпись, дата

В.А. Раговский

инициалы, фамилия

Красноярск 2023

## РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Расчет методической толкательной печи производительностью 75 т/ч» содержит 76 страниц текстового документа, 17 использованных источников, 145 формул, 3 таблицы, 8 иллюстраций.

### МЕТОДИЧЕСКАЯ ТОЛКАТЕЛЬНАЯ ПЕЧЬ, РАСЧЕТ ГОРЕНИЯ ТОПЛИВА, РЕКУПЕРАТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕННИК, ТЕПЛООБМЕН.

Целью работы является расчет методической толкательной печи, используемой для нагрева бронзовых слитков.

Задачи исследования:

- выполнить расчет горения топлива;
- рассчитать теплообмен в рабочем пространстве;
- найти время нагрева металла;
- определить размеры рабочего пространства;
- составить тепловой баланс и определить расход топлива;
- выбрать топливосжигающие устройства;
- рассчитать устройства для утилизации теплоты уходящих газов;
- определить потери в газоходе и высоту дымовой трубы.

Объектом расчета является методическая печь, производительностью 75 т/ч, применяемая для нагрева бронзовых слитков с заданными размерами.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ЗАДАНИЕ .....	5
ВВЕДЕНИЕ.....	6
1 Методические печи .....	7
1.1 Характеристика методических печей .....	7
1.2 Классификация методических печей и условия нагрева металла .....	8
1.3 Конструкция методических печей .....	11
1.4 Характеристика топлива для методических печей.....	12
2 Использование тепловых отходов методических печей.....	13
2.1 Энергобаланс ВТТУ и главные способы экономии энергоресурсов.....	13
2.2 Методы утилизации тепла в металлургических печах .....	14
2.3 Регенеративные теплообменники.....	16
2.4 Рекуперативные теплообменники .....	16
2.5 Котлы-утилизаторы .....	20
3 Расчет горения топлива .....	21
3.1 Выбор топливосжигающего устройства и определение коэффициента расхода воздуха .....	21
3.2 Состав газообразного топлива.....	21
3.3 Теплота сгорания топлива и состав продуктов сгорания .....	22
3.4 Составления материального баланса процесса горения .....	24
3.5 Определение действительной и калориметрической температуры горения .....	25
4 Определение размеров рабочего пространства.....	28
5 Температурный режим нагрева металла и рабочего пространства .....	29
5.1 Температурный режим нагрева металла.....	29
5.2 Температурный режим рабочего пространства .....	29
6 Расчет теплообмена в рабочем пространстве.....	31
6.1 Общие положения .....	31
6.2 Коэффициент теплоотдачи излучением методической зоны.....	31
6.3 Коэффициент теплоотдачи излучением в сварочной зоне .....	33
7 Расчет времени нагрева металла.....	35
7.1 Время нагрева металла в методической зоне.....	35
7.2 Время нагрева металла в сварочной зоне .....	37

7.3 Расчет томильной зоны .....	39
7.4 Полное время нагрева заготовок .....	39
8 Определение длины печи .....	40
9 Составление теплового баланса. Определение расхода топлива .....	42
9.1 Общие положения .....	42
9.2 Статьи приходной части теплового баланса .....	42
9.3 Статьи расходной части теплового баланса.....	43
10 Выбор топливосжигающих устройств .....	48
11 Расчет устройств для утилизации теплоты уходящих газов .....	50
12 Расчет потерь в газоходе и определение дымовой трубы.....	59
12.1 Расчет потерь напора в газоходе .....	59
13.2 Расчет высоты дымовой трубы.....	71
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	74
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ .....	75

## ЗАДАНИЕ

Рассчитать методическую толкательную печь для нагрева бронзовых (БрАМЖц) слитков.

Размеры слитков – 320 x 550 x 850 мм;

производительность печи – 75000 кг/ч;

температура нагрева слитков – 1200 °С;

температура подогрева воздуха –  $t_{\text{в}} = 450$  °С;

температура подогрева топлива –  $t_{\text{т}} = 220$  °С;

начальная температура металла –  $t_{\text{м}}^{\text{нач}} = 20$  °С;

топливо – газ:

Метан  $\text{CH}_4 = 86,7$  %;

Этан  $\text{C}_2\text{H}_6 = 2,8$  %;

Пропан  $\text{C}_3\text{H}_8 = 0,9$  %;

Бутан  $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,1$  %;

Азот  $\text{N}_2 = 2,2$  %;

Диоксид углерода  $\text{CO}_2 = 7,3$  %;

$q_{\text{H}_2\text{O}} = 35$  г/м<sup>3</sup>.

## ВВЕДЕНИЕ

Методическая толкательная печь – печь через которую нагреваемые изделия транспортируют, проталкивая их по поду или подовым брускам с помощью электрического или гидравлического толкателя, установленного перед торцом загрузки. Толкательные печи применяются в металлургии и машиностроении для нагрева металлических изделий перед горячей обработкой давлением или для термической обработки. К.п.д. методической печи может достигать 40 – 45%.

Рассчитываемая печь принимается с боковой выдачей заготовок, в ней устанавливают не только толкатель, но и выталкиватель. Поэтому печь требует больших площадей. Однако с точки зрения тепловой работы печи с боковой выдачей имеют преимущества. При торцевой выдаче через окно выдачи, расположенное ниже уровня пода печи, происходит интенсивный подсос холодного воздуха, который вызывает излишний расход топлива и способствует интенсивному зарастанию подины печи образовавшейся окалиной. Для увеличения калориметрической температуры горения осуществляется подогрев воздуха в металлическом трубчатом рекуператоре до температуры 450 °С, что позволяет наиболее рационально использовать химическое тепло топлива и снизить температуру уходящих газов.

Для расчета печи температуры обрабатываемых материалов известны из технологии. При проектировании печи проводятся вычисления необходимые для определения размеров рабочего пространства, отыскания некоторых неизвестных температур, установления теплового режима, выбора материала и толщины стенок, а также типа и размеров топливосжигающих устройств, теплообменных аппаратов и других элементов печи.

## **1 Методические печи**

### **1.1 Характеристика методических печей**

Толкательные противоточные (методические) печи являются основным видом печей в прокатных цехах. Они используются для нагрева блюмов и слябов перед дальнейшей прокаткой на рельсобалочных, сортовых, листовых и других станах. Особенность работы данных печей в том, что в них задействуется метод транспортирования металла через печь. Толкательные противоточные печи в основном применяются для нагрева прямоугольных заготовок. В данном виде печей металл загружается в одном конце методической печи, толкателем проталкивается по печи и выдается в другом. При это металл движется навстречу продуктам горения и постепенно нагревается, а продукты горения остывают и уходят из загрузочного конца печи при температуре 700 – 1000<sup>0</sup> С.

Выдача металла имеет большое значение для методических печей, она классифицируется на торцевую и боковую. При торцевой выдаче функцию выталкивателя выполняет толкатель: помещая очередную заготовку в печь, он перемещает все заготовки и выталкивает ближайшую к окну выдачи заготовку. При боковой используется толкатель и специальный выталкиватель, печи с такой выдачей требуют больших площадей для размещения. Боковой тип выдачи имеет преимущество, потому что при торцевой выдаче через окно выдачи, находящееся ниже уровня пода печи, происходит интенсивный подсос холодного воздуха, который вызывает излишний расход топлива и содействует интенсивному зарастанию подины печи образовавшейся окалиной.

Достоинством методических нагревательных печей по сравнению с печами, работающими по камерному режиму, обеспечивает более высокий к.п.д. и более высокий к.и.т. в рабочем пространстве, благодаря присутствию методической зоны. Когда в камерной печи при температуре в рабочем пространстве 1400<sup>0</sup> С и нагреве металла до 1200<sup>0</sup> С температура уходящих

продуктов сгорания составляет  $1350 - 1400^{\circ}\text{C}$ , то в методической печи эта температура будет  $850 - 950^{\circ}\text{C}$ . Благодаря этому к.п.д методических печей может достигать 40-45%.

На рис. 1.1. показан общий вид методической печи. Нагреваемый металл 1 толкателем 2 перемещается по водоохлаждаемым трубам 3. Топливо сжигается с помощью горелок 4, расположенных над и под поверхностью металла. Продукты сгорания двумя потоками – верхним и нижним движутся вдоль рабочего пространства печи в направлении, противоположном движению металла, т.е. противотоком. Через дымовые каналы 5 продукты сгорания удаляются в боров 6 и из него через рекуператор 7 и дымовую трубу 8 в атмосферу.

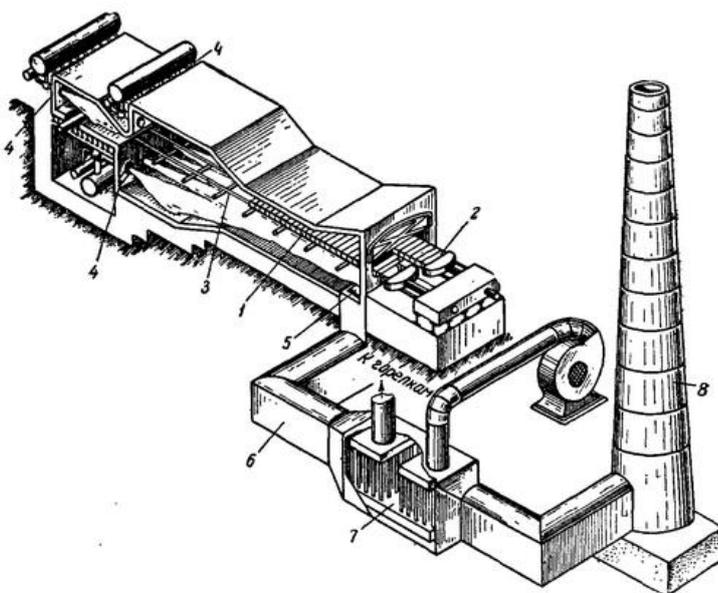


Рис. 1.1. Общий вид и разрез методической печи

## 1.2 Классификация методических печей и условия нагрева металла

Нагревательные толкательные печи классифицируются по наличию нижнего обогрева и по теплотехническому режиму нагрева металла (двухзонный и трехзонный режимы). Также они классифицируются по способу отопления (торцевое, сводовое и боковое), при торцевом отоплении, когда зоны отопления

чётко выражены конструктивно, печи распределяются по числу зон отопления (двух, трёх и т.д.). На рис. 1.2. приведены профили основных типов нагревательных толкательных печей.

По сравнению с двузонными печами у многозонных есть преимущество в виде гибкой регулировки режима нагрева, от чего уменьшается расход топлива при высоком качестве нагрева металла. Недостатком многозонных печей является усложнение конструкции системы отопления.

Применительно к оценке профиля рабочего пространства зонами следует считать части рабочего пространства, снабженные устройствами для сжигания топлива и отделенные друг от друга пережимами свода или пода. Такие зоны называются зонами сжигания.

Если толщина металла менее 100 мм, то его нагревают с одной стороны в печах без нижнего подогрева, а если толщина более 100 мм, то его нагревают с двух сторон в печах с нижним подогревом. При использовании нижнего подогрева металл проталкивают над нижними зонами по водоохлаждаемым подовым трубам. В итоге охлаждающего и экранирующего действия подовых труб на металле возникают относительно холодные участки – “темные пятна”. Для их устранения и повышения равномерности нагрева в конце печи создают участок одностороннего нагрева на монолитном поду, где в отсутствие подовых труб происходит выравнивание температур в металле.

Способ отопления и количество зон отопления определяется распределением температуры продуктов сгорания по длине печи.

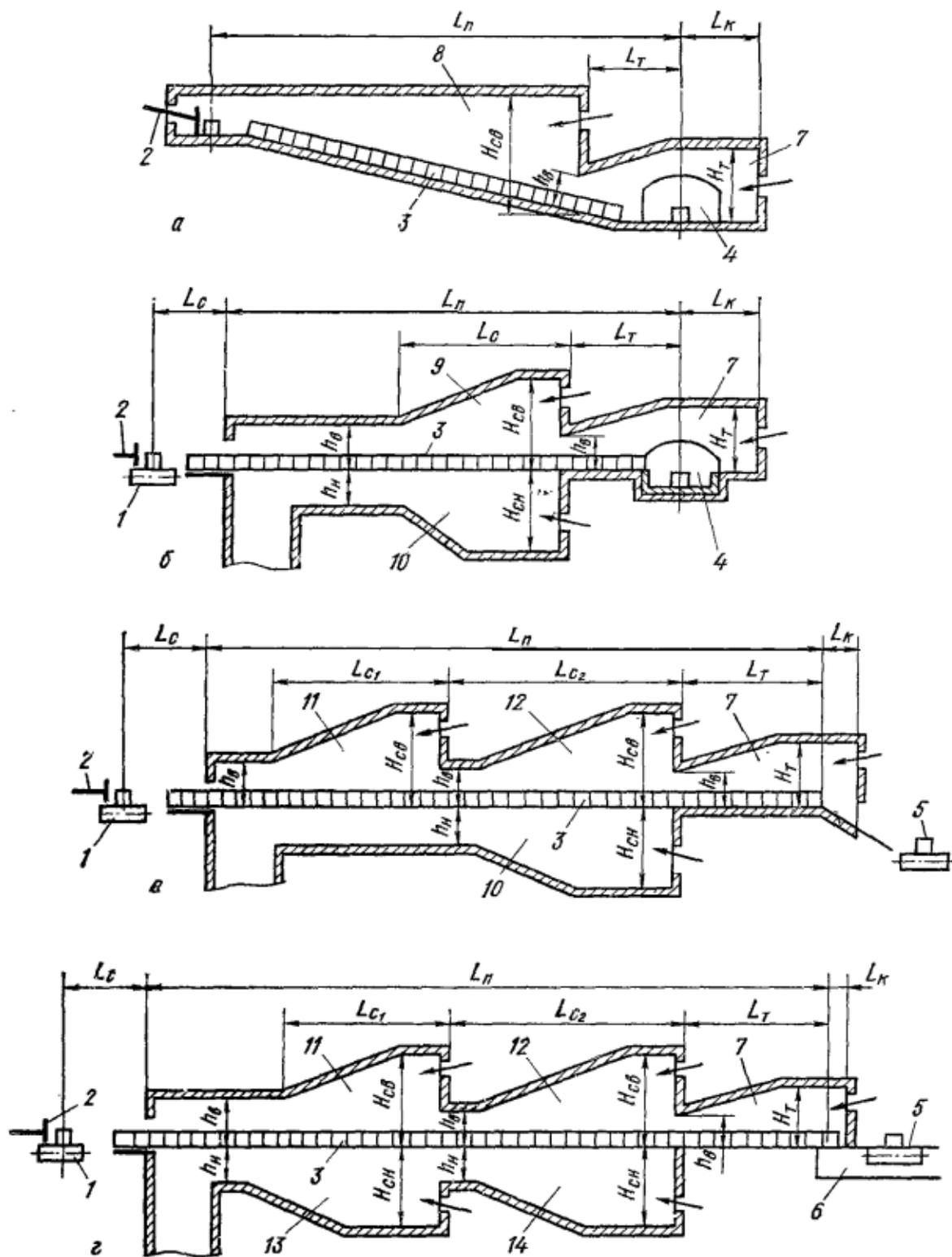


Рис. 1.2. Профили основных типов нагревательных печей:

а – двухзонная печь без нижнего обогрева, с наклонным подом, с боковой загрузкой и выдачей; б – трехзонная печь с нижним обогревом, с торцевой посадкой и выдачей; в – четырехзонная печь с нижним обогревом, с торцевой посадкой и выдачей; г – пятизонная печь с нижним обогревом, с торцевой

посадкой и выдачей при помощи машины выдачи; 1 - рольганг загрузки; 2 – толкатель; 3 – нагреваемый металл; 4 – окно выдачи; 5 – рольганг выдачи; 6 – штанги машины выдачи; 7 – томильная зона; 8 – сварочная зона; 9 – верхняя сварочная зона; 10 – нижняя сварочная зона; 11 – первая верхняя сварочная зона; 12- вторая верхняя сварочная зона; 13 – первая нижняя сварочная зона; 14 – вторая нижняя сварочная зона.

### **1.3 Конструкция методических печей**

Конструкции методических печей разнообразны, они определяются расположением устройств для сжигания топлива, типами рекуператоров, видом нагреваемого металла, температурным режимом печи, видом применяемого топлива и т.д.

При рассмотрении наиболее важных отличительных конструкций печи выделяют её рабочее пространство и компоновку печной установки.

Рабочее пространство печи определяется шириной рабочего пространства и его высотой. Длина активного пода печи зависит от её производительности, размеров нагреваемых заготовок, необходимого времени их нагрева и числа рядов заготовок в печи.

Компоновка печной установки определяется в основном наличием и конструкцией рекуператоров, а также конструкцией топливосжигательных устройств. Если в компоновке отсутствуют рекуператоры, то она выполняется в двух вариантах: а) с дымовой трубой, расположенной непосредственно у печи; б) с отдельно расположенной дымовой трубой.

## 1.4 Характеристика топлива для методических печей

В методических печах сжигается газообразное, жидкое и реже твердое и пылевидное топливо. Электроподогрев в методических печах применяется крайне редко.

Наиболее часто используется смешанный коксодоменный газ, имеющий теплоту сгорания 2000-2500 ккал/м<sup>3</sup>, остальные виды газа используются реже, а генераторный газ используется реже всех остальных. Иногда может применяться смесь доменного и природного или смесь коксового, доменного и природного газов. Газообразное топливо по сравнению с остальными имеет ряд преимуществ: 1) простота транспортировки к потребителям; 2) хорошее смешение газа с воздухом, благодаря чему сжигание осуществляется при минимальном избытке воздуха; 3) для сжигания применяются простые в использовании и обслуживании устройства; 4) простота регулировки, пуска и остановки; 5) отсутствие золы и др.

В качестве жидкого топлива обычно используется мазут, а также смола. Жидкое топливо имеет теплоту сгорания больше, чем у твердого и в нём почти отсутствует зола. Для его сжигания применяют форсунки, которые его распыляют, смешивают с воздухом и организуют процесс горения.

Из твёрдого топлива применяют каменные угли марок Г, ПЖ, и Д. Его сжигают в кусковом виде в колосниковых топках и в пылевидном состоянии. Уголь является наиболее сложным по составу, свойствам и способам сжигания.

## **2 Использование тепловых отходов методических печей**

### **2.1 Энергобаланс ВТТУ и главные способы экономии энергоресурсов**

В высоко температурных топливосжигающих установках (ВТТУ) на проведение технологического процесса затрачивается 25-70% от теплоты, поступившей за счет сжигания природного топлива. Тепловая энергия, которая не была использована составляет 30-75%, ее называют “тепловые отходы”. Они включают в себя:

тепловое излучение за пределы установки через ограждающие конструкции;

уходящие дымовые газы ВТТУ, которые сбрасываются в атмосферу;

теплота остывающей технологической продукции;

нагретая вода, которой охлаждались элементы конструкции и т.п.

Топливная составляющая выпускаемой продукции высокотемпературных установок достигает 70% в структуре себестоимости, чтобы её снизить наиболее эффективным методом будет прямое или косвенное снижение потребления природного топлива ВТТУ.

В топливосжигающих установках прямая экономия топлива заключается в совершенствовании технологического процесса, конструкций и режимах работы. К таким мероприятиям относятся:

нагрев воздуха, используемого в процессе горения;

обеспечение процесса горения без переизбытка воздуха;

усовершенствование конструкции горелочных устройств;

заблаговременный подогрев сырья, направляемого на высокотемпературную обработку, и т.п.

Косвенная экономия топлива заключается в уменьшении потребления высококачественных энергоресурсов за счет роста используемой теплоты утилизируемых вторичных энергоресурсов ВТТУ.

На промышленных предприятиях для достижения превосходных технико-экономических показателей стремятся к установке печей высокой производительности, что позволяет снизить удельные капиталовложения на их сооружение и использование. В результате этому создаются условия для эффективной утилизации теплоты отходящих дымовых газов.

## **2.2 Методы утилизации тепла в металлургических печах**

В печах утилизация тепла уходящих дымовых газов может быть выполнена двумя методами: с возвратом части тепла, взятого у дымовых газов, обратно в печь и без возврата этого тепла в печь. В первом методе тепло, отобранное у дыма, передается идущим в печь газу и воздуху. Для этого широко применяются теплообменники рекуперативного и регенеративного типа, применение которых позволяет увеличить к.п.д. печи, увеличить температуру горения и сэкономить топливо. Также тепло отходящих дымовых газов может быть использовано вне печного агрегата, например в теплосиловых котельных и турбинных установках, что позволяет сэкономить существенную долю топлива.

Поскольку благодаря утилизации тепла экономится значительная доля топлива, нужно стремиться к наибольшей, экономически оправданной степени утилизации. Однако утилизация не может быть полной, это объясняется тем, что увеличивать поверхность нагрева рационально только до некоторых пределов, по достижению которых выигрыш в экономии топлива становится очень незначительным.

На рис. 2.1 показана зависимость экономии топлива от температуры подогрева воздуха и газа для различных видов топлива при температуре уходящих газов  $900^{\circ}\text{C}$ .

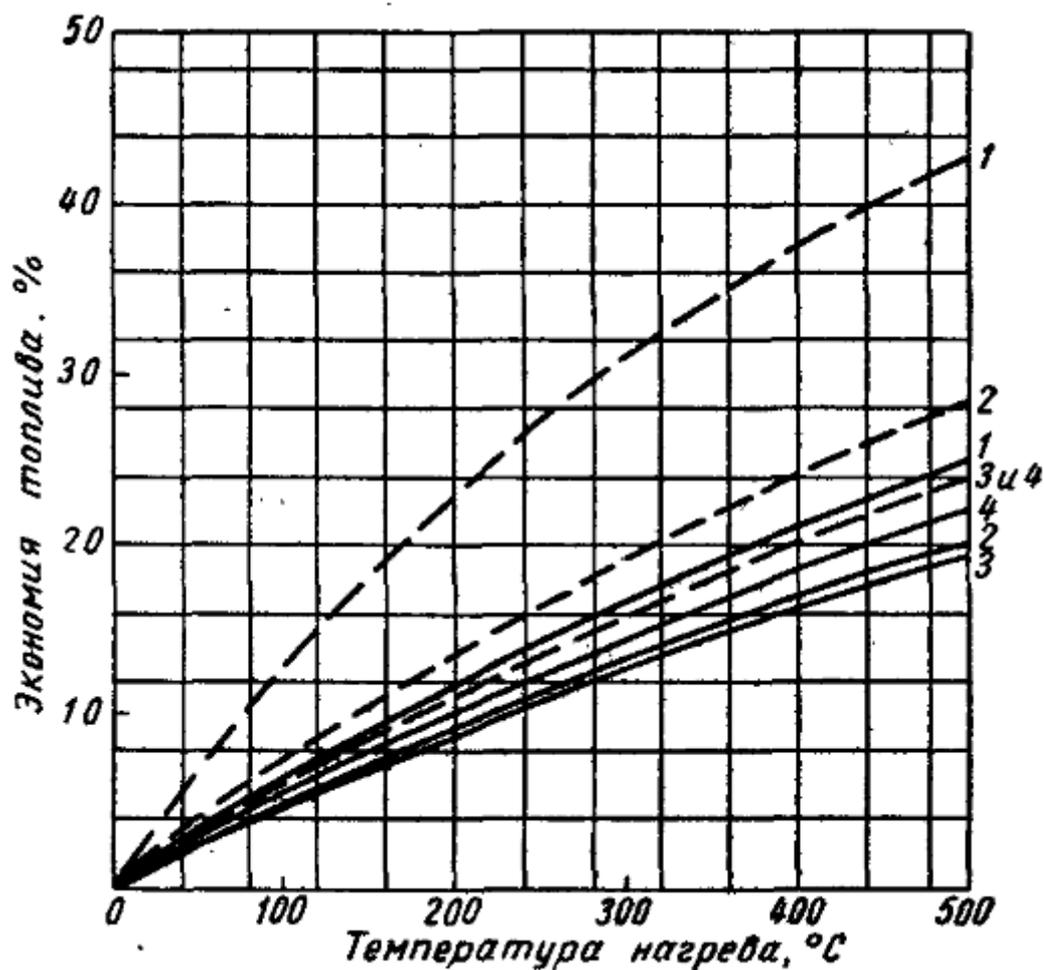


Рис. 2.1. Зависимость экономии топлива от температуры подогрева воздуха и газа:

Сплошная – подогрев воздуха; прерывистая – воздуха и газа; 1 - доменный газ; 2 – коксодоменная смесь с теплотой сгорания  $2000 \text{ ккал/м}^3$ ; 3 – коксосильный газ; 4 – природный газ.

### **2.3 Регенеративные теплообменники**

Регенератор, применяемый в металлургических печах, представляет собой камеру, заполненную кирпичной многорядной решеткой из огнеупорных кирпичей. Сперва через регенератор пропускается дым, а после в обратном направлении пропускается воздух. В это время регенеративная насадка отдает воздуху (газу) ранее полученное тепло. Кирпич накаливает тепло дымовых газов и отдает его нагреваемому воздуху.

Насадка должна обладать высоким коэффициентом теплопередачи, минимальной опасностью засорения и иметь необходимую строительную устойчивость.

В настоящее время нагревательные печи с регенераторами не строят. Однако есть нагревательные колодцы и печи с выкатным подом, снабженные регенераторами.

### **2.4 Рекуперативные теплообменники**

Рекуператор представляет собой теплообменный аппарат, работающий в стационарном состоянии, когда тепло передается от дымовых газов к нагреваемому воздуху (газу) через разделительную стенку.

Теплопередача в рекуператорах состоит из трех основных ступеней передачи тепла: а) от дымовых газов к стенкам элементов рекуператора; б) через разделительную стенку; в) от стенки к нагреваемому воздуху (газу).

Передача тепла через стенку зависит от ее теплового сопротивления и состояния ее поверхности.

Между воздушной и дымовой сторонами рекуператора всегда присутствует перепад давлений, поэтому наличие неплотностей в рекуперативной насадке приводит к утечке воздуха.

Существующие конструкции рекуператоров делятся на 2 группы:  
а) металлические; б) керамические.

Металлические рекуператоры для методических печей применяются в виде игольчатых, трубчатых, а также радиационных. Керамические в виде блочных и трубчатых.

В игольчатых рекуператорах подогрев воздуха обычно составляет  $200 - 300^{\circ}\text{C}$ , это объясняется малым пропуском дыма через рекуператор, что приводит к уменьшению коэффициента теплопередачи. В данный момент применяются только односторонне-игольчатые элементы для игольчатых рекуператоров, коэффициент теплопередачи которых не превышает  $25-30$  ккал/( $\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$ ).

Трубчатые рекуператоры весьма разнообразны по конструкции. Они делятся на рекуператоры с движением воздуха по трубам и с движением дыма по трубам. Коэффициент теплопередачи в них достигает  $15-20$  ккал/( $\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$ ), что по сравнению с односторонне-игольчатыми рекуператорами сокращает расход металла примерно в 1,5 раза.

Радиационные рекуператоры используются в условиях высоких температур дымовых газов. В них способом передачи тепла является излучение. Они представляют собой трубу большого диаметра, установленную в цилиндрическом кожухе. Дымовые газы в них движутся вокруг трубы, а воздух по кольцевому зазору.

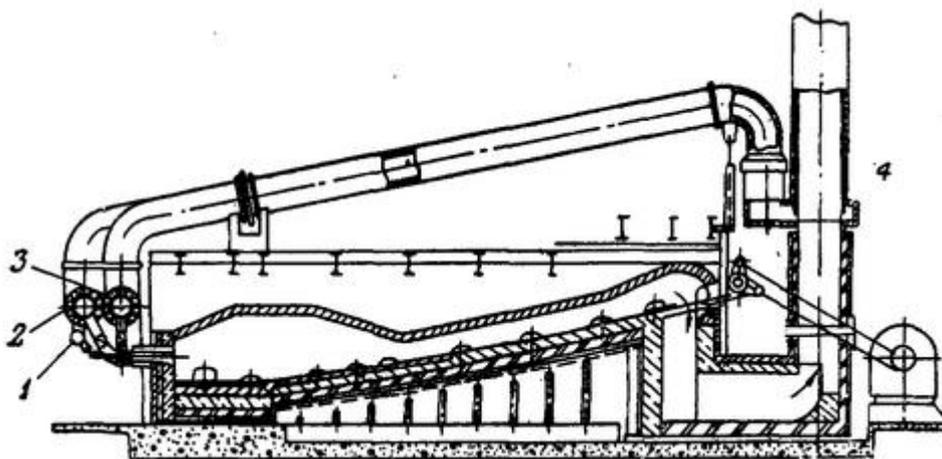


Рис. 2.2. Установка кольцевых радиационных рекуператоров за методической печью:

1 - подвод холодного коксового газа; 2 - подвод горячего воздуха; 3 – подвод горячего доменного газ; 4 – радиационный рекуператор

Керамические рекуператоры обладают существенным преимуществом перед металлическими, которое заключается в их высокой стойкости. В условиях методических печей они обеспечивают надежный подогрев воздуха до температур  $500 - 650^{\circ}\text{C}$  со сроком службы до 15 лет. Однако керамические рекуператоры имеют 2 больших недостатка: а) значительные утечки воздуха вследствие плохой газоплотности из-за большого числа соединений; б) низкий коэффициент теплопередачи из-за малых допустимых скоростей воздуха и высокого теплового сопротивления стенки. Поэтому керамические рекуператоры имеют большие размеры. Они применяются только для нагрева воздуха.

Блочные рекуператоры состоят из шамотных блоков с каналами для прохода воздуха. Трубчатые рекуператоры состоят из трубок, соединенных шамотными звездочками, и уплотняются раствором из шамотно-бокситового мертеля и жидкого стекла. В трубчатых рекуператорах дымовые газы движутся по трубам сверху вниз, воздух при помощи эксгаустера просасывается поперек труб.

Коэффициент теплопередачи в блочных рекуператорах составляет 4-8 ккал/(м<sup>2</sup> · ч · град), а в трубчатых 12-14 ккал/(м<sup>2</sup> · ч · град).

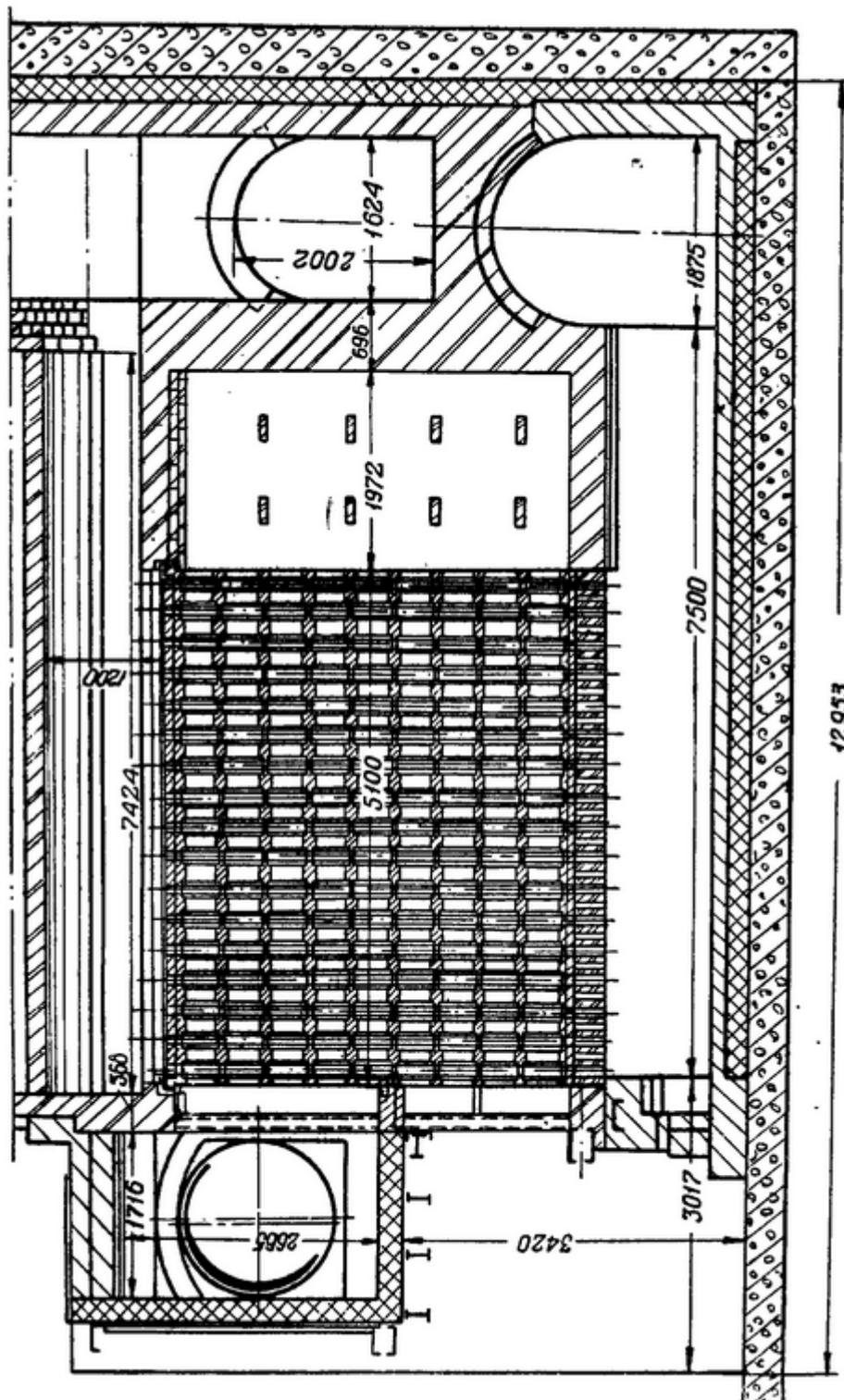


Рис. 2.3. Конструкция трубчатого керамического рекуператора

## 2.5 Котлы-утилизаторы

Котлы-утилизаторы представляют собой паровые котлы, в которых процесс нагрева и превращение воды в пар происходит за счет тепла уходящих газов из печи. Величина теплового использования в них составляет 150-250 ккал/кг.

Котлы-утилизаторы не влияют на работу печи, они не повышают теплотехническую ценность сжигаемого топлива, что происходит при подогреве воздуха и газа. Из-за этого, а также из-за сложности в эксплуатации котлы-утилизаторы применяются реже, чем рекуператоры.

Существуют 3 конструкции котлов-утилизаторов: а) газотрубные (дымогарные) котлы с продольным движением газов внутри труб; б) водотрубные с естественной циркуляцией, с продольным и поперечным омыванием газами труб; в) змеевиковые с принудительной циркуляцией, с поперечным омыванием газами труб.

Змеевиковые котлы с принудительной циркуляцией являются наиболее универсальными и экономичными. Для них требуется минимум расхода металла (3-4 кг на 1 кг/ч пара) и мало место.

### 3 Расчет горения топлива

#### 3.1 Выбор топливосжигающего устройства и определение коэффициента расхода воздуха

Используя рекомендаций по выбору горелок (таблица 1) для методической печи, выбирается тип горелки – горелка с внешним смешением.

Таблица 1 Рекомендации по выбору горелок

Тип печи	Рекомендуемый тип горелки
Нагревательные колодцы с выдвижным подом; туннельные, кольцевые, вертикальные и методические со стационарным подом (крупные и средние),	Горелки с внешним смешением
Термические с выдвижным подом, туннельные со стационарным подом (крупные и средние), проходные	Горелки с внешним смешением
Нагревательные и термические: со стационарным подом, щелевые, колпаковые, секционные, скоростного нагрева	Горелки с предварительным смешением

По выбранному типу топливосжигающего устройства и имеющемуся виду топлива определяется значение коэффициента расхода воздуха  $\alpha = 1.1$  (таблица 3.1 /1/).

#### 3.2 Состав газообразного топлива

Задан состав сухого газа в объемных процентах. Состав влажного газа рассчитывается по составу сухого газа и влажности  $q_{H_2O}$ .

Коэффициент пересчета сухого газа на влажный определяется:

$$K = \frac{100}{100 + 0,1242 \cdot q_{H_2O}} \quad (1)$$

$$K = \frac{100}{100 + 0,1242 \cdot 35} = 0,958.$$

Состав влажного газа находится по содержанию сухого газа и величине коэффициента пересчета сухого газа на влажный:

$$\text{CH}_4 = 86,7\% \cdot 0,958 = 83,059\%,$$

$$\text{C}_2\text{H}_6 = 2,8\% \cdot 0,958 = 2,682\%,$$

$$\text{C}_3\text{H}_8 = 0,9\% \cdot 0,958 = 0,862\%,$$

$$\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,1\% \cdot 0,958 = 0,096\%,$$

$$\text{N}_2 = 2,2\% \cdot 0,958 = 2,108\%,$$

$$\text{CO}_2 = 7,3\% \cdot 0,958 = 6,993\%.$$

Так как после пересчета сумма всех составляющих, включая водяные пары, должна быть равна 100%, то:

$$\text{H}_2\text{O} = 4,2\%.$$

### 3.3 Теплота сгорания топлива и состав продуктов сгорания

Низшая теплота сгорания газообразного топлива определяется по формуле:

$$Q_{\text{H}}^{\text{p}} = 358 \cdot \text{CH}_4 + 636 \cdot \text{C}_2\text{H}_6 + 913 \cdot \text{C}_3\text{H}_8 + 1185 \cdot \text{C}_4\text{H}_{10} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{H}}^{\text{p}} &= 358 \cdot 83,059 + 636 \cdot 2,682 + 913 \cdot 0,862 + 1185 \cdot 0,096 \\ &= 3,2342 \cdot 10^4 \text{ к} \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3}. \end{aligned}$$

Расчёт теоретически необходимого объёма кислорода для горения:

$$V_{\text{O}_2}^{\text{теор}} = 0,01 \cdot (2 \cdot \text{CH}_4 + 3,5 \cdot \text{C}_2\text{H}_6 + 5 \cdot \text{C}_3\text{H}_8 + 6,5 \cdot \text{C}_4\text{H}_{10}), \quad (3)$$

$$V_{\text{O}_2}^{\text{теор}} = 0,01 \cdot (2 \cdot 83,059 + 3,5 \cdot 2,682 + 5 \cdot 0,862 + 6,5 \cdot 0,096) = 1,804 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3};$$

Теоретический расход воздуха для горения находится по формуле:

$$L_0 = \frac{V_{\text{O}_2}^{\text{теор}}}{n_{\text{O}_2}} = \frac{1,804}{0,21} = 8,59 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}. \quad (4)$$

Действительный расход воздуха для горения находится по формуле:

$$L_D = L_0 \cdot a = 8,59 \cdot 1,1 = 9,45 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}. \quad (5)$$

Определение объёма продуктов сгорания:

$$V_{CO_2} = 0,01 \cdot (CO_2 + CH_4 + 2 \cdot C_2H_6 + 3 \cdot C_3H_8 + 4 \cdot C_4H_{10}), \quad (6)$$

$$V_{CO_2} = 0,01 \cdot (6,993 + 83,059 + 2 \cdot 2,682 + 3 \cdot 0,862 + 4 \cdot 0,096) \\ = 0,984 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3};$$

$$V_{N_2} = 0,01 \cdot N_2 + (1 - n_{O_2}) \cdot L_D, \quad (7)$$

$$V_{N_2} = 0,01 \cdot 2,108 + (1 - 0,21) \cdot 9,45 = 7,487 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3};$$

$$V_{O_2}^{\text{изб}} = n_{O_2} \cdot (a - 1) \cdot L_0, \quad (8)$$

$$V_{O_2}^{\text{изб}} = 0,21 \cdot (1,1 - 1) \cdot 8,59 = 0,18 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}; \quad (9)$$

$$V_{H_2O} = 0,01 \cdot (2 \cdot CH_4 + 3 \cdot C_2H_6 + 4 \cdot C_3H_8 + 5 \cdot C_4H_{10} + H_2O),$$

$$V_{H_2O} = 0,01 \cdot (2 \cdot 83,059 + 3 \cdot 2,682 + 4 \cdot 0,862 + 5 \cdot 0,096 + 4,2) = 1,823 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}.$$

Общий объем продуктов сгорания определяется:

$$V_D = V_{CO_2} + V_{N_2} + V_{O_2}^{\text{изб}} + V_{H_2O}, \quad (10)$$

$$V_D = 0,984 + 7,487 + 0,18 + 1,823 = 10,474 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}.$$

Состав продуктов сгорания:

$$CO_2 = \frac{V_{CO_2}}{V_D} \cdot 100 \%; \quad (11)$$

$$CO_2 = \frac{0,984}{10,474} \cdot 100 \% = 9,395 \%;$$

$$H_2O = \frac{V_{H_2O}}{V_D} \cdot 100 \%; \quad (12)$$

$$H_2O = \frac{1,823}{10,474} \cdot 100 \% = 17,405 \%;$$

$$N_2 = \frac{V_{N_2}}{V_d} \cdot 100 \% ; \quad (13)$$

$$N_2 = \frac{7,487}{10,474} \cdot 100 \% = 71,482\% ;$$

$$O_2^{\text{изб}} = \frac{V_{O_2}^{\text{изб}}}{V_d} \cdot 100\% ; \quad (14)$$

$$O_2^{\text{изб}} = \frac{0,18}{10,474} \cdot 100\% = 1,718 \% .$$

### 3.4 Составления материального баланса процесса горения

Для проверки правильность расчета горения топлива составляется материальный баланс, на основании закона сохранения массы.

Определение плотности топлива:

$$\rho_T = \frac{16 \cdot CH_4 + 30 \cdot C_2H_6 + 44 \cdot C_3H_8 + 58 \cdot C_4H_{10} + 28 \cdot N_2 + 44 \cdot CO_2}{22,4 \cdot 100} , \quad (15)$$

$$\rho_T = \frac{16 \cdot 83,059 + 30 \cdot 2,682 + 44 \cdot 0,862 + 58 \cdot 0,096 + 28 \cdot 2,108 + 44 \cdot 6,993}{22,4 \cdot 100} = 0,74 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} .$$

Плотность продуктов сгорания:

$$\rho_{\text{п.с}} = \frac{44 \cdot CO_2 + 18 \cdot H_2O + 28 \cdot N_2 + 32 \cdot O_2^{\text{изб}}}{22,4 \cdot 100} \quad (16)$$

$$\rho_{\text{п.с}} = \frac{44 \cdot 9,395 + 18 \cdot 17,405 + 28 \cdot 71,482 + 32 \cdot 1,718}{22,4 \cdot 100} = 1,242 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} .$$

Плотность воздуха:

$$\rho_B = 1,293 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} .$$

Масса топлива:

$$G_T = \rho_T \cdot 1, \quad (17)$$

$$G_T = 0,74 \text{ кг} .$$

Масса воздуха необходимого для горения:

$$G_B = \rho_B \cdot L_d, \quad (18)$$

$$G_B = 1,293 \cdot 9,45 = 12,219 \text{ кг} .$$

Масса продуктов сгорания:

$$G_{п.с} = \rho_{п.с} \cdot V_{д}, \quad (19)$$

$$G_{п.с} = 1,242 \cdot 10,474 = 13,009 \text{ кг.}$$

Масса золы отсутствует.

Результаты расчета представлены в виде таблице 2:

Таблица 2 – Статьи прихода и расхода

Статьи прихода	кг	%	Статьи расхода	кг	%
$G_T = \rho_T \cdot V_T$	0,74	5,71	$G_{п.с} = \rho_{п.с} \cdot V_{д}$	13,009	100
$G_B = \rho_B \cdot L_{д}$	12,219	94,29	$G_T$	0	0
итого	12,959	100	итого	13,009	100

Расчет невязки баланса:

$$\frac{|\sum G_{пр} - \sum G_{рас}|}{\sum G_{пр}} \cdot 100 = \frac{|12,959 - 13,009|}{12,959} \cdot 100 = 0,386\% . \quad (20)$$

### 3.5 Определение действительной и калориметрической температуры горения

Расчет теплоты, вносимой подогретым воздухом:

$$Q_B = c_B \cdot t_B \cdot L_{д} \quad (21)$$

Где  $c_B$  – средняя объемная теплоемкость сухого воздуха при температуре 450<sup>0</sup>С (приложение 2 /1/):

$$c_B = 1,336,$$

$$Q_B = 9,45 \cdot 1,336 \cdot 450 = 5681,34 \text{ к Дж.}$$

Расчет теплоты, вносимой подогретым топливом:

$$Q_T = c_T \cdot t_T \cdot G_T, \quad (22)$$

где  $c_T$  – теплоемкость рабочей массы топлива при температуре перед камерой сгорания для газообразного топлива:

$$c_T = c_T^c + 0,00124 \cdot q_{H_2O} \cdot c_{H_2O}, \quad (23)$$

$c_T^c$  – теплоемкость сухого газового топлива определяется по формуле смешения:

$$c_T^c = 0,01 \cdot \frac{(c_{CH_4} \cdot CH_4 + c_{C_2H_6} \cdot C_2H_6 + c_{C_3H_8} \cdot C_3H_8 + c_{C_4H_{10}} \cdot C_4H_{10} + c_{CO_2} \cdot CO_2 + c_{N_2} \cdot N_2)}{100} \quad (24)$$

$$c_T^c = 0,01 \cdot (1,781 \cdot 86,7 + 2,832 \cdot 2,8 + 4,056 \cdot 0,9 + 5,365 \cdot 0,1 + 1,802 \cdot 7,3 + 1,301 \cdot 2,2) = 1,825 \text{ к} \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3}$$

$$c_T = 1,825 + 0,00124 \cdot 35 \cdot 1,526 = 1,89 \text{ к} \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3} \cdot \text{К};$$

$$Q_T = 1 \cdot 220 \cdot 1,89 = 415,8 \text{ кДж.}$$

Для определения калориметрической температуры сгорания рассчитывается энтальпия продуктов сгорания:

$$i_0 = \frac{Q_B + Q_T + Q_p^H}{V_d}, \quad (25)$$

$$i_0 = \frac{5681,34 + 415,8 + 32342}{10,474} = 3670 \text{ к} \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3}.$$

Расчет калориметрической температуры с учетом найденной энтальпии продуктов сгорания производится методом последовательных приближений. Задаются температурой продуктов сгорания  $t'_k$  и находят энтальпию дымовых газов (приложение 3 /1/). При  $i' > i_0$  перезадаются новым значением  $t''_k$  так, чтобы  $t''_k < t'_k$ . При  $i' < i_0$  перезадаются новым значением  $t''_k$  так, чтобы  $t''_k > t'_k$ .

При температуре  $t'_k = 2100^0 \text{ С}$ :

$$i' = \frac{i_{CO_2} \cdot CO_2 + i_{N_2} \cdot N_2 + i_{O_2} \cdot O_2 + i_{H_2O} \cdot H_2O}{100}, \quad (26)$$

$$i' = \frac{5186,81 \cdot 9,395 + 3131,96 \cdot 71,482 + 3314,85 \cdot 1,718 + 4121,79 \cdot 17,405}{100}$$

$$= 3500,435 \text{ к} \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3}.$$

При температуре  $t''_k = 2200^0 \text{ С}$ :

$$i'' = \frac{i_{CO_2} \cdot CO_2 + i_{N_2} \cdot N_2 + i_{O_2} \cdot O_2 + i_{H_2O} \cdot H_2O}{100}, \quad (27)$$

$$i'' = \frac{5464,2 \cdot 9,395 + 3295,84 \cdot 71,482 + 3487,44 \cdot 1,718 + 4358,83 \cdot 17,405}{100} =$$

$$= 3687,86 \text{ к} \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3}.$$

$$t_{\text{кал}} = t''_{\text{к}} + \frac{(i_0 - i'') \cdot (t'_{\text{к}} - t''_{\text{к}})}{(i' - i'')}, \quad (28)$$

$$t_{\text{кал}} = 2200 + \frac{(3670 - 3687,86) \cdot (2100 - 2200)}{(3500,435 - 3687,86)} = 2190,47^{\circ}\text{C}.$$

В топливных печах в состоянии взаимного теплообмена находятся пламя, металл, кладка, которые имеют различную температуру. Причем температура всей печи не может определяться ни одним из этих значений температуры, а представляет собой усредненную величину, применительно к которой и используют термин «температура печи». Температура зависит от ряда факторов, важнейшие из которых – температура горения топлива и характер потребления тепла, свойственные печи данной конструкции. Для ориентировочного определения температуры печи используется весьма приближенное соотношение.

Действительная температура горения:

$$t_{\text{д}} = t_{\text{кал}} \cdot \mu_{\text{пир}}. \quad (29)$$

Значение пирометрического коэффициента, который зависит от конструкции печи 0,73, тогда:

$$t_{\text{д}} = 2190,47 \cdot 0,73 = 1599^{\circ}\text{C}.$$

#### 4 Определение размеров рабочего пространства

Основными размерами рабочего пространства печи являются – ширина, высота, длина. Определяющими условиями при этом являются нагреваемые изделия (их размеры), рациональный характер движения газов, соответствующее расположение топливосжигающих устройств, быстрый и качественный нагрев металла. Кроме этого, необходимо учитывать удобство обслуживания и ремонта печи. Внешние размеры футеровки печи определяются размерами рабочего пространства и толщиной футеровки. Выбор материала футеровки в нагревательных топливных печах обусловлен температурой печных газов и количеством потерь через ограждения. Толщина слоев футеровки кратна размерам стандартных кирпичей и блоков.

Для печей постоянного действия, как правило, задается производительность и общее количество изделий, находящихся в рабочем пространстве в единицу времени, неизвестно, поэтому размеры определяются предварительно, а затем в процессе расчета уточняются.

Высота методической зоны определяется /2/:

$$H'_{\text{мет}} = h + 0,5 = 0,32 + 0,5 = 0,82 \text{ м.} \quad (30)$$

$$H''_{\text{мет}} = 2,6 \text{ м.}$$

$$H_{\text{мет}} = \frac{H'_{\text{мет}} + H''_{\text{мет}}}{2}; \quad (31)$$

$$H_{\text{мет}} = \frac{0,82 + 2,6}{2} = 1,71 \text{ м.}$$

Высота сварочной зоны определяется:

$$H_{\text{свар}} = H''_{\text{мет}} = 2,6 \text{ м.}$$

При семирядном расположении заготовок ширина печи равна:

$$B_3 = 7l + 8a, \quad (32)$$

где  $l$  – длина заготовки,  $a = 0,25$  м – расстояние между заготовками,

$$B_3 = 7 \cdot 0,85 + 8 \cdot 0,25 = 7,95 \text{ м.}$$

После определения времени нагрева определяем длину печи.

## 5 Температурный режим нагрева металла и рабочего пространства

### 5.1 Температурный режим нагрева металла

Температура металла (конечная температура и начальная температура) обычно при расчетах задается, но график ее изменения определяется технологией нагрева. Для массивных изделий в холодном не пластичном состоянии быстрый нагрев приводит к появлению температурных напряжений, вызывающих трещины. Рекомендуется медленный методически нагрев изделий до тех пор, пока температура центра изделий не достигнет  $500^{\circ}\text{C}$ . Разность температур по сечению методической зоны принимается  $700 - 800^{\circ}\text{C}$

В конце сварочной зоны температура поверхности заготовки должна равняться заданной, определяется температура в центре заготовки. Если перепад температур  $\Delta t = t_{\text{м}}^{\text{пов}} - t_{\text{м}}^{\text{цен}}$  меньше заданного, то ограничиваются двумя зонами, в противном случае назначается томильная зона, в которой металл выдерживается такое время, чтобы разность температур уменьшилась до заданной величины.

### 5.2 Температурный режим рабочего пространства

Максимальная температура рабочего пространства определяется стойкостью футеровки, типом печи, технологией нагрева металла и не может быть выше действительной температуры горения.

$$t_{\text{п}}^{\text{max}} = t_{\text{м}}^{\text{кон}} + 120^{\circ}\text{C}, \quad (33)$$

$$t_{\text{п}}^{\text{max}} = 1200 + 120 = 1320^{\circ}\text{C}.$$

Начальная температура печи:

$$t_{\text{п}}^{\text{нач}} = t_{\text{п}}^{\text{max}} - 400^{\circ}\text{C}, \quad (34)$$

$$t_{\text{п}}^{\text{нач}} = 1320 - 400 = 920^{\circ}\text{C}.$$

Температурный режим нагрева металла и рабочего пространства представлен на рисунке 3.

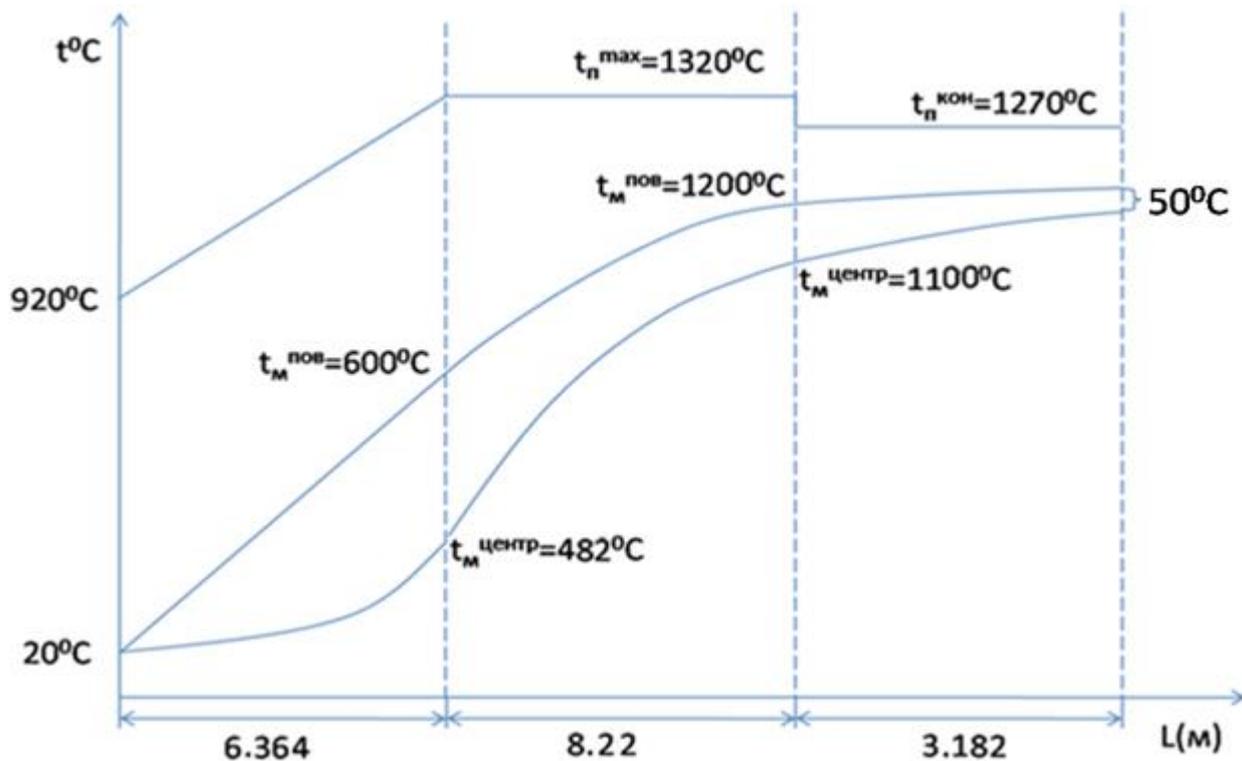


Рисунок 3 Температурный режим нагрева металла и рабочего пространства

## 6 Расчет теплообмена в рабочем пространстве

### 6.1 Общие положения

Теплообмен в пламенных печах представляет собой весьма сложный процесс, который складывается из теплоотдачи излучением и конвекцией. В высокотемпературных печах преобладает теплообмен излучением. Коэффициент теплоотдачи конвекцией принимается приближенно равным 30 Вт/м<sup>2</sup>К. В расчетах определяется величина коэффициента теплоотдачи излучением для каждой зоны печи. Радиационные характеристики компонентов теплообмена принимаются соответствующие серому излучению. Степени черноты всех компонентов теплообмена в рабочем пространстве печи принимаются постоянными, не зависящими ни от длины волны ни от температуры.

### 6.2 Коэффициент теплоотдачи излучением методической зоны

Степень развития кладки:

$$\omega = \frac{B + 2H_{\text{мет}}}{n \cdot l}, \quad (35)$$

$H_{\text{мет}}$  – высота методической зоны,

$n$  – число рядов,

$l$  – длина заготовки,

$$\omega = \frac{7,95 + 2 \cdot 1,71}{7 \cdot 0,85} = 1,91.$$

Эффективная толщина газового слоя:

$$S_{\text{эф}} = \frac{4 \cdot H \cdot B}{2 \cdot H + 2 \cdot B}, \quad (36)$$

$$S_{\text{эф}} = \frac{4 \cdot 1,71 \cdot 7,95}{2 \cdot 1,71 + 2 \cdot 7,95} = 2,815 \text{ м.}$$

Парциальное давление  $CO_2$  и  $H_2O$ :

$$P_{CO_2} = \frac{CO_2 \cdot 98.1}{100}, \quad (37)$$

$$P_{CO_2} = \frac{9.395 \cdot 98.1}{100} = 9,216 \text{ к} \frac{\text{Н}}{\text{М}^2};$$

$$P_{H_2O} = \frac{H_2O \cdot 98.1}{100}, \quad (38)$$

$$P_{H_2O} = \frac{17,405 \cdot 98.1}{100} = 17,074 \text{ к} \frac{\text{Н}}{\text{М}^2}.$$

$$P_{CO_2} \cdot S_{\text{эф}} = 9,216 \cdot 2,815 = 25,943. \quad (39)$$

$$P_{H_2O} \cdot S_{\text{эф}} = 17,074 \cdot 2,815 = 48,063. \quad (40)$$

С помощью номограмм определяется степень черноты газов.

При температуре 920° С степень черноты газов:

$$\varepsilon_{\Gamma} = \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O}, \quad (41)$$

$$\varepsilon_{H_2O} = 0,24,$$

$$\varepsilon_{CO_2} = 0,14,$$

$$\beta = 1,09$$

$$\varepsilon_{\Gamma} = 0,14 + 1,09 \cdot 0,24 = 0,402.$$

Степень черноты металла принимается равной  $\varepsilon_{\text{М}} = 0,8$ .

Приведенный коэффициент излучения в системе газ – кладка – металл:

$$C_{\text{Г.К.М.}}^{\text{нач}} = C_0 \cdot \varepsilon_{\text{М}} \cdot \frac{\omega + 1 - \varepsilon_{\Gamma}}{(\varepsilon_{\text{М}} + \varepsilon_{\Gamma}(1 - \varepsilon_{\text{М}})) \cdot \frac{1 - \varepsilon_{\Gamma}}{\varepsilon_{\Gamma}} + \omega}, \quad (42)$$

$$C_{\text{Г.К.М.}}^{\text{нач}} = 5,67 \cdot 0,8 \cdot \frac{1,91 + 1 - 0,402}{(0,8 + 0,402(1 - 0,8)) \cdot \frac{1 - 0,402}{0,402} + 1,91} = 3,533 \frac{\text{Вт}}{\text{М}^2\text{К}^4}.$$

При температуре 1320° С степень черноты газов:

$$\varepsilon_{\Gamma} = \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O}, \quad (43)$$

$$\varepsilon_{H_2O} = 0,175,$$

$$\varepsilon_{CO_2} = 0,115,$$

$$\beta = 1,09,$$

$$\varepsilon_{\Gamma} = 0,115 + 1,09 \cdot 0,175 = 0,306.$$

Приведенный коэффициент излучения в системе газ – кладка – металл:

$$C_{Г.К.М.}^{кон} = C_0 \cdot \varepsilon_M \cdot \frac{\omega + 1 - \varepsilon_\Gamma}{(\varepsilon_M + \varepsilon_\Gamma(1 - \varepsilon_M)) \cdot \frac{1 - \varepsilon_\Gamma}{\varepsilon_\Gamma} + \omega}, \quad (44)$$

$$C_{Г.К.М.}^{кон} = 5.67 \cdot 0.8 \cdot \frac{1,91 + 1 - 0,306}{(0.8 + 0,306(1 - 0.8)) \cdot \frac{1 - 0,306}{0,306} + 1,91} = 3,058 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}^4}.$$

Так как по длине зоны температура газа меняется, коэффициент теплоотдачи излучением:

$$\alpha_{изл} = \frac{\sqrt{C_{Г.К.М.}^{нач} \cdot C_{Г.К.М.}^{кон} \left[ \left( \frac{T_{\Gamma}^{нач} + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{M}^{нач} + 273}{100} \right)^4 \right] \left[ \left( \frac{T_{\Gamma}^{кон} + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{M}^{кон} + 273}{100} \right)^4 \right]}}{\sqrt{(T_{\Gamma}^{нач} - T_{M}^{нач})(T_{\Gamma}^{кон} - T_{M}^{кон})}}$$

$$= \frac{\sqrt{3,533 * 3,058 * \left[ \left( \frac{920 + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{20 + 273}{100} \right)^4 \right] \left[ \left( \frac{1320 + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{600 + 273}{100} \right)^4 \right]}}{\sqrt{(920 - 20)(1320 - 600)}}$$

$$= 140,41 \text{Вт/м}^2\text{К}. \quad (45)$$

### 6.3 Коэффициент теплоотдачи излучением в сварочной зоне

Степень развития кладки:

$$\omega = \frac{B + 2H_{свар}}{l \cdot n}, \quad (46)$$

$$\omega = \frac{7,95 + 2 \cdot 2,6}{0,85 \cdot 7} = 2,21.$$

Эффективная толщина газового слоя:

$$S_{эф} = \frac{4 \cdot H \cdot B}{2 \cdot H + 2 \cdot B}, \quad (47)$$

$$S_{эф} = \frac{4 \cdot 2,6 \cdot 7,95}{2 \cdot 2,6 + 2 \cdot 7,95} = 3,918 \text{ м}.$$

Парциальное давление  $CO_2$  и  $H_2O$ :

$$P_{CO_2} = \frac{CO_2 \cdot 98.1}{100}, \quad (48)$$

$$P_{CO_2} = \frac{9.395 \cdot 98.1}{100} = 9,216 \text{ кН/м}^2;$$

$$P_{H_2O} = \frac{H_2O \cdot 98.1}{100}, \quad (49)$$

$$P_{H_2O} = \frac{17,405 \cdot 98.1}{100} = 17,074 \text{ к} \frac{\text{Н}}{\text{М}^2}.$$

$$P_{CO_2} \cdot S_{\text{эф}} = 9,216 \cdot 3,918 = 36,108,$$

$$P_{H_2O} \cdot S_{\text{эф}} = 17,074 \cdot 3,918 = 66,896.$$

С помощью номограмм определяем степень черноты газов.

$$\varepsilon_{\Gamma} = \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O}, \quad (50)$$

$$\varepsilon_{H_2O} = 0,21,$$

$$\varepsilon_{CO_2} = 0,135,$$

$$\beta = 1,08,$$

$$\varepsilon_{\Gamma} = 0,135 + 1,08 \cdot 0,21 = 0,362.$$

Степень черноты металла принимается равной  $\varepsilon_{\text{М}} = 0,8$ .

Приведенный коэффициент излучения в системе газ - кладка - металл:

$$C_{\text{Г.К.М.}}^{\text{нач}} = C_0 \cdot \varepsilon_{\text{М}} \cdot \frac{\omega + 1 - \varepsilon_{\Gamma}}{(\varepsilon_{\text{М}} + \varepsilon_{\Gamma}(1 - \varepsilon_{\text{М}})) \cdot \frac{1 - \varepsilon_{\Gamma}}{\varepsilon_{\Gamma}} + \omega}, \quad (51)$$

$$C_{\text{Г.К.М.}}^{\text{нач}} = 5.67 \cdot 0.8 \cdot \frac{2.21 + 1 - 0.362}{(0.8 + 0.362(1 - 0.8)) \cdot \frac{1 - 0.362}{0.362} + 2.21} = 3,445 \text{ Вт/м}^2\text{К}^4$$

Если температура по длине зоны неизменна коэффициент теплоотдачи излучением определяется:

$$\alpha_{\text{изл}} = C_{\text{Г.К.М.}}^{\text{нач}} \frac{\sqrt{\left[\left(\frac{T_{\Gamma}^{\text{нач}} + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{\text{М}}^{\text{нач}} + 273}{100}\right)^4\right] \left[\left(\frac{T_{\Gamma}^{\text{кон}} + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{\text{М}}^{\text{кон}} + 273}{100}\right)^4\right]}}{\sqrt{(T_{\Gamma}^{\text{нач}} - T_{\text{М}}^{\text{нач}})(T_{\Gamma}^{\text{кон}} - T_{\text{М}}^{\text{кон}})}} =$$

$$= 3,445 \frac{\sqrt{\left[\left(\frac{1320 + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{600 + 273}{100}\right)^4\right] \left[\left(\frac{1320 + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{1200 + 273}{100}\right)^4\right]}}{\sqrt{(1320 - 600)(1320 - 1200)}} =$$

$$= 373,34 \text{ Вт/м}^2\text{К}. \quad (52)$$

## 7 Расчет времени нагрева металла

### 7.1 Время нагрева металла в методической зоне

Для расчета времени нагрева определяется величина критерия Био, характеризующая теплотехническую массивность нагреваемого изделия.

$$Bi = \frac{S \cdot \sum \alpha}{\lambda}, \quad (53)$$

$$\sum \alpha = \alpha_{\text{изл}} + \alpha_{\text{конв}} - \text{суммарный коэффициент теплоотдачи.} \quad (54)$$

$$\sum \alpha = 140,41 + 30 = 170,41 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

Характерный размер изделия:

$$S = \mu \cdot \delta, \quad (55)$$

где  $\mu$  – коэффициент несимметричности нагрева. Прогреваемая толщина заготовок в зависимости от их распределения на поду печи и условий нагрева выбирается с помощью таблицы:

$\mu = 0,57$ , т.к. двусторонний нагрев, водоохладительные трубы;

$\delta$  – геометрическая толщина нагреваемого изделия (в данном случае высота заготовки):

$$\delta = h = 0,32 \text{ м,}$$

$$S = 0,57 \cdot 0,32 = 0,1824 \text{ м.}$$

$\lambda$  – коэффициент теплопроводности изделия при средней температуре методической зоны ( $310^\circ \text{C}$ ):

$$\lambda = 76,7 + \frac{(310 - 300)}{(400 - 300)} \cdot (80,5 - 76,7) = 77,08 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$$

$$Bi = \frac{170,41 \cdot 0,1824}{77,08} = 0,403.$$

Интервал значений  $0.25 < \text{Био} < 0.5$  представляет переходную область. При таких значениях целесообразно вести расчет тела как физически массивного. Расчет времени нагрева «массивных» тел правильной формы при постоянной температуре печи производится с использованием графических зависимостей (графики Будрина):

$$\theta = f(\text{Био}, Fo, X/S),$$

В общем виде  $\theta = \frac{t_0 - t}{t_0 - t_{\text{нач}}}$  – температурный критерий, где  $t$  – искомая температура,

$Fo$  – критерий Фурье,

$X/S$  – безразмерная координата, определяющая местоположение рассматриваемой точки.

$$\theta = \frac{t_{\text{п}} - t_{\text{пов}}^{\text{кон}}}{t_{\text{п}} - t_{\text{нач}}}, \quad (56)$$

$$\theta = \frac{1120 - 600}{1120 - 20} = 0,472,$$

$$\text{где } t_{\text{п}} = \frac{1320 + 920}{2} = 1120^{\circ}\text{C}.$$

По номограмме для расчета нагрева или охлаждения поверхности плиты принимается:  $Fo = 1,6$ .

Найдем продолжительность нагрева  $\tau$ :

$$Fo = \frac{a \cdot \tau}{S^2}, \quad (57)$$

тогда:

$$\tau = \frac{S^2 \cdot Fo}{a}, \quad (58)$$

Коэффициент температуропроводности при температуре  $310^{\circ}\text{C}$ :

$$a = 1,86 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с},$$

$$\tau = \frac{1,6 \cdot (0,1824)^2}{1,86 \cdot 10^{-5}} = 48 \text{ минут}.$$

По определенным  $Bi$  и  $Fo$  с помощью номограммы для расчета нагрева или охлаждения центра плиты определяется температурный критерий для центра пластины:

$$\theta_{\text{ц}} = 0,58;$$

$$\theta_{\text{ц}} = \frac{t_{\text{п}} - t_{\text{ц}}^{\text{кон}}}{t_{\text{п}} - t_{\text{нач}}},$$

Тогда:  $t_{\text{ц}}^{\text{кон}} = t_{\text{п}} - \theta_{\text{ц}} * (t_{\text{п}} - t_{\text{нач}}),$

$$t_{\text{ц}}^{\text{кон}} = 1120 - 0,58(1120 - 20) = 482^{\circ}\text{C}.$$

## 7.2 Время нагрева металла в сварочной зоне

В случае начального параболического распределения температуры (при переходе металла из методической зоны в сварочную) в качестве начальной температуры следует использовать среднюю температуру металла. Так для пластины:

$$t_{\text{нач}} = t_{\text{пов}} - \frac{2(t_{\text{пов}} - t_{\text{ц}}^{\text{кон}})}{3}, \quad (59)$$

$$t_{\text{нач}} = 600 - \frac{2(600 - 482)}{3} = 521^{\circ}\text{C}.$$

$$\sum \alpha = 373,34 + 30 = 403,34 \text{ Вт/м}^2\text{К},$$

Характерный размер изделия:

$$S = \mu \cdot \delta, \quad (60)$$

$$S = 0,57 \cdot 0,32 = 0,1824 \text{ м}.$$

$\lambda$  – коэффициент теплопроводности изделия при средней температуре сварочной зоны  $900^{\circ}\text{C}$ .

$$\lambda = 86 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}.$$

$$Bi = \frac{403,34 \cdot 0,1824}{86} = 0,85.$$

Так как значение Био  $>0.5$ , то изделие термически «массивное». Расчет времени нагрева производится с использованием графических зависимостей (графики Будрина).

$$\theta = \frac{t_{\Pi} - t_{\text{ПОВ}}^{\text{КОН}}}{t_{\Pi} - t_{\text{НАЧ}}}, \quad (61)$$

$$\theta = \frac{1320 - 1200}{1320 - 521} = 0,15.$$

По номограмме для расчета нагрева или охлаждения поверхности плиты принимается:

$$Fo = 2,15.$$

Найдем продолжительность нагрева  $\tau$ :

$$Fo = \frac{a \cdot \tau}{S^2}, \quad (62)$$

Тогда:

$$\tau = \frac{S^2 \cdot Fo}{a}, \quad (63)$$

Коэффициент температуропроводности при температуре  $900^{\circ}\text{C}$ :

$$a = 1,87 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с},$$

$$\tau = \frac{2,15 \cdot (0,1824)^2}{1,87 \cdot 10^{-5}} = 64 \text{ минуты.}$$

По определенным Ви и Fo с помощью номограммы для расчета нагрева или охлаждения центра плиты определяется температурный критерий для центра пластины:

$$\theta_{\text{Ц}} = 0,275.$$

$$\theta_{\text{Ц}} = \frac{t_{\Pi} - t_{\text{Ц}}^{\text{КОН}}}{t_{\Pi} - t_{\text{НАЧ}}}, \quad (64)$$

тогда:  $t_{\text{ц}}^{\text{кон}} = t_{\text{п}} - \theta_{\text{ц}} \cdot (t_{\text{п}} - t_{\text{нач}}),$

$$t_{\text{ц}}^{\text{кон}} = 1320 - 0,275 \cdot (1320 - 521) = 1100^{\circ}\text{C}.$$

### 7.3 Расчет томильной зоны

Проверим перепад температур в конце сварочной зоны:

$$\Delta t = t_{\text{м}}^{\text{пов}} - t_{\text{м}}^{\text{п}} \quad (65)$$

$$\Delta t = 1200 - 1100 = 100^{\circ}\text{C}.$$

Перепад температур больше заданного ( $50^{\circ}\text{C}$ ), требуется томильная зона.

$$\delta = \frac{\Delta t_{\text{кон}}}{\Delta t_{\text{нач}}} = \frac{50}{100} = 0,5. \quad (66)$$

$$Fo = 0,8;$$

$$\tau = \frac{0,8 \cdot (0,1824)^2}{1,87 \cdot 10^{-5}} = 24 \text{ минуты}.$$

### 7.4 Полное время нагрева заготовок

$$\tau = \tau_{\text{мет}} + \tau_{\text{свар}}, \quad (67)$$

$$\tau = 48 + 62 + 24 = 134 \text{ минут} = 2 \text{ часа } 14 \text{ минут}.$$

## 8 Определение длины печи

После определения времени нагрева определяется длина методической печи.

$$L = \frac{P \cdot b \cdot \tau}{g}, \quad (68)$$

$b$  – ширина заготовки плюс величина между изделиями вдоль печи:

$$b = 0,85 \text{ м},$$

$P = 75000$  кг/ч – производительность печи,

$g$  – вес одного изделия:

$$g = V_{\text{изд}} \cdot \rho_{\text{изд}}, \quad (69)$$

$\rho_{\text{изд}}$  – плотность изделия определяется:

$$\rho_{\text{изд}} = \frac{\lambda}{ac}; \quad (70)$$

Средняя удельная теплоемкость при температуре  $20^{\circ}\text{C}$ :

$$c = 419 \text{ Дж/кг} \cdot \text{K};$$

коэффициент теплопроводности:

$$\lambda = 59,64 \text{ Вт/м} \cdot \text{K};$$

коэффициент температуропроводности:

$$a = 1,86 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$\rho_{\text{изд}} = \frac{59,64}{1,86 \cdot 10^{-5} \cdot 419} = 7652,6 \text{ кг/м}^3;$$

$$g = 0,32 \cdot 0,55 \cdot 0,85 \cdot 7652,6 = 1144,83 \text{ кг}.$$

Длина методической зоны:

$$L_{\text{м}} = \frac{75000 \cdot 0,85 \cdot 48}{1144,83 \cdot 7 \cdot 60} = 6,364 \text{ м}.$$

Длина сварочной зоны:

$$L_{\text{св}} = \frac{75000 \cdot 0,85 \cdot 62}{1144,83 \cdot 7 \cdot 60} = 8,22 \text{ м.}$$

Длина томильной зоны:

$$L_{\text{том}} = \frac{75000 \cdot 0,85 \cdot 24}{1144,83 \cdot 7 \cdot 60} = 3,182 \text{ м.}$$

Полная длина печи:

$$L = L_{\text{м}} + L_{\text{св}} + L_{\text{том}}, \tag{71}$$

$$L = 6,364 + 8,22 + 3,182 = 17,766 \text{ м.}$$

## 9 Составление теплового баланса. Определение расхода топлива

### 9.1 Общие положения

При проектировании печи тепловой баланс составляется с целью определения расхода топлива. Тепловой баланс состоит из равных между собой приходной и расходной частей, каждая из которых складывается из ряда статей. Для печей постоянного действия тепловой баланс составляется для единицы времени.

### 9.2 Статьи приходной части теплового баланса

Теплота, образующаяся при сжигании топлива:

$$Q_{\text{хим}}^{\text{п}} = B \cdot Q_{\text{н}}^{\text{п}}, \quad (72)$$

где  $B$  – расход топлива,

$Q_{\text{н}}^{\text{п}}$  – низшая теплота сгорания топлива,

$$Q_{\text{хим}}^{\text{п}} = B \cdot 32342.$$

Физическая теплота, вносимая подогретым топливом:

$$Q_{\text{т}} = B \cdot t_{\text{т}} \cdot c_{\text{т}}, \quad (73)$$

$c_{\text{т}} = 1,89 \text{ к Дж/м}^3 \cdot \text{К}$  – теплоемкость топлива,

$t_{\text{т}} = 220^{\circ}\text{C}$  – температура подогрева топлива,

$$Q_{\text{т}} = B \cdot 220 \cdot 1,89 = B \cdot 431,2.$$

Физическая теплота, вносимая подогретым воздухом:

$$Q_{\text{в}} = B \cdot L_{\text{д}} \cdot t_{\text{в}} \cdot c_{\text{в}}, \quad (74)$$

$L_{\text{д}} = 9,45 \text{ м}^3/\text{м}^3$  – расход воздуха на  $1 \text{ м}^3$  топлива,

$t_{\text{в}} = 450^{\circ}\text{C}$  – температура подогрева воздуха,

$c_{\text{в}} = 1,336$  – теплоемкость воздуха,

$$Q_{\text{в}} = B \cdot 9,45 \cdot 450 \cdot 1,336 = B \cdot 5681.$$

### 9.3 Статьи расходной части теплового баланса

Полезная теплота, расходуемая на нагрев металла:

$$Q_{\text{пол}} = G \cdot c_{\text{м}}(t_{\text{м}}^{\text{кон}} - t_{\text{м}}^{\text{нач}}), \quad (75)$$

$G = 75000 \text{ кг/ч} = 20,83 \text{ кг/с}$  – производительность печи,

$t_{\text{м}}^{\text{нач}} = 20^{\circ}\text{C}$  – начальная температура металла,

$t_{\text{м}}^{\text{кон}} = (t_{\text{м}}^{\text{кон.пов}} + t_{\text{м}}^{\text{кон.центр}})/2$  – конечная температура металла средняя по

массе,

$t_{\text{м}}^{\text{кон.пов}} = 1200^{\circ}\text{C}$  – конечная температура металла на поверхности

заготовки,

$t_{\text{м}}^{\text{кон.центр}} = 1150^{\circ}\text{C}$  – конечная температура металла в центре заготовки,

$$t_{\text{м}}^{\text{кон}} = (1200 + 1150)/2 = 1175^{\circ}\text{C}.$$

Теплоемкость металла при средней температуре металла:

$$t_{\text{ср}} = (20 + 1175)/2 = 597,50^{\circ}\text{C},$$

$$c_{\text{м}} = 419 \text{ Дж/кг} \cdot \text{K},$$

$$Q_{\text{пол}} = 20,83 \cdot 419 \cdot (1175 - 20) = 10080 \text{ к Вт}.$$

Теплота, уносимая уходящими продуктами сгорания

$$Q_{\text{ух}} = B \cdot V_{\text{д}} \cdot c_{\text{д}} \cdot t_{\text{д}}, \quad (76)$$

$V_{\text{д}} = 10,474 \text{ м}^3/\text{м}^3$  – объем продуктов сгорания,

$c_{\text{д}}$  – теплоемкость дымовых газов при температуре  $920^{\circ}\text{C}$ :

$$c_{\text{д}} = \frac{c_{\text{CO}_2} \cdot \text{CO}_2 + c_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \text{H}_2\text{O} + c_{\text{N}_2} \cdot \text{N}_2 + c_{\text{O}_2^{\text{изб}}} \cdot \text{O}_2^{\text{изб}}}{100}, \quad (77)$$

$$c_{\text{д}} = \frac{9,395 \cdot 2,1302 + 17,405 \cdot 1,6681 + 71,482 \cdot 1,3668 + 1,718 \cdot 1,4497}{100}$$

$$= 1,492 \text{ к Дж/м}^3\text{K},$$

$$t_{\text{д}} = 920^{\circ}\text{C},$$

$$Q_{\text{ух}} = B \cdot 10,474 \cdot 1,492 \cdot 920 = B \cdot 14377.$$

Потери теплоты теплопроводностью через кладку, то есть через своды, стены и под печи:

$$Q_{\text{тепл}} = Q_{\text{свод}} + Q_{\text{стен}}, \quad (78)$$

$Q_{\text{свод}}$  – потери теплоты через свод печи,

$Q_{\text{стен}}$  – потери теплоты через стены печи.

Потери теплоты через под печи не учитываются.

Потери теплоты через свод печи:

$$Q_{\text{свод}} = \frac{(t_{\text{кл}} - t_{\text{нар}}) \cdot F_{\text{нар}}}{\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha}}, \quad (79)$$

где  $t_{\text{кл}}$  – температура внутренней поверхности кладки:

$$t_{\text{кл}} = \frac{t_{\text{п}}^{\text{мет}} + t_{\text{п}}^{\text{свар}} + t_{\text{п}}^{\text{том}}}{3}, \quad (80)$$

$$t_{\text{кл}} = \frac{1120 + 1320 + 1270}{3} = 1237^{\circ}\text{C};$$

$t_{\text{нар}}$  – наружная температура,  $45^{\circ}\text{C}$ ;

наружная поверхность свода:

$$F_{\text{нар}} = B \left( \sqrt{L_{\text{м}}^2 + (H'' - H')^2} + L_{\text{св}} + L_{\text{том}} \right), \quad (81)$$

$$F_{\text{нар}} = 7,95 \left( \sqrt{6,364^2 + (2,6 - 0,82)^2} + 8,22 + 3,182 \right) = 143,18 \text{ м}^2.$$

$\delta$  – толщина слоя огнеупорного материала. В качестве огнеупорного материала выбирается шамот. Огнеупорность шамотных изделий находится в пределах  $1580 - 1750^{\circ}\text{C}$ . Температура начала деформации низкая  $1400^{\circ}\text{C}$ , однако, температурный интервал между началом и концом деформации относительно велик  $200^{\circ}\text{C}$  и более. Термостойкость высокая. Так как исходное сырье имеет широкое распространение стоимость шамота относительно низкая.

Нагревательные печи, выполненные из шамота, работают без ремонта от 5 до 15 лет.

Толщина слоя огнеупорного кирпича:

$$\delta = 0,25 \text{ м.}$$

Коэффициент теплопроводности шамота при температуре средней между температурой печи и температурой наружной:

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{кл}} + t_{\text{нар}}}{2} = \frac{1237 + 45}{2} = 641^{\circ}\text{C},$$

$\lambda_{ш} = 0,7 + 0,00064 \cdot t_{cp} = 0,7 + 0,00064 \cdot 641 = 1,11 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ ,  
 $\alpha$  – суммарный коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху, обычно принимается равным  $11,63 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ .

$$Q_{\text{свод}} = \frac{(1237 - 45) \cdot 143,18}{\frac{0,25}{1,11} + \frac{1}{11,63}} = 548,41 \text{ к Вт.}$$

Потери теплоты через стены печи:

$$Q_{\text{стен}} = Q_{\text{бок}} + Q_{\text{тор}}, \quad (82)$$

$$Q_{\text{стен}} = \frac{(t_{\text{кл}} - t_{\text{нар}}) \cdot F_{\text{стен}}}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha}}, \quad (83)$$

Температура кладки внутри печи:

$$t_{\text{кл}} = \frac{t_{\text{п}}^{\text{мет}} + t_{\text{п}}^{\text{свар}} + t_{\text{п}}^{\text{том}}}{3}, \quad (84)$$

$$t_{\text{кл}} = \frac{1120 + 1320 + 1270}{3} = 1237^{\circ}\text{С},$$

$t_{\text{нар}}$  – наружная температура,  $45^{\circ}\text{С}$ .

Площадь наружной поверхности стен:

$$F_{\text{стен}} = F_{\text{тор}} + F_{\text{бок}}, \quad (85)$$

площадь торцевых поверхностей:

$$F_{\text{тор}} = B \cdot H' + B \cdot H'', \quad (86)$$

$$F_{\text{тор}} = 7,95 \cdot 0,82 + 7,95 \cdot 2,6 = 27,189 \text{ м}^2.$$

Площадь боковых поверхностей:

$$F_{\text{бок}} = \left( \frac{(H'' - H') \cdot L_{\text{м}}}{2} + H' \cdot L_{\text{м}} + H'' \cdot L_{\text{св}} + H''' \cdot L_{\text{том}} \right) \cdot 2, \quad (87)$$

$$F_{\text{бок}} = \left( \frac{(2,6 - 0,82) \cdot 6,364}{2} + 0,82 \cdot 6,364 + 2,6 \cdot 8,22 + 1 \cdot 3,182 \right) \cdot 2$$

$$= 70,873 \text{ м}^2.$$

$$F_{\text{стен}} = 27,189 + 70,873 = 98,06 \text{ м}^2.$$

Стены выполнены двухслойные. После слоя огнеупорного материала, в качестве которого используется шамот, выкладывают слой теплоизоляционного материала – диатомита.

Толщина слоя огнеупорного кирпича шамота:

$$\delta_1 = 360 \text{ мм.}$$

Толщина теплоизоляционного слоя диатомита:

$$\delta_2 = 120 \text{ мм.}$$

Температура на границе между слоем огнеупорного и теплоизоляционного материала определяется согласно условию сопряженности:

$$\frac{(t_{\text{кл}} - t_{\text{гр}}) \cdot \lambda_1}{\delta_1} = \frac{(t_{\text{гр}} - t_{\text{нар}}) \cdot \lambda_2}{\delta_2}, \quad (88)$$

С учетом зависимостей коэффициентов теплопроводности от температуры (приложение 5 /1/):

$$\frac{(t_{\text{кл}} - t_{\text{гр}}) \left( 0,7 + 0,00064 \cdot \frac{(t_{\text{кл}} + t_{\text{гр}})}{2} \right)}{\delta_1} = \frac{(t_{\text{гр}} - t_{\text{нар}}) \left( 0,163 + 0,00043 \cdot \frac{(t_{\text{гр}} + t_{\text{нар}})}{2} \right)}{\delta_2};$$

$$\frac{(1237 - t_{\text{гр}}) \left( 0,7 + 0,00064 \cdot \frac{(1237 + t_{\text{гр}})}{2} \right)}{0,36} = \frac{(t_{\text{гр}} - 1237) \left( 0,163 + 0,00043 \cdot \frac{(t_{\text{гр}} + 45)}{2} \right)}{0,12};$$

В результате решения уравнения относительно  $t_{\text{гр}}$ ,

$$t_{\text{гр}} = 737^\circ\text{С.}$$

Коэффициенты теплопроводности для шамота и диатомита:

$$\lambda_1 = 0,7 + 0,00064 \cdot \frac{(1237 + 737)}{2} = 1,332 \text{ Вт/ м} \cdot \text{К,}$$

$$\lambda_2 = 0,163 + 0,00043 \cdot \frac{(737 + 45)}{2} = 0,331 \frac{\text{Вт}}{\text{м}} \cdot \text{К,}$$

$$Q_{\text{стен}} = \frac{(1237 - 45) \cdot 98,06}{\frac{1}{11,63} + \frac{0,36}{1,332} + \frac{0,12}{0,331}} = 162,616 \text{ к Вт.}$$

$$Q_{\text{тепл}} = 548,41 + 162,616 = 711,026 \text{ к Вт.}$$

При составлении тепловых балансов к расходным статьям прибавляется статья неучтенных потерь, принимаемых равными:

$$Q_{\text{неуч}} = 0,12(Q_{\text{хим}}^p + Q_{\text{в}}), \quad (89)$$

$$Q_{\text{неуч}} = 0,12(B \cdot 32342 + B \cdot 5681,34) = B \cdot 4562,8.$$

Просуммировав отдельно приходные и расходные части теплового баланса и приравняв  $Q_{\text{прих}} = Q_{\text{расх}}$ , получим уравнение с одним неизвестным, которым будет расход топлива  $B$ .

$$Q_{\text{хим}}^p + Q_{\text{т}} + Q_{\text{в}} = Q_{\text{пол}} + Q_{\text{ух}} + Q_{\text{тепл}} + Q_{\text{неуч}}, \quad (90)$$

$$B \cdot 32342 + B \cdot 415,8 + B \cdot 5681,34 = 10080 + B \cdot 14377 + 711,026 + 4562,8 \cdot B,$$

$$B = 0,553 \text{ м}^3/\text{с}.$$

После чего определяются все приходные и расходные статьи теплового баланса рабочего пространства печи, результаты представлены в таблице.

Таблица 3 – статьи теплового баланса рабочего пространства печи

Статьи прихода	Вт	%	Статьи расхода	Вт	%
$Q_{\text{хим}}^p$	17885,13	84,1	$Q_{\text{пол}}$	10080	47,3
$Q_{\text{т}}$	239,94	1,12	$Q_{\text{ух}}$	7950,48	37,4
$Q_{\text{в}}$	3141,78	14,77	$Q_{\text{тепл}}$	711,026	3,4
			$Q_{\text{неуч}}$	2523,23	11,9
Всего	21266,85	100	Всего	21264,74	100

## 10 Выбор топливосжигающих устройств

Для организации процесса горения устанавливаются 6 горелочных устройств с внешним перемешиванием типа «труба в трубе».

Расход топлива для одной горелки:

$$V_{ог} = B/n, \quad (91)$$

$B$  – полный расход топлива,

$n = 6$  – число горелок,

$$V_{ог} = \frac{0,553}{6} = 0,092 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Давление газа перед горелкой:

$$P_{г} = 5 \text{ к Па},$$

Давление воздуха перед горелкой:

$$P_{в} = 2 \text{ к Па}.$$

Плотность топлива:

$$\rho_{г} = 0,814 \text{ кг/м}^3,$$

Температура подогрева воздуха:

$$t_{в} = 450^{\circ}\text{C},$$

Температура подогретого топлива:

$$t_{т} = 220^{\circ}\text{C},$$

Действительный расход воздуха для горения:

$$L_{д} = 9,45 \text{ м}^3/\text{м}^3,$$

Расход воздуха:

$$V_{ов} = L_{д} \cdot V_{ог}, \quad (92)$$

$$V_{ов} = 9,45 \cdot 0,092 = 0,871 \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$V_{в} = V_{ов} \cdot \sqrt{\frac{T}{T_{н}}}, \quad (93)$$

$$V_{в} = 0,9 \cdot \sqrt{\frac{450 + 273}{273}} = 1,465 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Поправка на плотность газа:

$$K_p = 0,9.$$

Поправка на температуру газа:

$$K_t = \sqrt{\frac{220 + 273}{273}} = 1.34.$$

$$V_{\Gamma} = K_t \cdot K_p \cdot V_{ог} = 1,34 \cdot 0,9 \cdot 0,095 = 0,115 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}. \quad (94)$$

Пропускная способность по газу  $d_{\Gamma} = 45$  мм.

Так как  $Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 32$  М Дж/м<sup>3</sup>, то горелочное устройство: ДВБ 225/45.

## 11 Расчет устройств для утилизации теплоты уходящих газов

Для повышения КПД печи, температуры горения топлива и снижения его расхода утилизируют теплоту отходящих дымовых газов в теплообменниках рекуператорах.

Целью расчета рекуперативного теплообменника является нахождение площади поверхности теплообмена и связанных с ней геометрических размеров теплообменника.

Так как температура дымовых газов меньше  $1000^{\circ}\text{C}$ , то теплообменник целесообразней выбрать металлический конвективный.

Горячие дымовые газы направляются в трубы, а нагреваемый воздух в межтрубное пространство.

Объем воздуха:

$$V_{\text{ов}} = B \cdot L_{\text{д}}, \quad (95)$$

$$V_{\text{ов}} = 0,541 \cdot 9,45 = 5,112 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Объем дымовых газов:

$$V_{\text{од}} = B \cdot V_{\text{д}}, \quad (96)$$

$$V_{\text{од}} = 0,541 \cdot 10,474 = 5,666 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Начальная температура воздуха равна температуре окружающего  $t_{\text{в}}^{\text{н}} = 0^{\circ}\text{C}$ . Конечная температура воздуха  $t_{\text{в}}^{\text{к}} = 450^{\circ}\text{C}$ . Температура дымовых газов после методической печи равна  $920^{\circ}\text{C}$ . Падение температуры дымовых газов в вертикальном канале составляет  $4^{\circ}\text{C}$  на  $1 \text{ м}^3$ , в горизонтальном канале  $2^{\circ}\text{C}$  на  $1 \text{ м}^3$ . Следовательно падение температуры дымовых газов до входа в рекуператор, если учесть схему дымового тракта (эскиз 2), вычисляется для первого участка  $l_1$ :  $2 \cdot 1,7/1 \approx 3^{\circ}\text{C}$ .

Длина второго участка равна 1 м, падение температуры будет равно  $4^{\circ}\text{C}$ . Начальная температура дымовых газов на входе в рекуператор равна:

$$920 - 3 - 4 = 913^{\circ}\text{C}.$$

Количество теплоты, подаваемое через поверхность теплообмена для газоплотных конструкций:

$$Q_B = V_{OB} \cdot (c_B^K t_B^K - c_B^H t_B^H). \quad (97)$$

Теплоемкость воздуха при температуре  $t_B^H = 0^\circ\text{C}$  составляет:

$$c_B^H = 1,2971 \text{ к Дж/ м}^3 \cdot \text{К}.$$

Энтальпия воздуха при температуре  $t_B^K = 450^\circ\text{C}$  составляет  $t_B^K c_B^K = 602,045 \text{ к Дж/ м}^3$ .

$$Q_B = 5,112 \cdot (602,045 - 0 \cdot 1,2971) = 3077,65 \text{ к Вт}.$$

Конечную температуру дымовых газов находят из уравнения теплового баланса теплообменника. Для газоплотных рекуператоров тепловой баланс составляется с учетом 10 % потерь тепла в окружающую среду:

$$Q_B = 0,9 \cdot V_{од} \cdot (c_D^H t_D^H - c_D^K t_D^K). \quad (98)$$

Энтальпия дымовых газов при температуре  $t_D^H = 913^\circ\text{C}$  составляет:

$$c_D^H t_D^H = (i_{CO_2} \cdot CO_2 + i_{H_2O} \cdot H_2O + i_{N_2} \cdot N_2 + i_{O_2^{изб}} \cdot O_2^{изб})/100, \quad (99)$$

$$c_D^H t_D^H = \frac{1984 \cdot 9,395 + 1550 \cdot 17,405 + 1263 \cdot 71,482 + 1340 \cdot 1,718}{100}$$

$$= 1382 \text{ к Дж/м}^3.$$

Определяется энтальпия дымовых газов на выходе из рекуператора:

$$t_D^K c_D^K = c_D^H t_D^H - \frac{Q_B}{0,9 \cdot V_{од}}, \quad (100)$$

$$t_D^K c_D^K = 1382 - \frac{3077,65}{0,9 \cdot 5,666} = 778,49 \text{ к Дж/м}^3.$$

Поскольку теплоемкость газов сильно зависит от температуры, то температура дымовых газов на выходе из теплообменника определяется методом последовательных приближений:

Энтальпия дымовых газов при температуре  $600^\circ\text{C}$ :

$$i' = (i_{CO_2} \cdot CO_2 + i_{H_2O} \cdot H_2O + i_{N_2} \cdot N_2 + i_{O_2^{изб}} \cdot O_2^{изб})/100, \quad (101)$$

$$i' = \frac{1236,76 \cdot 9,395 + 964,68 \cdot 17,405 + 805,06 \cdot 71,482 + 851,64 \cdot 1,718}{100} = 874,2 \text{ к Дж/м}^3.$$

Энтальпия дымовых газов при температуре  $500^\circ\text{C}$ :

$$i'' = (i_{CO_2} \cdot CO_2 + i_{H_2O} \cdot H_2O + i_{N_2} \cdot N_2 + i_{O_2^{изб}} \cdot O_2^{изб})/100, \quad (102)$$

$$i'' = \frac{1001,78 \cdot 9,395 + 791,55 \cdot 17,405 + 664,58 \cdot 71,482 + 700,17 \cdot 1,718}{100} = 718,97 \text{ к Дж/м}^3.$$

$$t_{\text{д}}^{\text{к}} = t'' + \frac{(t'' - t') \cdot (t_{\text{д}}^{\text{к}} c_{\text{д}}^{\text{к}} - i'')}{i' - i''}, \quad (103)$$

$$t_{\text{д}}^{\text{к}} = 500 + \frac{(600 - 500) \cdot (778,49 - 718,97)}{874,2 - 718,97} = 538^{\circ}\text{C}.$$

При расчете теплообменника используется более эффективная противоточная схема. При противотоке температура стенки рекуператора может быть значительно выше, чем при прямотоке.

Средняя разность температур между горячим и холодным теплоносителем определяется как средняя логарифмическая величина по соотношению:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{н}} - \Delta t_{\text{к}}}{2,3 \cdot \log \frac{\Delta t_{\text{н}}}{\Delta t_{\text{к}}}}, \quad (104)$$

$\Delta t_{\text{н}}$  – разность температур между горячим и холодным теплоносителем на входе в теплообменник:

$$\Delta t_{\text{н}} = t_{\text{д}}^{\text{н}} - t_{\text{в}}^{\text{к}}, \quad (105)$$

$$\Delta t_{\text{н}} = 913 - 450 = 463^{\circ}\text{C};$$

$\Delta t_{\text{к}}$  – разность температур между горячим и холодным теплоносителем на выходе из теплообменника:

$$\Delta t_{\text{к}} = t_{\text{д}}^{\text{к}} - t_{\text{в}}^{\text{н}}, \quad (106)$$

$$\Delta t_{\text{к}} = 538 - 0 = 538^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t = \frac{463 - 538}{2,3 \cdot \log \frac{463}{538}} = 500^{\circ}\text{C}.$$

Скорость дыма и воздуха при нормальных условиях:

$$\omega_{\text{од}} = 4 \text{ м/с}.$$

$$\omega_{\text{ов}} = 8 \text{ м/с}.$$

Площадь проходного сечения для дымовых газов:

$$f_{\text{д}} = V_{\text{од}} / \omega_{\text{од}}, \quad (107)$$

$$f_{\text{д}} = \frac{5,666}{4} = 1,417 \text{ м}^2.$$

Площадь проходного сечения для воздуха:

$$f_{\text{в}} = V_{\text{ов}} / \omega_{\text{ов}}, \quad (108)$$

$$f_{\text{в}} = \frac{5,112}{8} = 0,639 \text{ м}^2.$$

Размеры труб теплообменника ГОСТ 8734-75.

Наружный диаметр одной трубки теплообменника:  $d_{\text{нар}} = 0,06 \text{ м}$ .

Внутренний диаметр трубки:  $d_{\text{вн}} = 0,053 \text{ м}$ .

Площадь одной трубки рекуператора:

$$F_{\text{тр}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4}, \quad (109)$$

$$F_{\text{тр}} = \frac{\pi \cdot 0,053^2}{4} = 2,206 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Определение количества труб в рекуператоре:

$$n = \frac{f_{\text{д}}}{F_{\text{тр}}}, \quad (110)$$

$$n = \frac{1,417}{2,206 \cdot 10^{-3}} = 644 \text{ трубы.}$$

Принимается шахматное расположение труб. В ряду располагается 23 трубы, 28 рядов. Расстояние между трубками принимается  $S_1 = S_2 = 0,09 \text{ м}$ .

Расчет площади для прохода воздуха в межтрубном пространстве. Ширина межтрубного пространства:

$$a' = 23 \cdot S_1 + 0,5 \cdot S_1 - 23 \cdot d_{\text{нар}}, \quad (111)$$

$$a' = 23 \cdot 0,09 + 0,5 \cdot 0,09 - 23 \cdot 0,06 = 0,735 \text{ м.}$$

Высота проходного сечения для воздуха:

$$h' = f_{\text{в}}/a',$$

$$h' = \frac{0,639}{0,735} = 0,87 \text{ м.}$$

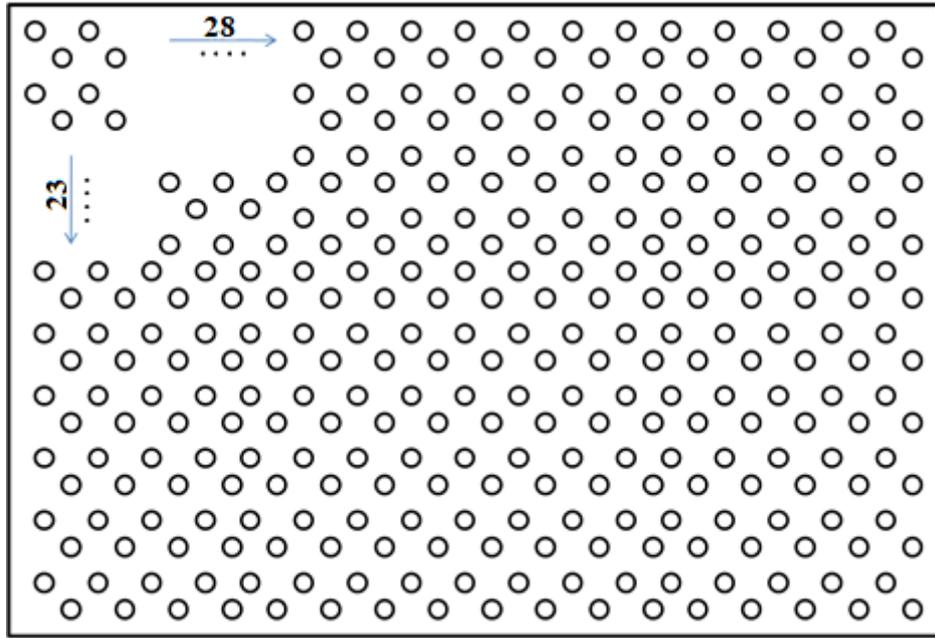


Рисунок 4 Расположение труб теплообменника

Определение коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха.

Средняя температура воздуха в рекуператоре:

$$\bar{t}_B = (t_B^H + t_B^K)/2, \quad (112)$$

$$\bar{t}_B = \frac{0 + 450}{2} = 225^{\circ}C.$$

Пересчет скорости воздуха с учетом температурного расширения:

$$\omega_B = \omega_{OB} \cdot (1 + \alpha \cdot \bar{t}_B), \quad (113)$$

Коэффициент температурного расширения:  $\alpha = \frac{1}{273}$ ,

$$\omega_B = 8 \left( 1 + \frac{1}{273} \cdot 225 \right) = 14,6 \text{ м/с.}$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании шахматных гладкотрубных пучков:

$$\alpha_B = \alpha_H \cdot C_Z \cdot C_S \cdot C_\Phi, \quad (114)$$

$$\alpha_H = 94;$$

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \frac{S_1}{d_{нар}} = \frac{S_2}{d_{нар}} = \frac{90}{60} = 1,5;$$

$$C_Z = 1; C_S = 0,92; C_\Phi = 0,865;$$

$$\alpha_B = 94 \cdot 1 \cdot 0,92 \cdot 0,865 = 74,81 \text{ Вт/м}^2\text{К.}$$

## Определение коэффициента теплоотдачи со стороны дымовых газов

Средняя температура дымовых газов в рекуператоре:

$$\bar{t}_d = (t_d^H + t_d^K)/2, \quad (115)$$

$$\bar{t}_d = \frac{913 + 538}{2} = 725,5^\circ\text{C}.$$

Пересчет скорости дымовых газов с учетом температурного расширения:

$$\omega_d = \omega_{од} (1 + \alpha \cdot \bar{t}_d). \quad (116)$$

коэффициент температурного расширения:

$$\alpha = \frac{1}{273},$$

$$\omega_d = 4 \left( 1 + \frac{1}{273} \cdot 725,5 \right) = 14,63 \text{ м/с}.$$

Коэффициент теплоотдачи дымовыми газами:

$$\alpha_d = \alpha_k + \alpha_{изл}.$$

Коэффициент теплоотдачи дымовыми газами конвекцией:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda_\Gamma}{d_{вн}} \cdot \left( \frac{\omega_d \cdot d_{вн}}{\nu} \right)^{0,8} Pr_\Gamma^{0,4}. \quad (117)$$

Коэффициент теплопроводности дымовых газов при средней температуре дымовых газов  $\bar{t}_d = 725,5^\circ\text{C}$ :

$$\lambda_\Gamma = \lambda \cdot M_\lambda, \quad (118)$$

$$\lambda = 8 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$$

$$M_\lambda = 1,04,$$

$$\lambda_\Gamma = 8 \cdot 10^{-2} \cdot 1,04 = 8,32 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/м} \cdot \text{К}.$$

Кинематическая вязкость дымовых газов при средней температуре дымовых газов  $\bar{t}_d = 725,5^\circ\text{C}$ :

$$\nu = 116 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Число  $Pr_\Gamma$  для дымовых газов при средней температуре дымовых газов

$$\bar{t}_d = 725,5^\circ\text{C}:$$

$$Pr_\Gamma = Pr \cdot M_{Pr}, \quad (119)$$

$$Pr = 0,605;$$

$$M_{Pr} = 1,03;$$

$$Pr_r = 0,605 \cdot 1,03 = 0,623.$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{8,32 \cdot 10^{-2}}{0,053} \cdot \left( \frac{14,63 \cdot 0,053}{116 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,623^{0,4} = 35,8 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Коэффициент теплоотдачи дымовыми газами излучением:

$$\alpha_{\text{изл}} = c_0 \cdot \varepsilon_{\text{ст.эф}} \frac{\left[ \varepsilon_r \left( \frac{\bar{t}_d + 273}{100} \right)^4 - \varepsilon_r^{\text{ст}} \left( \frac{t_{\text{ст}} + 273}{100} \right)^4 \right]}{(\bar{t}_d - \bar{t}_{\text{ст}})}. \quad (120)$$

Эффективная толщина газового слоя:

$$S_{\text{эф}} = 0,9 \cdot d_{\text{вн}}, \quad (121)$$

$$S_{\text{эф}} = 0,9 \cdot 0,053 = 0,0477 \text{ м}.$$

Парциальное давление  $CO_2$  и  $H_2O$ :

$$P_{CO_2} = \frac{CO_2 \cdot 98,1}{100},$$

$$P_{CO_2} = \frac{9,395 \cdot 98,1}{100} = 9,216 \text{ кН/м}^2;$$

$$P_{H_2O} = \frac{H_2O \cdot 98,1}{100},$$

$$P_{H_2O} = \frac{17,405 \cdot 98,1}{100} = 17,074 \text{ кН/м}^2.$$

$$P_{CO_2} \cdot S_{\text{эф}} = 9,216 \cdot 0,0477 = 0,44.$$

$$P_{H_2O} \cdot S_{\text{эф}} = 17,074 \cdot 0,0477 = 0,814.$$

С помощью номограмм определяется степень черноты газов.

При температуре  $725,5^0 \text{ С}$  степень черноты газов:

$$\varepsilon_r = \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O}, \quad (122)$$

$$\varepsilon_{H_2O} = 0,022,$$

$$\varepsilon_{CO_2} = 0,035,$$

$$\beta = 1,13,$$

$$\varepsilon_r = 0,035 + 1,13 \cdot 0,022 = 0,06.$$

Температура стенки трубы принимается равной:

$$t_{\text{ст}} = \frac{\bar{t}_d + \bar{t}_в}{2}, \quad (123)$$

$$t_{\text{ст}} = \frac{725,5 + 225}{2} = 475,25^{\circ}\text{C}.$$

Степень черноты газов у стенки трубы при температуре стенки (рис 6.1-6.3/1/):

$$\varepsilon_{H_2O}^{\text{ст}} = 0,031,$$

$$\varepsilon_{CO_2}^{\text{ст}} = 0,035,$$

$$\beta = 1,13,$$

$$\varepsilon_{\Gamma}^{\text{ст}} = 0,035 + 1,13 \cdot 0,031 = 0,07.$$

$$\varepsilon_{\text{ст.эф}} = 0,5 \cdot (1 + \varepsilon_{\text{ст}}), \quad (124)$$

$$\varepsilon_{\text{ст.эф}} = 0,5(1 + 0,8) = 0,9.$$

$$\alpha_{\text{изл}} = 5,67 \cdot 0,9 \frac{\left[0,06 \left(\frac{725,5 + 273}{100}\right)^4 - 0,07 \left(\frac{475 + 273}{100}\right)^4\right]}{(725,5 - 475,25)} = 7,69 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} * \text{К},$$

$$\alpha_{\text{д}} = 35,8 + 7,69 = 43,49 \frac{\text{Вт}}{\text{К} * \text{м}^2}.$$

В металлических рекуператорах толщина разделительной стенки мала, а коэффициент теплопроводности металла весьма высок. Можно пользоваться упрощенной зависимостью для нахождения суммарного коэффициента теплопередачи:

$$K = \frac{\alpha_{\text{д}} \cdot \alpha_{\text{в}}}{\alpha_{\text{в}} + \alpha_{\text{д}}}, \quad (125)$$

$$K = \frac{43,49 \cdot 74,81}{74,81 + 43,49} = 27,5 \frac{\text{Вт}}{\text{К} * \text{м}^2}.$$

Поверхностная площадь в теплообменнике:

$$F = \frac{Q_{\text{в}}}{K \cdot \Delta t}, \quad (126)$$

$$F = \frac{3077,65 \cdot 1000}{27,5 \cdot 500} = 223,83 \text{ м}^2.$$

Высота труб в теплообменнике:

$$H = \frac{F}{\pi \cdot d_{\text{нар}} \cdot n}, \quad (127)$$

$$H = \frac{223,83}{\pi \cdot 0,06 \cdot 644} = 1,84 \text{ м}.$$

С учетом трубной доски высота теплообменника равна 2 м.

$$m = H/h', \quad (128)$$

$$m = \frac{1,84}{0,87} = 2 \text{ хода.}$$

Теплообменник двухходовый, высота хода 0,87 м.

Ширина теплообменника:

$$a = 23 \cdot 0,09 + 0,5 \cdot 0,09 = 2,115 \text{ м.}$$

Длина теплообменника:

$$h = 28 \cdot 0,09 + 0,5 \cdot 0,09 = 2,565 \text{ м.}$$

## 12 Расчет потерь в газоходе и определение дымовой трубы

### 12.1 Расчет потерь напора в газоходе

Суммарные потери напора в газоходе рассчитываются:

$$\sum h_{\text{пот}} = \sum h_{\text{м.с}} + \sum h_{\text{тр}} + \sum h_{\text{геом}} \quad (129)$$

$\sum h_{\text{м.с}}$  – потери напора на местное сопротивление,

$\sum h_{\text{тр}}$  – потери напора от трения,

$\sum h_{\text{геом}}$  – потери геометрического напора.

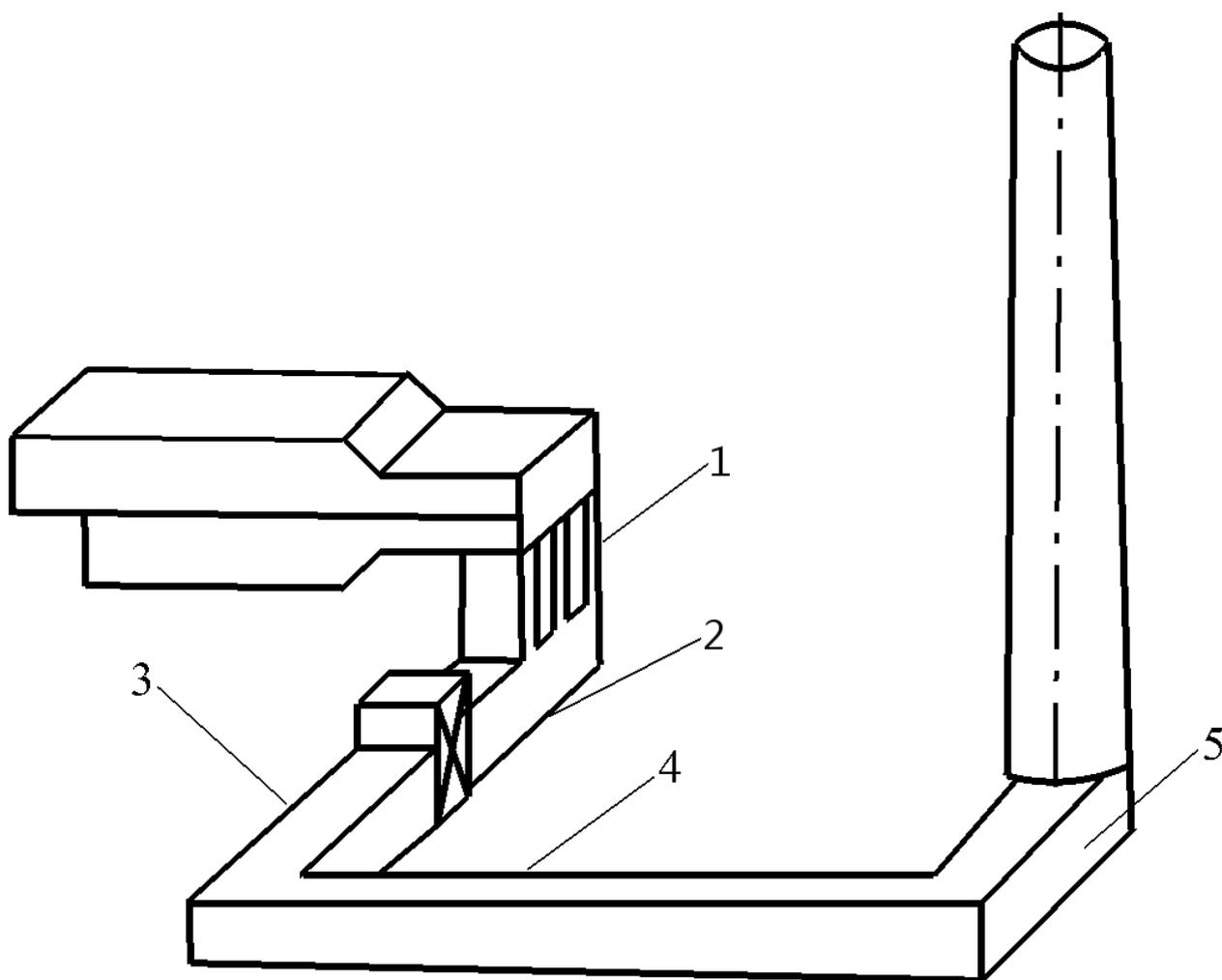


Рисунок 5 Схема дымового тракта методической печи, состоящего из 5 участков

## Потери напора на первом участке газохода

Потери напора на местное сопротивление для первого участка состоят из потерь при входе в отверстие с закругленными краями ( $\xi = 0,12$ ) и при повороте на  $90^\circ$  ( $\xi = 2$ ):

$$h_{\text{м.с}} = \frac{\xi \omega_0^2}{2} \rho_0^r \cdot \left(1 + \frac{t_r}{273}\right), \quad (130)$$

где  $\rho_0^r$  – плотность газа при нормальных условиях:

$$\rho_0^r = \frac{44 \cdot 9,395 + 18 \cdot 17,405 + 28 \cdot 71,482 + 32 \cdot 1,718}{22,4 \cdot 100} = 1,242 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$\omega_0$  – скорость движения газов в газоходе:

$$\omega_0 = 4 \text{ м/с};$$

$\xi$  – коэффициент местных сопротивлений:

$$\xi = 2 + 0,12 = 2,12;$$

$t_r$  – средняя температура в канале. Если учесть, что в первом канале температура дымовых газов понизилась на  $3^\circ\text{C}$ , то

$$t_r = \frac{920 + 917}{2} = 918,5^\circ\text{C},$$

$$h_{\text{м.с}} = \frac{2,12 \cdot 4^2}{2} 1,242 \cdot \left(1 + \frac{918,5}{273}\right) = 91,935 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

Определение потерь на трение:

$$h_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{L}{d_r} \frac{\omega_0^2}{2} \rho_0^r \cdot \left(1 + \frac{t_r}{273}\right), \quad (131)$$

где  $L$  – длина участка:

$$L = 1,7 \text{ м},$$

$d_r$  – гидравлический диаметр газохода:

$$d_r = \frac{4F}{\Pi}, \quad (132)$$

$F = b \cdot h = 1,5 \cdot 3,5 = 5,25 \text{ м}^2$  – площадь поперечного сечения канала,

$$\Pi = 2b + 2h = 2 \cdot 1,5 + 2 \cdot 3,5 = 10 \text{ м},$$

$$d_r = \frac{4 \cdot 5,25}{10} = 2,1 \text{ м}.$$

$\lambda$  – коэффициент трения, определяется в зависимости от режима течения. Для определения режима течения находится критерий Рейнольдса:

$$Re = \omega \cdot d_r / \nu,$$

где  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости при средней температуре дымовых газов  $t_r = 918,5^0C$ :

$$\nu = 156,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с},$$

$\omega = \omega_{од}(1 + \alpha \cdot t_r)$  – скорость дымовых газов с учетом температурного расширения дымовых газов: (133)

$$\omega = 4 \left( 1 + \frac{1}{273} \cdot 918,5 \right) = 17,46 \text{ м/с.}$$

$$Re = 17,46 \cdot \frac{2,1}{156,5 \cdot 10^{-6}} = 2,34 \cdot 10^5,$$

$Re > 10^4$  – режим течения турбулентный.

Коэффициент трения для турбулентного течения определяется:

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}}, \quad (134)$$

$$\lambda = \frac{0,316}{(2,34 \cdot 10^5)^{0,25}} = 0,014,$$

$$h_{тр} = 0,014 \cdot \frac{1,7}{2,1} \cdot \frac{4^2}{2} \cdot 1,242 \cdot \left( 1 + \frac{918,5}{273} \right) = 0,49 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

Так как первый канал расположен горизонтально, то геометрический напор в нем отсутствует.

$$h_{пот} = 91,935 + 0,49 = 92,425 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

Потери напора во втором канале газохода

Потери напора на местное сопротивление для второго участка состоят из потерь от внезапного сужения канала ( $\xi = 0,18$ ) и от внезапного расширения канала ( $\xi = 0,04$ ):

$$h_{м.с} = \frac{\xi \omega_0^2}{2} \rho_0^r \cdot \left( 1 + \frac{t_r}{273} \right), \quad (135)$$

где  $\rho_0^r$  – плотность газа при нормальных условиях:

$$\rho_0^r = \frac{44 \cdot 9,395 + 18 \cdot 17,405 + 28 \cdot 71,482 + 32 \cdot 1,718}{22,4 \cdot 100} = 1,242 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$\omega_0$  – скорость движения газов в газоходе:

$$\omega_0 = 4 \text{ м/с};$$

$\xi$  – коэффициент местных сопротивлений:

$$\xi = 0,18 + 0,04 = 0,22,$$

$t_r$  – средняя температура в канале. Если учесть, что во втором канале температура дымовых газов падает на  $4^{\circ}\text{C}$ , то

$$t_r = \frac{917 + 913}{2} = 915^{\circ}\text{C},$$

$$h_{\text{м.с}} = \frac{0,22 \cdot 4^2}{2} \cdot 1,242 \cdot \left(1 + \frac{915}{273}\right) = 9,51 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

потери напора от трения:

$$h_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{L}{d_r} \frac{\omega_0^2}{2} \rho_0^r \cdot \left(1 + \frac{t_r}{273}\right), \quad (136)$$

где  $L$  – длина участка:

$$L = 1 \text{ м},$$

$d_r$  – гидравлический диаметр газохода:

$$d_r = \frac{4F}{\Pi},$$

$$F = b \cdot h = 1 \cdot 3,5 = 3,5 \text{ м}^2 \text{ – площадь поперечного сечения канала,}$$

$$\Pi = 2b + 2h = 2 \cdot 1 + 2 \cdot 3,5 = 9 \text{ м},$$

$$d_r = \frac{4 \cdot 3,5}{9} = 1,6 \text{ м}.$$

$\lambda$  – коэффициент трения, определяется в зависимости от режима течения.

Критерий Рейнольдса:

$$Re = \omega \cdot d_r / \nu,$$

где  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости при средней температуре дымовых газов  $t_r = 915^{\circ}\text{C}$ :

$$\nu = 155,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с},$$

$\omega = \omega_{\text{од}}(1 + \alpha \cdot t_r)$  – скорость дымовых газов с учетом температурного расширения: (137)

$$\omega = 4 \cdot \left(1 + \frac{1}{273} \cdot 915\right) = 17,4 \text{ м/с.}$$

$$Re = 17,4 \cdot \frac{1,6}{155,7 \cdot 10^{-6}} = 1,79 \cdot 10^5, \text{ режим течения турбулентный.}$$

Коэффициент трения для турбулентного течения определяется:

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}},$$

$$\lambda = \frac{0,316}{(1,79 \cdot 10^5)^{0,25}} = 0,015,$$

$$h_{\text{тр}} = 0,015 \cdot \frac{1}{1,6} \cdot \frac{4^2}{2} \cdot 1,242 \cdot \left(1 + \frac{915}{273}\right) = 0,405 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

потери геометрического напора:

$$h_{\text{геом}} = H \cdot g \cdot \left( \frac{\rho_0^{\text{в}}}{1 + \frac{t_{\text{в}}}{273}} - \frac{\rho_0^{\text{г}}}{1 + \frac{t_{\text{г}}}{273}} \right), \quad (138)$$

$H$  – высота участка:

$$H = 1 \text{ м;}$$

$g = 9,8 \text{ Н/кг}$  – ускорение свободного падения;

$\rho_0^{\text{в}} = 1,293 \text{ кг/м}^3$  – плотность окружающего воздуха;

$t_{\text{в}} = 0^{\circ}\text{C}$  – температура окружающего воздуха;

$$h_{\text{геом}} = 1 \cdot 9,8 \cdot \left( \frac{1,293}{1 + \frac{0}{273}} - \frac{1,242}{1 + \frac{915}{273}} \right) = 9,874 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

$$h_{\text{пот}} = 9,51 + 0,405 + 9,874 = 19,79 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

## Потери напора в теплообменнике

Потери напора на местное сопротивление для теплообменника состоят из потерь от входа в систему каналов (для квадратных отверстий  $\xi = 2,2$ ) и от потерь, выходе из канала ( $\xi = 1$ ):

$$h_{\text{м.с}} = \frac{\xi \omega_0^2}{2} \rho_0^{\Gamma} \cdot \left(1 + \frac{t_{\Gamma}}{273}\right), \quad (139)$$

где  $\rho_0^{\Gamma}$  – плотность газа при нормальных условиях:

$$\rho_0^{\Gamma} = \frac{44 \cdot 9,395 + 18 \cdot 17,405 + 28 \cdot 71,482 + 32 \cdot 1,718}{22,4 \cdot 100} = 1,242 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$\omega_0$  – скорость движения газов в газоходе:

$$\omega_0 = 4 \text{ м/с};$$

$\xi$  – коэффициент местных сопротивлений:

$$\xi = 2,2 + 1 = 3,2;$$

$t_{\Gamma}$  – средняя температура в теплообменнике:

$$t_{\Gamma} = 725,5^{\circ}\text{C},$$

$$h_{\text{м.с}} = \frac{3,2 \cdot 4^2}{2} \cdot 1,242 \cdot \left(1 + \frac{725,5}{273}\right) = 116,29 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

потери напора от трения:

$$h_{\text{тр}} = \lambda \frac{L}{d_{\Gamma}} \frac{\omega_0^2}{2} \rho_0^{\Gamma} \left(1 + \frac{t_{\Gamma}}{273}\right),$$

где  $L$  – длина участка:

$$L = 2 \text{ м},$$

$d_{\Gamma}$  – гидравлический диаметр газохода:

$$d_{\Gamma} = \frac{4F}{\Pi},$$

$$F = b \cdot h = 2,925 \cdot 1,575 = 4,6 \text{ м}^2 \text{ — площадь поперечного сечения}$$

канала,

$$\Pi = 2b + 2h = 2 \cdot 2,925 + 2 \cdot 1,575 = 9 \text{ м},$$

$$d_{\Gamma} = \frac{4 \cdot 4,6}{9} = 2 \text{ м}.$$

Критерий Рейнольдса:

$$Re = \omega \cdot d_r / \nu,$$

где  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости при средней температуре дымовых газов  $t_r = 725,5^{\circ}C$ :

$$\nu = 117 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$\omega = 14,63$  – скорость дымовых газов с учетом температурного расширения;

$$Re = 14,63 \cdot \frac{2}{117 \cdot 10^{-6}} = 2,5 \cdot 10^5,$$

Коэффициент трения для турбулентного течения определяется:

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}},$$

$$\lambda = \frac{0,316}{(2,5 \cdot 10^5)^{0,25}} = 0,014,$$

$$h_{\text{тр}} = 0,014 \cdot \frac{2 \cdot 4^2}{2 \cdot 2} \cdot 1,242 \cdot \left(1 + \frac{725,5}{273}\right) = 0,509 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

потери геометрического напора:

$$h_{\text{геом}} = H \cdot g \cdot \left( \frac{\rho_0^B}{1 + \frac{t_B}{273}} - \frac{\rho_0^r}{1 + \frac{t_r}{273}} \right),$$

$H$  – высота участка:

$$H = 2 \text{ м};$$

$g = 9,8 \text{ Н/кг}$  – ускорение свободного падения;

$\rho_0^B = 1,293 \text{ кг/м}^3$  – плотность окружающего воздуха;

$t_B = 0^{\circ}C$  – температура окружающего воздуха;

$$h_{\text{геом}} = 2 \cdot 9,8 \cdot \left( \frac{1,293}{1 + \frac{0}{273}} - \frac{1,242}{1 + \frac{725,5}{273}} \right) = 18,687 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

$$h_{\text{пот}} = 116,29 + 0,509 + 18,687 = 135,5 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

## Потери напора в третьем канале газохода

Потери напора на местное сопротивление для третьего участка состоят из потерь от внезапного сужения канала ( $\xi = 0,29$ ):

$$h_{\text{м.с}} = \frac{\xi \omega_0^2}{2} \rho_0^\Gamma \cdot \left(1 + \frac{t_\Gamma}{273}\right),$$

где  $\rho_0^\Gamma$  – плотность газа при нормальных условиях:

$$\rho_0^\Gamma = \frac{44 \cdot 9,395 + 18 \cdot 17,405 + 28 \cdot 71,482 + 32 \cdot 1,718}{22,4 \cdot 100} = 1,242 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$\omega_0$  – скорость движения газов в газоходе:

$$\omega_0 = 4 \text{ м/с};$$

$\xi$  – коэффициент местных сопротивлений:

$$\xi = 0,29,$$

$t_\Gamma$  – средняя температура в канале. Если учесть, что во втором канале температура дымовых газов падает на  $4^\circ\text{C}$ , то

$$t_\Gamma = \frac{538 + 534}{2} = 536^\circ\text{C},$$

$$h_{\text{м.с}} = \frac{0,29 \cdot 4^2}{2} \cdot 1,242 \cdot \left(1 + \frac{536}{273}\right) = 8,54 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

потери напора от трения:

$$h_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{L}{d_\Gamma} \frac{\omega_0^2}{2} \rho_0^\Gamma \cdot \left(1 + \frac{t_\Gamma}{273}\right),$$

где  $L$  – длина участка:

$$L = 1 \text{ м},$$

$d_\Gamma$  – гидравлический диаметр газохода:

$$d_\Gamma = \frac{4F}{\Pi},$$

$$F = b \cdot h = 1 \cdot 3,5 = 3,5 \text{ м}^2 \text{ – площадь поперечного сечения канала,}$$

$$\Pi = 2b + 2h = 2 \cdot 1 + 2 \cdot 3,5 = 9 \text{ м},$$

$$d_\Gamma = \frac{4 \cdot 3,5}{9} = 1,6 \text{ м}.$$

$\lambda$  – коэффициент трения, определяется в зависимости от режима течения. Для определения режима течения находится критерий Рейнольдса:

$$Re = \omega \cdot d_r / \nu,$$

где  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости при средней температуре дымовых газов  $t_r = 536^{\circ}C$ :

$$\nu = 82,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с},$$

$\omega = \omega_{\text{од}}(1 + \alpha \cdot t_r)$  – скорость дымовых газов с учетом температурного расширения:

$$\omega = 4 \left( 1 + \frac{1}{273} \cdot 536 \right) = 11,85 \text{ м/с.}$$

$$Re = 11,85 \cdot \frac{1,6}{82,4 \cdot 10^{-6}} = 2,3 \cdot 10^5,$$

Коэффициент трения для турбулентного течения определяется:

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}},$$

$$\lambda = \frac{0,316}{(2,3 \cdot 10^5)^{0,25}} = 0,014,$$

$$h_{\text{тр}} = 0,014 \cdot \frac{1}{1,6} \cdot \frac{4^2}{2} \cdot 1,242 \cdot \left( 1 + \frac{536}{273} \right) = 0,258 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

потери геометрического напора:

$$h_{\text{геом}} = H \cdot g \cdot \left( \frac{\rho_0^{\text{В}}}{1 + \frac{t_{\text{В}}}{273}} - \frac{\rho_0^{\text{Г}}}{1 + \frac{t_{\text{Г}}}{273}} \right),$$

$H$  – высота участка:

$$H = 1 \text{ м};$$

$g = 9,8 \text{ Н/кг}$  – ускорение свободного падения;

$\rho_0^{\text{В}} = 1,293 \text{ кг/м}^3$  – плотность окружающего воздуха;

$t_{\text{В}} = 0^{\circ}C$  – температура окружающего воздуха;

$$h_{\text{геом}} = 1 \cdot 9,8 \cdot \left( \frac{1,293}{1 + \frac{0}{273}} - \frac{1,242}{1 + \frac{536}{273}} \right) = 8,56 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

$$h_{\text{пот}} = 8,54 + 0,258 + 8,56 = 17,36 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

Потери напора в четвертом канале газохода

Потери напора на местное сопротивление для четвертого участка состоят из потерь от поворота на  $90^\circ$  ( $\xi = 2$ ):

$$h_{\text{м.с}} = \frac{\xi \omega_0^2}{2} \rho_0^\Gamma \cdot \left(1 + \frac{t_\Gamma}{273}\right),$$

где  $\rho_0^\Gamma$  – плотность газа при нормальных условиях:

$$\rho_0^\Gamma = \frac{44 \cdot 9,395 + 18 \cdot 17,405 + 28 \cdot 71,482 + 32 \cdot 1,718}{22,4 \cdot 100} = 1,242 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$\omega_0$  – скорость движения газов в газоходе:

$$\omega_0 = 4 \text{ м/с};$$

$\xi$  – коэффициент местных сопротивлений:

$$\xi = 2,$$

$t_\Gamma$  – средняя температура в канале. Если учесть, что в четвертом канале температура дымовых газов падает на  $13,2^\circ\text{C}$ , то

$$t_\Gamma = \frac{534 + 520,8}{2} = 527,4^\circ\text{C},$$

$$h_{\text{м.с}} = \frac{2 \cdot 4^2}{2} 1,242 \cdot \left(1 + \frac{527,4}{273}\right) = 58,262 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

потери напора от трения:

$$h_{\text{тр}} = \lambda \frac{L}{d_\Gamma} \frac{\omega_0^2}{2} \rho_0^\Gamma \cdot \left(1 + \frac{t_\Gamma}{273}\right),$$

где  $L$  – длина участка:

$$L = 6,6 \text{ м},$$

$d_\Gamma$  – гидравлический диаметр газохода:

$$d_\Gamma = \frac{4F}{\Pi},$$

$$F = b \cdot h = 1,3 \cdot 1,4 = 1,82 \text{ м}^2 \text{ – площадь поперечного сечения канала,}$$

$$\Pi = 2b + 2h = 2 \cdot 1,3 + 2 \cdot 1,4 = 5,4 \text{ м},$$

$$d_r = \frac{4 \cdot 1,82}{5,4} = 1,35 \text{ м.}$$

$\lambda$  – коэффициент трения, определяется в зависимости от режима течения. Для определения режима течения находится критерий Рейнольдса:

$$Re = \omega \cdot d_r / \nu,$$

где  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости при средней температуре дымовых газов  $t_r = 527,4^{\circ}C$  (Рис 8.6/5/):

$$\nu = 81 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с},$$

$\omega = \omega_{\text{од}}(1 + \alpha \cdot t_r)$  – скорость дымовых газов с учетом температурного расширения:

$$\omega = 4 \left( 1 + \frac{1}{273} \cdot 527,4 \right) = 11,73 \text{ м/с.}$$

$$Re = 11,73 \cdot \frac{1,35}{81 \cdot 10^{-6}} = 1,955 \cdot 10^5,$$

Коэффициент трения для турбулентного течения определяется:

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}},$$

$$\lambda = \frac{0,316}{(1,955 \cdot 10^5)^{0,25}} = 0,015$$

$$h_{\text{тр}} = 0,015 \cdot \frac{6,6}{1,35} \frac{4^2}{2} 1,242 \cdot \left( 1 + \frac{527,4}{273} \right) = 2,136 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

Потери геометрического напора отсутствуют.

$$h_{\text{пот}} = 58,262 + 2,136 = 60,4 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

Потери напора в последнем канале газохода

Потери напора на местное сопротивление для пятого участка состоят из потерь от поворота на  $90^{\circ}$  ( $\xi = 2$ ), и потерь, образующихся при выходе из канала ( $\xi = 1$ ).

$$h_{\text{м.с}} = \frac{\xi \omega_0^2}{2} \rho_0^r \cdot \left( 1 + \frac{t_r}{273} \right),$$

где  $\rho_0^r$  – плотность газа при нормальных условиях:

$$\rho_0^r = \frac{44 \cdot 9,395 + 18 \cdot 17,405 + 28 \cdot 71,482 + 32 \cdot 1,718}{22,4 \cdot 100} = 1,242 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$\omega_0$  – скорость движения газов в газоходе:

$$\omega_0 = 4 \text{ м/с};$$

$\xi$  – коэффициент местных сопротивлений:

$$\xi = 2 + 1 = 3,$$

$t_r$  – средняя температура в канале. Если учесть, что в пятом канале температура дымовых газов падает на  $120^\circ\text{C}$ , то

$$t_r = \frac{520,8 + 400,8}{2} = 460,8^\circ\text{C},$$

$$h_{\text{м.с}} = \frac{3 \cdot 4^2}{2} 1,242 \cdot \left(1 + \frac{460,8}{273}\right) = 80,12 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

потери напора от трения:

$$h_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{L}{d_r} \frac{\omega_0^2}{2} \rho_0^r \cdot \left(1 + \frac{t_r}{273}\right),$$

где  $L$  – длина участка:

$$L = 60 \text{ м},$$

$d_r$  – гидравлический диаметр газохода:

$$d_r = \frac{4F}{\Pi},$$

$$F = b \cdot h = 1,5 \cdot 1,4 = 2,1 \text{ м}^2 \text{ – площадь поперечного сечения канала,}$$

$$\Pi = 2b + 2h = 2 \cdot 1,5 + 2 \cdot 1,4 = 5,8 \text{ м},$$

$$d_r = \frac{4 \cdot 2,1}{5,8} = 1,45 \text{ м}.$$

$\lambda$  – коэффициент трения, определяется в зависимости от режима течения. Для определения режима течения находится критерий Рейнольдса:

$$Re = \omega \cdot d_r / \nu,$$

где  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости при средней температуре дымовых газов  $t_r = 460,8^\circ\text{C}$ :

$$\nu = 69,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с},$$

$\omega = \omega_{\text{од}}(1 + \alpha \cdot t_{\Gamma})$  – скорость дымовых газов с учетом температурного расширения:

$$\omega = 4 \left( 1 + \frac{1}{273} \cdot 460,8 \right) = 10,75 \text{ м/с.}$$

$$Re = 10,75 \cdot \frac{1,45}{69,9 \cdot 10^{-6}} = 2,23 \cdot 10^5,$$

Коэффициент трения для турбулентного течения определяется:

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}},$$

$$\lambda = \frac{0,316}{(2,23 \cdot 10^5)^{0,25}} = 0,015,$$

$$h_{\text{тр}} = 0,015 \cdot \frac{60}{1,45} \frac{4^2}{2} \cdot 1,242 \cdot \left( 1 + \frac{460,8}{273} \right) = 16,02 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

Потери геометрического напора отсутствуют.

$$h_{\text{пот}} = 80,12 + 16,02 = 96,04 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

Суммарные потери давления на пути газа от печи до трубы:

$$\sum h_{\text{пот}} = 92,425 + 19,79 + 135,5 + 17,36 + 60,4 + 96,04 = 421,515 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

### 13.2 Расчет высоты дымовой трубы

Высота дымовой трубы находится из выражения:

$$1,3 \sum h_{\text{пот}} = H(\rho_t^{\text{в}} - \rho_t^{\text{г}})g - \frac{\omega_{02}^2 - \omega_{01}^2}{2} \rho_0^{\text{г}}(1 + \alpha \cdot \bar{t}_{\Gamma}) - \frac{\omega_{02}^2}{2} \rho_0^{\text{г}}(1 + \alpha \cdot t_{2\Gamma}) - \lambda \frac{H \cdot \bar{\omega}_0^2}{d_{\text{ср}}} \rho_0^{\text{г}}(1 + \alpha \cdot \bar{t}_{\Gamma}), \quad (140)$$

где 1,3 – коэффициент увеличения  $h_{\text{пот}}$  в случае форсированной работы печи,

$$\sum h_{\text{пот}} = 421,515 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

Приближенное значение высоты дымовой трубы:

$$H = 80 \text{ м.}$$

Температура на входе в дымовую трубу равна  $400,8^{\circ}\text{C}$ , падение температуры в дымовой трубе составит  $80^{\circ}\text{C}$ . Температура на выходе из дымовой трубы равна:

$$t_{2r} = 320,8^{\circ}\text{C}.$$

Средняя температура газов на высоте дымовой трубы:

$$\bar{t}_r = \frac{t_{2r} + t_r}{2} = \frac{400,8 + 320,8}{2} = 360,8^{\circ}\text{C},$$

$$\rho_t^B = \frac{\rho_0^B}{1 + \frac{t_B}{273}} = \frac{1,293}{1 + \frac{0}{273}} = 1,293 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad (141)$$

$$\rho_t^r = \frac{\rho_0^r}{1 + \frac{\bar{t}_r}{273}} = \frac{1,243}{1 + \frac{370,8}{273}} = 0,527 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

$\omega_{01}$  – скорость дымовых газов на входе в дымовую трубу.

Так как площадь основания дымовой трубы равна площади сечения четвертого участка газохода, то диаметр основания равен:

$$d_{\text{осн}} = \sqrt{4 * \frac{2,1}{3,14}} = 1,63\text{м},$$

Диаметр устья дымовой трубы в 1,5 раза меньше диаметра основания:

$$d_{\text{уст}} = d_{\text{осн}}/1,5 = 1,09\text{м}.$$

Средний диаметр трубы:

$$d_{\text{ср}} = (d_{\text{уст}} + d_{\text{осн}})/2, \quad (142)$$

$$d_{\text{ср}} = \frac{1,09 + 1,63}{2} = 1,36 \text{ м}.$$

$\omega_{01}$  – скорость газов на входе в дымовую трубу:

$$\omega_{01} = \frac{V_{\text{од}}}{F_{\text{осн}}}, \quad (143)$$

$$\omega_{01} = \frac{5,666}{2,1} = 2,7 \text{ м/с}.$$

$\omega_{02}$  – скорость газов на выходе из дымовой трубы:

$$\omega_{02} = \frac{V_{\text{од}}}{F_{\text{уст}}} = \frac{V_{\text{од}} \cdot 4}{\pi \cdot d_{\text{уст}}^2}, \quad (144)$$

$$\omega_{02} = \frac{5,666 \cdot 4}{\pi \cdot 1,09^2} = 6,07 \text{ м/с.}$$

$$\bar{\omega}_0 = \frac{\omega_{02} + \omega_{01}}{2}, \quad (145)$$

$$\bar{\omega}_0 = \frac{6,07 + 2,7}{2} = 4,385 \text{ м/с.}$$

$$Re = \omega \cdot d_{cp} / \nu,$$

где  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости при средней температуре дымовых газов  $t_r = 360,8^\circ\text{C}$ :

$$\nu = 55 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с},$$

$\omega = \bar{\omega}_0(1 + \alpha \cdot t_r)$  – скорость дымовых газов с учетом температурного расширения:

$$\omega = 4,385 \left( 1 + \frac{1}{273} \cdot 370,8 \right) = 10,34 \text{ м/с.}$$

$$Re = 10,34 \cdot \frac{1,36}{55 \cdot 10^{-6}} = 2,52 \cdot 10^5,$$

Коэффициент трения для турбулентного течения определяется:

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}},$$

$$\lambda = \frac{0,316}{(2,52 \cdot 10^5)^{0,25}} = 0,014.$$

Высота дымовой трубы находится из выражения:

$$1,3 \sum 421,515 = H(1,293 - 0,414)9,8 - \frac{6,07^2 - 2,7^2}{2} 1,242 \left( 1 + \frac{360,8}{273} \right) - \frac{6,07^2}{2} 1,242(1 + 320,8/273) - 0,014 \frac{H * 4,65^2}{1,36} 1,242(1 + 360,8/273)$$

Высота дымовой трубы  $H = 80,32 \text{ м}$ .

Разница ориентировочной и найденной высоты дымовой трубы составляет:

$$\Delta H = 80,32 - 80 = 0,32 \text{ м},$$

Что не превышает заданной погрешности.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе выполнен расчет методической толкательной печи, производительностью 75 т/ч, применяемой для нагрева бронзовых слитков прямоугольного сечения.

Определены размеры рабочего пространства. Ширина составляет 7,95 м, длина – 17,77 м.

Так как перепад температур в центре и на поверхности слитков равен 100 °С в конце сварочной зоны и составляет больше заданного значения 50 °С назначается томильная зона, в которой металл выдерживается такое время, чтобы разность температур уменьшилась до заданной величины.

Стены печи рассчитаны двухслойные. После слоя огнеупорного материала, в качестве которого используется шамот, выкладывают слой теплоизоляционного материала – диатомита.

Для определения времени нагрева слитков использовались графические зависимости Будрина. Полное время нагрева заготовок составило 2 часа 14 минут.

При проектировании печи составлен тепловой баланс с целью определения расхода топлива 0,553 м<sup>3</sup>/с. Для организации процесса горения устанавливаются 6 горелочных устройств с внешним перемешиванием типа «труба в трубе» – ДВБ 225/45.

С целью повышения КПД печи, температуры горения топлива и снижения его расхода теплота уходящих дымовых газов утилизируется в рекуперативном теплообменнике. Теплообменник рассчитан двухходовый, высота хода 0,87 м. Ширина теплообменника – 2,115 м, длина теплообменника – 2,565 м

Найдены суммарные потери давления на пути газа от печи до трубы – 421,515 Па и определена высота дымовой трубы – 80,32 м.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Методическое указание по курсовому проектированию. Проектирование топливных нагревательных печей. Сост. О. Г. Шишканов; КГТУ. Красноярск, 1997. 56 с.
2. В. А. Кулагин, О. Г. Шишканов, В. П. Тимофеев. Высокотемпературные теплотехнологические процессы и установки. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2001. 347с.
3. В. А. Кривандин, И. Н. Неведомская, В. В. Кобахидзе и др. Metallургическая теплотехника М.: Metallургия, 1986. 592с.
4. Б. Ф. Зобнин, М. Д. Казяев, Б. И. Китаев и др. Тепотехнические расчеты metallургических печей. М., Metallургия, 1982. 360 с.
5. Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Котельные установки и парогенераторы. Тепловой расчет парового котла. Красноярск; ИПЦ КГТУ, 2005. 96 с.
6. Филимонов Ю.П., Громова Н.С., Топливо и печи. М.: Metallургия, 1987.320с
7. Тренес В. Промышленные печи. В 2 т. 3-е изд. М.: Metallургиздат, 1964.
8. Миткалинный В.И., Кривандит В.А. Metallургические печи: Атлас. М.: Metallургия, 1998. 41с.
9. Б.М. Соболев, Ю.Н. Мансуров, Хейн Вин Зо, С.Б. Марьин Расчет плавильных и нагревательных печей. - Комсомольск-на-Амуре: ФГБОУ ВПО «КНАГТУ», 2015. - 131 с.
10. Соболев, Б.М. Расчеты нагревательных печей: учеб.пособие/ Б.М. Соболев. – Комсомольск-на-амуре : ГОУВПО «КНАГТУ». 2009. -70с
11. Гусовский, В.Л. Теплотехника Выбор и расчет элементов печей: учеб. метод. пособие/ В.Л. Гусовский МИСиС 2002
12. Бельский В.И. Промышленные печи и трубы. Изд. 2-е, испр. И доп. / В.И. Бельский, Б.В. Сергеев. – М.: Стройиздат, 1974. – 301 с.
13. Тайц Н.Ю. Методические нагревательные печи. / Н.Ю. Тайц, Ю.И. Розенгарт – М.: Metallургиздат, 1964. – 408 с.

14. Кривандин В.А. Metallургическая теплотехника. В 2-х томах. Т.2. Конструкция и работа печей / В.А. Кривандин, И.Н. Неведомская, В.В. Кобахидзе и др. – М.: Metallургия, 1986. – 592 с.
15. В. П. Линчевский. Нагревательные печи. Metallургиздат, 1948.
16. Н. И. Иванов, А. М. Кулаков. Рациональное сжигание топлива в metallургических печах. Metallургиздат, 1948.
17. Ю. Г. Назмеев, И. А. Конахина. Теплоэнергетические системы и энергобалансы промышленных предприятий. МЭИ, 2002.

Министерство науки и высшего образования РФ  
Федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение высшего образования  
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

институт

Теплотехники и гидрогазодинамики

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой



подпись

В.А. Кулагин

инициалы, фамилия

«30»

июня

2023 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

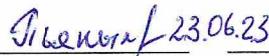
13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

код - наименование направления

Расчет методической печи производительностью 75 т/ч

тема

Руководитель

 23.06.23

подпись, дата

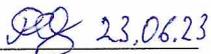
доцент, к. т. н.

должность, ученая степень

Т.А. Пьяных

инициалы, фамилия

Выпускник

 23.06.23

подпись, дата

В.А. Раговский

инициалы, фамилия

Красноярск 2023