Библиотека СОК

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования

«ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Б.Б. Овечкин

Основы теплотехники. Перенос энергии и массы

Учебное пособие

Издательство ТПУ
Томск 2009

УДК 669.041 (075.8)
О-31

Овечкин Б.Б.

О-31 Основы теплотехники. Перенос энергии и массы: учебное пособие./Б.Б.Овечкин. – Томск: Изд-во ТПУ, 2006. – 106 с.

В учебном пособии даны представления о получении тепловой энергии, видах передачи тепла (теплопроводность, конвекция, излучение), механике печных газов, тепловой работе печей, конструкциях и оборудовании металлургических печей.

Пособие предназначено для студентов, обучающихся по направлению 150600 «Материаловедение и технология новых материалов», специальности 150501 «Материаловедение в машиностроении».

УДК 669.041 (075.8)

Рекомендовано к печати Редакционно-издательским советом
Томского политехнического университета

Рецензенты

Доктор физико-математических наук,
профессор Томского государственного университета
С.Н. Кульков

Кандидат технических наук,
старший научный сотрудник ИФПМ СО РАН
А.Г. Мельников

© Томский политехнический университет, 2006
© Оформление. Издательство ТПУ, 2006
© Овечкин Б.Б., 2006

Содержание

Учебное пособие....1
Рецензенты....3
Введение....5
1. Топливо и его горение....6
1.1. Вид и состав топлива....6
1.2. Характеристика жидкого топлива....8
1.3. Газообразное топливо....9
1.4. Расчеты горения топлива....11
1.4.1. Определение расхода воздуха на горение топлива....13
1.4.2. Состав и количество продуктов сгорания топлива....15
1.4.3. Теплота сгорания топлива....17
1.4.4. Расчет температуры горения топлива....18
2. Основы механики печных газов....20
2.1. Основные законы газового состояния....20
2.2. Уравнение Бернулли....21
2.3. Измерение напоров....23
2.4. Потери энергии при движении газа по трубам и каналам....25
2.5. Движение газа с низкой скоростью в каналах....28
2.6. Расчет дымовой трубы....30
3. Теплопередача....33
3.1. Общие сведения....33
3.2. Перенос тепла теплопроводностью в твердых телах....35
3.3. Передача тепла излучением....46
3.4. Конвективный тепло-и массообмен....62
4. Нагревательные устройства....67
4.1. Классификация и общая характеристика работы печей....67
4.2. Тепловой баланс и расход топлива....71
4.3. Расчет электропечей и нагревательных элементов....74
4.4. Рекуперативные теплообменники....77
4.5. Устройства для сжигания топлива....84
4.6. Измерение температуры....90
5. Вопросы экологии при использовании теплоты....100
5.1. Токсичные газы продуктов сгорания....100
5.2. Воздействие токсичных газов....102
5.3. Последствия парникового эффекта....104
Библиографический список....106

ВВЕДЕНИЕ

Теплотехника – наука, которая изучает методы получения, преобразования, передачи и использования теплоты, а также принципы действия и конструктивные особенности тепловых машин, аппаратов и устройств. Теплота используется во всех областях деятельности человека. Для установления наиболее рациональных способов её использования, анализа экономичности рабочих процессов тепловых установок и создания новых, наиболее совершенных типов тепловых агрегатов необходима разработка теоретических основ теплотехники. Различают два принципиально разных направления использования теплоты – *энергетическое* и *технологическое*. Энергетическое направление предполагает преобразование теплоты в механическую работу, с помощью которой в генераторах создается электрическая энергия, удобная для передачи на расстояние. Теплоту при этом получают сжиганием топлива в котельных установках или непосредственно в двигателях внутреннего сгорания. Технологическое: теплота используется для направленного изменения свойств различных тел (расплавления, затвердевания, изменения структуры, механических, физических, химических свойств).

Печная теплотехника – наука, изучающая теплотехнические и некоторые сопутствующие им процессы, протекающие в печах (горение топлива, теплопередачу, движение газов и материалов), методы их расчета и принципы конструирования печей различного назначения, в частности печей, используемых в черной и цветной металлургии, а также в машиностроении. Рассматриваемая дисциплина тесно связана с курсом физики и с курсами химического цикла (общая химия, физическая химия и т.д.). Однако, если в курсах физики и химии процессы теплопередачи, движения газов и горения излагаются в общем виде, то в данном пособии теплопередача, механика газов и теория горения рассматриваются применительно к процессам, происходящим в печах различного назначения.

1. ТОПЛИВО И ЕГО ГОРЕНИЕ

1.1. Вид и состав топлива

Основным источником тепловой энергии на Земле является Солнце, но его лучистая энергия используется еще незначительно. В больших размерах используется энергия ветра, движение воды, атомная энергия. Но все же основное количество тепловой энергии получают в результате использования ископаемых топлив: угля, торфа, нефти, природного газа.

Топливом называется горючее вещество, выделяющее при сгорании значительное количество теплоты и используемое в качестве источника получения тепловой энергии в энергетических, промышленных и отопительных установках.

В зависимости от типа реакций, в результате которых выделяется теплота из топлива, различают *органическое* и *ядерное топливо*. В органических топливах теплота выделяется в результате химических реакций окисления его горючих составляющих при участии кислорода, а в ядерных топливах – в результате распада (деления) ядер тяжелых элементов (урана, плутония и т.д.). В настоящее время и по прогнозам до 2030 года органическое топливо является основным источником тепловой энергии для промышленного использования (табл. 1.1)

Таблица 1.1

Потребление органического топлива в конце XX века

Потребитель	Вид топлива		
	Твердое	Жидкое	Газообразное
Во всем мире, млрд т у.т.	3.21	4.29	2.66
Россия, млн т у.т.	226	232	503

Примечание: у.т. – условного топлива.

Топливо по агрегатному состоянию подразделяют на твердое, жидкое и газообразное, по происхождению – на естественное и искусственное (табл. 1.2). Топливо состоит из горючих (углерода – C, водорода – H, серы – S), негорючих – балласта элементов (азота – N и кислорода – O), золы – A и влаги – W.

Элементарный состав топлива дается в процентах по отношению к массе топлива. При этом различают *рабочую*, *сухую*, *горючую* и *органическую* массу топлива. Топливо, содержащее все составляющие, называется *рабочим.* Состав *рабочей, горючей, сухой и органической* массы обозначается, соответственно, индексами *р, с, г, о* и описывается следующими выражениями:

$$C^p + H^p + S^p + N^p + O^p + A^p + W^p = 100\ \%\ ;$$

$$C^c + H^c + S^c + N^c + O^c + A^c = 100\ \%;$$

$$C^г + H^г + S^г + N^г + O^г = 100\ \%;$$

$$C^o + H^o + N^o + O^o = 100\ \%.$$

Таблица 1.2

Классификация органических топлив по агрегатному состоянию и происхождению

Агрегатное состояние	Происхождение	
	Естественное	Искусственное
Твердое	Древесина, торф, бурые и каменные угли, антрацит, горючие сланцы	Древесный уголь, полукокс, кокс, угольные и торфяные брикеты
Жидкое	Нефть	Бензин, керосин, реактивное, дизельное топливо, мазут, смолы
Газообразное	Природный газ	Газы: коксовый, генераторный, доменный, газ полукоксования и др.

Коэффициенты пересчета состава топлива из одной массы в другую приведены в табл. 1.3.

Таблица 1.3

Коэффициенты пересчета состава топлива из одной массы в другую

Заданная масса топлива	Масса топлива, на которую ведется пересчет			
	органическая	горючая	сухая	рабочая
органическая	1	$\frac{100 - S^o}{100}$	$\frac{100 - (S^C + A^C)}{100}$	$\frac{100 - (S^P + A^P + W^P)}{100}$
горючая	$\frac{100}{100 - S^o}$	1	$\frac{100 - A^C}{100}$	$\frac{100 - (A^P + W^P)}{100}$
сухая	$\frac{100}{100 - (S^o - A^C)}$	$\frac{100}{100 - A^C}$	1	$\frac{100 - W^P}{100}$
рабочая	$\frac{100}{100 - (S^P + A^P + W^P)}$	$\frac{100}{100 - (A^P + W^P)}$	$\frac{100}{100 - W^P}$	1

C – углерод, является основным носителем теплоты: при горении 1 кг углерода выделяется 34 000 кДж теплоты. В мазуте может содержаться до 85 %. Углерод может образовывать органические соединения с водородом и другими элементами топлива.

H – водород, второй наиболее важный элемент топлива. При горении 1 кг водорода выделяется 125 500 кДж теплоты, т.е. в 4 раза

больше, чем при горении углерода. В жидких топливах его содержится 10÷11 %.

S – сера, обычно входит в состав углеводородов (до 4 % и более). При ее горении выделяется большое количество теплоты, однако наличие серы является нежелательным. Продукты сгорания серы неблагоприятно отражаются на стойкости печного оборудования, качестве изделий, атмосфере окружающего воздуха. Сера в топливе может находиться в трёх видах:

- *Органическая сера* S_o – соединения серы с другими элементами топлива.
- *Колчеданная сера* $S_к – FeS_2$.
- *Сульфатная сера* $S_c – FeSO_4$, $CaSO_4$ …

N и O – азот и кислород, содержатся в топливе в небольших количествах, редко превышающих 3 %. Являются *негорючими* составляющими (балласт топлива), входящими в состав сложных органических кислот и фенолов.

W – влага топлива, содержится в трех видах:

- *Внешняя влага* – удаляется при естественной сушке топлива без подогрева – $W_{ВН}$.
- *Гигроскопическая влага* – $W_Г$, которая остается в топливе после естественной сушки. При нагреве топлива выше 105°С получают так называемое абсолютно сухое топливо, из которого удалена $W_{ВН}$ и $W_Г$.
- *Пирогенетическая влага (влага сухого разложения)* – образуется в результате взаимодействия водорода и кислорода топлива.

Влага – нежелательная составляющая часть топлива, требует большого количества тепла для ее испарения и нагрева до температуры печных газов.

A – зола топлива, нежелательная составляющая часть топлива.

- Минеральные примеси *(CaO,* Al_2O_3*, MgO…)* понижают процентную долю горючей части топлива.
- С золой увлекаются несгоревшие частицы топлива.
- Нагрев золы требует затраты тепла.
- При большом содержании золы усложняется обслуживание топочных устройств.

1.2. Характеристика жидкого топлива

Твердое топливо в настоящее время применяется в весьма ограниченных количествах в нагревательных устройствах. Использовать природную нефть в нагревательных печах невыгодно, т.к. из неё путем перегонки получают целый ряд ценных продуктов: бензин,

керосин и др. Для нагревательных печей имеет значение только *мазут*. Элементарный состав мазута почти постоянен и в среднем имеет

$$86\ \%\ C\ ,\ \sim 13\ \%\ H \text{ и } \sim 1{,}5\ \%\ (N+O).$$

Качество жидкого топлива определяется составом, теплотворной способностью, температурой вспышки и воспламенения, температурой застывания, вязкостью, содержанием серы, влажностью и зольностью.

Температурой вспышки называется та температура, при которой происходит вспышка смеси паров с воздухом.

Температурой воспламенения называется температура, при которой горючее выделяет достаточное количество паров для *непрерывного* горения.

Температурой застывания считают температуру, при которой жидкое топливо делается вязким, теряет свою подвижность и застывает. В значительной мере это определяется содержанием парафина в топливе.

Вязкость является показателем внутренних сил трения, возникающих при относительном движении частиц жидкости, и зависит от сил взаимодействия между отдельными молекулами жидкости. Вязкость измеряется отношением времени истечения определенного количества жидкого топлива через определенное отверстие постоянного диаметра ко времени истечения такого же количества воды через такое же отверстие. Прибор – вискозиметр. При сжигании мазута требуется его хорошее распыливание, чего можно добиться только при снижении вязкости. Это достигается подогревом топлива. Влажность мазута обычно 1÷2 %, содержание золы – сотые и тысячные доли процента.

В настоящее время в связи с сокращением природных запасов нефти и резкого подорожания ее добычи, использование жидкого топлива становится экономически невыгодным.

1.3. Газообразное топливо

Газообразное топливо представляет собой смесь горючих и негорючих газов. Горючая часть состоит из углеводородов $CmHn$, водорода H_2, окиси углерода CO и сернистого водорода H_2S. В состав негорючих элементов входит азот N_2, углекислый газ CO_2 и кислород O_2. Состав газообразного топлива задается в объемных долях и в общем виде можно записать следующим образом:

$$CmHn + H_2 + CO + H_2S + O_2 + N_2 + CO_2 + \ldots = 100\ \%.$$

Составы природного и искусственного газообразных топлив различны. *Природный газ* характеризуется высоким содержанием метана (CH_4) до 93÷98 % , а также небольшого количества других

углеводородов: этана *(C_2H_6),* пропана *(C_3H_8),* бутана *(C_4H_{10}),* этилена *(C_2H_4)* и пропилена *(C_3H_6)*. При сгорании 1м^3 *CH_4* выделяется 35 800 кДж этилена *(C_2H_4)* – 59 000 кДж теплоты. *Коксовый газ* может содержать до 50–60% водорода *H_2,* он в 14.5 раз легче воздуха. При сгорании 1м^3 *H_2* выделяется 10 800 кДж теплоты. В основном горючие газы содержат небольшое количество водорода. *Доменный газ* в своем составе может содержать до 30 % и более окиси углерода *CO*. При сгорании 1м^3 *CO* выделяется 12 770 кДж теплоты. Этот газ без цвета и запаха, очень ядовит. Вдыхание воздуха, содержащего 0.5 % CO, в течение 5–6 минут может привести к смертельному риску.

Некоторые газы содержат в своем составе сернистый водород *H_2S* – тяжелый газ с неприятным запахом, обладающий высокой токсичностью. Он вызывает коррозию металлических частей печи и газопроводов, которая усиливается при наличии в газе кислорода и влаги. При сгорании 1м^3 *H_2S* выделяется 23 400 кДж теплоты.

Остальные газы *$O_2 + N_2 + CO_2$* и пары воды *W* являются балластом. Их присутствие понижает температуру горения топлива. Содержание кислорода больше 0.5 % в топливе считается опасным по условиям охраны труда. В искусственных газах содержание горючих составляющих (водорода и окиси углерода) достигает 25÷45 %, в балласте преобладают азот и углекислота – 55÷75 %. Количество пыли, сажи, смол, а иногда и влаги, содержащееся в газах, обычно выражают в г/м^3. Содержание влаги в газе зависит от его температуры (табл. 1.4).

Таблица 1.4

Содержание влаги в газе от температуры

t, °C	0	10	20	30	40	50	60	70	80
g, г/м^3	4.8	9.8	18.9	35.1	63.1	111.4	196	361	716

Чтобы определить объем влаги в газе в %, необходимо выполнить следующие действия. 1 г·моль H_2O занимает объем 22.4×10^{-3} м^3.

Обозначим:

$H_2O^{в.г}$ – объемное содержание влаги во влажном топливе, %;

$g^{в.г}_{н_2о}$ – массовое содержание влаги, г/м^3.

Грамм-моль воды весит 18 г. Определим массу водяного пара в 1м^3 влажного газа.

$$g^{в.г}_{H_2O} = \frac{18}{22.4\times10^{-3}} \cdot \frac{H_2O}{100} = 8.036 \quad _2 \quad , \text{г/м}^3 . \qquad (1)$$

Масса водяного пара, отнесенная к сухому газу:

$$g_{H_2O}^{с.г} = g_{H_2O}^{в.г}\frac{100}{100 - H_2O} = \frac{803.6}{\frac{100}{H_2O} - 1}, \text{ г/м}^3 . \quad (2)$$

Таким образом, объем влаги в газе можно определить по формуле $H_2O^{в.г} = \frac{g_{H_2O}^{в.г}}{8.036}$, % из уравнения (1), если известно $g_{н2о}^{в.г}$ или по формуле $H_2O^{в.г} = \frac{100 g_{H_2O}^{с.г}}{8.036 + g_{H_2O}^{с.г}}$, % из уравнения (2), если известно $g_{н2о}^{с.г}$.

По известному объему водяных паров можно вычислить состав влажного газа

$$X^{в.г} = K \times X^{с.г},$$

где $X^{в.г}$ и $X^{с.г}$ – содержание какой-либо составляющей, например метана (CH_4), во влажном и сухом газах; K – поправочный коэффициент.

$$K = \frac{100 - H_2O^{в.г}}{100}.$$

1.4. Расчеты горения топлива

Горение топлива – химические реакции соединения горючих элементов топлива с окислителем при высокой температуре, сопровождающиеся интенсивным выделением теплоты. В качестве окислителя используют кислород. Процессы горения разделяют на 2 группы:

- *гомогенное* горение – горение газообразных горючих (характеризуется системой «газ + газ»);
- *гетерогенное* горение – горение твердых и жидких горючих (характеризуется системой «твердое тело + газ» или «жидкость + газ»).

Процесс горения может протекать с разной скоростью – от медленного до мгновенного горения. Медленное горение – самовозгорание твердого топлива при его хранении на складах. Мгновенное горение представляет собой взрыв. В теплоэнергетических установках практическое значение имеет такая скорость реакции, при которой происходит устойчивое горение, т.е. при постоянной подаче в зону горения топлива и окислителя. При этом соотношение концентрации топлива и окислителя должно быть определенным. При нарушении этого соотношения (богатая смесь, бедная смесь) скорость реакции снижается и уменьшается тепловыделение на единицу объема. Горение – это в основном химический процесс, т.к. в результате его

протекания происходят качественные изменения состава реагирующих масс. Но в то же время химическая реакция горения сопровождается различными физическими явлениями: перенос теплоты, диффузионный перенос реагирующих масс и др. Время горения топлива складывается из времени протекания физических ($\iota_{физ}$) и химических процессов ($\iota_{хим}$):

$$\iota_{гор} = \iota_{физ} + \iota_{хим} .$$

Время протекания физических процессов состоит из времени, необходимого для смешивания топлива с окислителем ($\iota_{см}$), и времени, в течение которого топливо (воздушная смесь) подогревается до температуры воспламенения ($t_н$):

$$\iota_{физ} = \iota_{см} + \iota_{н} .$$

Время горения ($\iota_{гор}$) определяется скоростью наиболее медленного процесса.

Горение жидкого топлива

Основным жидким топливом, используемым в теплоэнергетике и промышленной теплотехнике, является мазут. В установках небольшой мощности также используют смесь технического керосина со смолами. Наибольшее применение получил метод сжигания в распыленном состоянии. Этот метод позволяет значительно ускорить сгорание и получить высокие тепловые напряжения вследствие увеличения площади поверхности контакта топлива с окислителем. Процесс горения жидкого топлива можно разделить на следующие стадии:

- нагревание и испарение топлива;
- образование горючей смеси;
- воспламенение горючей смеси от постороннего источника (искры, раскаленной спирали и т.п.);
- собственно горение смеси.

Горение газообразного топлива

Минимальная температура, при которой происходит воспламенение смеси газа с воздухом, называется *температурой воспламенения*. Значение этой температуры для различных газов неодинаково и зависит от теплофизических свойств горючих газов, содержания горючего в смеси, условий зажигания, условий отвода теплоты в каждом конкретном устройстве и т.д. Горючий газ в смеси с окислителем сгорает в факеле. Различают два метода сжигания газа в факеле – *кинетический* и *диффузионный*. При кинетическом сжигании до начала горения газ предварительно смешивается с окислителем. Газ и окислитель подаются сначала в смешивающее устройство горелки. Горение смеси осуществляется вне пределов смесителя. При этом

скорость горения не должна превышать скорости химических реакций горения $\iota_{гор} = \iota_{хим}$. Диффузионное горение происходит в процессе смешивания горючего газа с воздухом. Газ поступает в рабочий объем отдельно от воздуха. Скорость процесса будет ограничена скоростью смешивания газа с воздухом $\iota_{гор} = \iota_{физ}$. Кроме этого существует смешанное (диффузионно-кинетическое) горение. При этом газ предварительно смешивается с некоторым количеством воздуха, затем полученная смесь поступает в рабочий объем, где отдельно подается остальная часть воздуха.

1.4.1. Определение расхода воздуха на горение топлива

Горючие вещества топлива взаимодействуют с кислородом воздуха в определенном количественном соотношении. Расход кислорода и количество получающихся продуктов сгорания рассчитывают по *стехиометрическим уравнениям* горения, которые записывают для 1 к·моля каждой горючей составляющей. Для расчета горения примем, что воздух состоит из 21 % O_2 и 79 % N_2. Отсюда $K = 3.76$ (79:21). При использовании сухого воздуха реакции полного горения горючих составляющих *жидкого топлива* состава:

$$C^p + H^p + S^p + N^p + A^p + W^p = 100\ \%$$

имеют вид:

$$C + O_2 + kN_2 = CO_2 + kN_2 + Q_1,$$
$$S + O_2 + kN_2 = SO_2 + kN_2 + Q_2,$$
$$2H_2 + O_2 + kN_2 = 2\,H_2O + kN_2 + Q_3.$$

На горение 1 к·моля углерода затрачивается 1 к·моль кислорода объемом 22.4 м^3. Определим расход кислорода на 1 кг углерода – 22.4/12 = 1.867 м^3/кг. Аналогично для серы – 22.4/32 = 0.7 м^3/кг, водорода – 22.4/2x2 = 5.6 м^3/кг. Кислород также содержится в топливе и его тоже надо учесть: $V_{O_2}^{топ} = \frac{22.4}{32} O^p$. Выразим расход кислорода, необходимого для полного горения 1 кг жидкого топлива в м^3/кг, с учетом кислорода топлива:

$$V_{O_2}^{возд} = 0.01(1.867\ S^P + 5.6\ O^P + 0.7\ O^P - 0.7\ O^P),\ м^3.$$

В это выражение состав топлива подставляют в %. Чтобы получить размерность расхода кислорода в м^3/кг топлива перед скобкой ставят сомножитель 0.01.

Теоретический расход сухого воздуха для полного горения 1 кг топлива

$$L_O = (1 + k)V_{O_2},\ м^3.$$

Если для горения используется влажный воздух, то объем влаги воздуха $V_{H_2O}^{возд} = \frac{22.4}{18 \cdot 1000} \cdot g_{H_2O}^{с.в} = 0.00124 g_{H_2O}^{с.в}$, м³.

Теоретический расход влажного воздуха составит

$$L_o^{в.в} = (1 + 0.00124 \cdot g_{H_2O}^{св}) L_o, \text{ м}^3. \quad (1.1)$$

Для газообразного топлива расход воздуха определяют из объемных долей горючих компонентов газа с использованием стехиометрических реакций. В общем случае имеем газообразное топливо состава:

$$C_mH_n + CO + H_2 + H_2S + CO_2 + SO_2 + O_2 + N_2 + ... = 100\ \%.$$

Запишем реакции полного горения:

$C_mH_n + (m+n/4)\ (O_2 + kN_2) = m\ CO_2 + n/2H_2O + (m+n/4)\ kN_2 + Q_1,$

$CO + 0.5\ (O_2 + kN_2) = CO_2 + 0.5kN_2 + Q_2,$

$H_2 + 0.5\ (O_2 + kN_2) = H_2O + 0.5kN_2 + Q_3,$

$H_2S + 1.5\ (O_2 + kN_2) = H_2O + SO_2 + 1.5kN_2 + Q_4.$

Теоретически необходимый расход кислорода для горения единицы топлива:

$$V_{O_2} = 0.01\left[0.5(CO + H_2 + 3H_2S) + \left(m + \frac{n}{4}\right)C_mH_n - O_2\right], \text{ м}^3.$$

Теоретический расход сухого воздуха для полного горения 1 м³ топлива:

$$L_{O\text{Э}} = (1 + k)V_{O_2}, \text{ м}^3.$$

Теоретический расход влажного воздуха составит:

$$L_o^{в.в} = (1 + k)(1 + 0.00124 \cdot q_{H_2O}^{св})V_{O_2}, \text{ м}^3. \quad (1.2)$$

Количество воздуха, рассчитываемого по формулам (1.1) и (1.2), называется теоретически необходимым. То есть $L_o^{в.в}$ представляет собой минимальное количество воздуха, необходимое для обеспечения полного сгорания 1 кг (1м³) топлива, при условии, что при горении используется весь содержащийся в топливе и подаваемый вместе с воздухом кислород. В реальных условиях из-за технических трудностей ощущается местный недостаток или избыток окислителя (воздуха), в результате ухудшается полное горение топлива. Поэтому воздух подается в большем количестве по сравнению с его теоретическим количеством L_O. Отношение *действительного расхода воздуха* L_α к

теоретически необходимому количеству L_o называется *коэффициентом расхода воздуха α:*

$$\alpha = \frac{L_\alpha}{L_o} \quad \text{или} \quad L_\alpha = \alpha \cdot L_0 .$$

α – зависит от вида топлива, конструкции топливосжигающего устройства (горелки или форсунки), температуры подогрева воздуха и газа. Коэффициент расхода воздуха должен быть оптимальным. Если $\alpha > \alpha_{опт}$, то увеличивается расход воздуха, объем продуктов сгорания. Для их перемещения по системе газоходов печи потребуется дополнительные затраты энергии. Увеличиваются потери теплоты с газами, уходящими из печи, снижается температура. Если $\alpha < \alpha_{опт}$ – неполное сгорание топлива (в продуктах сгорания – CO, H_2, CH_4). При высоких температурах некоторые составляющие продуктов сгорания диссоциируют ($CO_2 \rightarrow CO^+ + O$). При полном сгорании в продуктах горения содержатся CO, $H_2O_{пар}$, SO_2, N_2.

Таблица 1.5

Выбор коэффициента расхода воздуха

Топливо	Топливосжигающее устройство	α	$\frac{q_3}{Q_H^p} 100\%$
Доменный, газогенераторный, коксодоменный, природный газ	Длиннопламенные горелки *	1.15 – 1.30	2 – 3
Все виды газообразного топлива	Короткопламенные горелки **	1.05 – 1.15	1 – 2
Мазут, смола	Форсунки ***	1.15 – 1.35	2 – 3

* Применять значения коэффициента расхода воздуха (α) меньшее для горелок и форсунок, дающих лучшее перемешивание топлива с воздухом, большее при худшем перемешивании.

** В термических печах короткопламенные горелки рекомендуется направлять на кладку, например, на свод и использовать косвенную передачу тепла металлу или производить полное сжигание топлива до выхода газов в рабочее пространство.

*** В термических печах мазут рекомендуется сжигать в топках, отделенных от рабочего пространства.

1.4.2. Состав и количество продуктов сгорания топлива

Состав и количество продуктов сгорания газообразного топлива

Из уравнений реакций горения газов в продуктах полного горения содержатся $RO_2 = (CO_2 + SO_2)$, водяной пар и азот, м^3.

$$V_{RO_2} = 0.01\left(mCmHn + CH_4 + CO + SO_2 + H_2S + CO_2\right).$$

Водяной пар образуется при горении углеводородов, водорода и сероводорода. В продукты горения также перейдет влага газа и воздуха

$$V_{H_2O} = 0.01\left(\frac{n}{2}CmHn + H_2 + H_2S + 0.124\left(g^{c.г} + g^{c.в}L_0\right)\right)$$

Объем азота (учитывает объем азота газа и объем азота воздуха, перешедшего в дым)

$$V_{N_2} = 0.01N_2 + kV_{O_2},\ м^3.$$

Тогда объем влажных продуктов сгорания, при α =1,

$$V_o^{в.д} = V_{RO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2}$$

Если α>1, то дополнительно в продуктах сгорания будет содержаться избыток O_2, N_2 и H_2O.

$$V_\alpha^{в.д} = V_o^{в.д} + (\alpha - 1)V_{O_2} + k(\alpha - 1)V_{O_2} + 0.00124g_{H_2O}^{с.в}(1 + K)(\alpha - 1)V_{O_2}$$

Состав и количество продуктов сгорания жидкого топлива.

Из уравнений реакций горения мазута в продуктах полного горения содержатся $RO_2 = (CO_2 + SO_2)$, водяной пар и азот. При горении 1 к·моля C образуется 1 к·моль CO_2 ,объем которого 22.4 м^3. Поэтому на 1 кг C образуется $\frac{22.4}{12} = 1.867 м^3 CO_2$. При горении 1 кг серы S – 0.7 м^3SO_2 (22.4:32). Объем

$$V_{RO_2} = 0.01\left(1.867C^P + 0.7S^P\right),\ м^3.$$

Определим количество влаги в продуктах сгорания. Влага вносится с топливом W^P и с воздухом. В случае, если мазут распыливается паром, в продукты сгорания вносится влага, затраченная на распыление мазута $W^Ф$. На распыление 1 кг мазута затрачивают 1.24 м^3 пара (22.4/18). Если в воздухе содержится g г/м^3 пара, то количество влаги, вносимое с воздухом,

$$V_{H_2O}^{возд} = \frac{22.4g}{18 г\ 1000}(1 + k)V_{O_2} = 0.00124(1 + k)gV_{O_2},\ м^3.$$

Влага, вносимая с топливом,

$$V_{H_2O}^{топ} = 0.01\left(1.24\left(W^P + W^Ф\right)\right).$$

При горении H_2 образуется 2 моля H_2O. На 1 кг H_2 образуется $\frac{2\times 22.4}{2\times 2} = 11.2$ кг пара. Суммарное количество водяного пара в продуктах горения:

$$V_{H_2O} = 0.01\left(11.2H^P + 1.24\left(W^{P\Phi} + W\right)\right) + 0.124g(1+k)V_{O_2}, \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Помимо RO_2 и H_2O в продуктах сгорания находится азот, поступающий из топлива и воздуха:

$$V_{N_2}^{mon} = 0.01\left(\frac{22.4}{28}N^p\right) = 0.01\left(0.8N^p\right), \quad V_{N_2}^{воз} = kV_{O_2}.$$

Объем азота в продуктах сгорания:

$$V_{N_2} = 0.01\left(0.8N^p\right) + kV_{O_2}.$$

Тогда объем влажных продуктов сгорания, при $\alpha = 1$,

$$V_o^{в.д} = V_{RO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2}.$$

Объем влажных продуктов сгорания при $\alpha>1$ увеличится в результате дополнительного введения избыточного O_2, N_2 и H_2O.

$$V_\alpha^{в.д} = V_0^{в.д} + (\alpha - 1)V_{O_2} + k(\alpha - 1)V_{O_2} +$$

$$+ 0.00124g_{H_2O}^{с.в}(1+K)(\alpha - 1)V_{O_2}.$$

1.4.3. Теплота сгорания топлива

Одной из основных характеристик любого вида топлива является теплота сгорания, т.е. то *количество теплоты*, которое может быть получено при полном сгорании единицы массы или объема топлива. Полным сгоранием называется такое, при котором горючие компоненты топлива *C, H* и *S* полностью окисляются кислородом. Теплоту сгорания твердого и жидкого топлива относят к 1 кг, а газового – к 1 м^3 при нормальных условиях. Различают *низшую* $Q^p_н$ и *высшую* $Q^p_в$ теплоту сгорания. В высшую теплоту сгорания входит количество теплоты, которое может быть выделено при конденсации водяных паров, находящихся в продуктах сгорания топлива. Влага в продуктах сгорания жидкого топлива образуется при горении H^P, а также W^P. В продукты горения попадает и влага воздуха, однако ее обычно не учитывают. При содержании в топливе H^p кг водорода при горении образуется $9H^p$ кг влаги. При этом в продуктах сгорания содержится $(9H^p + W^P)$ кг влаги. На превращение 1кг влаги в парообразное состояние затрачивается 2 500 кДж теплоты. Если конденсация паров воды не произойдет, то теплота, затраченная на испарение влаги, не будет использована. В этом случае получаем низшую теплоту сгорания.

Обычно так и происходит. Поэтому основной характеристикой топлива является $Q^p_н$. Теплота сгорания может быть отнесена к любой массе топлива, но чаще всего ее относят к рабочей.

$$Q^p_н = Q^p_в - 25(9H^p - W^p)\ ,\ кДж/кг.$$

При известном элементарном составе твердого и жидкого топлив теплоту их сгорания (кДж/кг) определяют по эмпирической формуле, предложенной Д.И.Менделеевым:

$$Q^p_н = 340C^p + 1035H^p - 109(O^p - S^p) - 25W^p,\ кДж/кг.$$

Теплоту сгорания сухого газа (кДж/м^3) определяют по объемному составу (в %), и известной теплоте сгорания компонентов:

$$Q^p_н = 358CH_4 + 640C_2H_6 + 915C_3H_8 + 1190C_4H_{10} + 1465\ C_5H_{12} + 127CO + 108H_2 + 234H_2S,\ кДж/м^3.$$

Если в состав газа входят неизвестные углеводородные компоненты (при условии, что содержание метана известно), то сумму углеводородов условно принимают как содержание этана C_2H_4. Для сравнения различных видов топлива по их тепловому эффекту вводят понятие условного топлива, теплота сгорания которого принята равной 29300 кДж/кг. Отношение $Q^p_н$ данного топлива к $Q_{у.т}$ условного топлива называется *топливным эквивалентом* Э. Тогда для расчета расхода натурального топлива $B_н$ в условное $B_{у.т}$, достаточно величину $B_н$ умножить на эквивалент Э, т.е.

$$B_{у.т} = B_{у.т} \times Э = B_{у.т} \times (Q^p_н / Q_{у.т}).$$

1.4.4. Расчет температуры горения топлива

Теоретическая температура горения – это наивысшая температура продуктов сгорания при достаточном расходе воздуха (при α=1) с учетом химического недожога продуктов сгорания:

$$T_o = \frac{Q^p_н + q_т + q_в - q_{здис}}{C^t_o \cdot V_\alpha},\ град.,$$

где $q_т$ – физическая теплота единицы топлива, кДж/кг(м^3);

$q_в$ – физическая теплота воздуха, расходуемого на горение единицы топлива, Дж/кг(м^3);

$q_{здис}$ – потери теплоты в результате диссоциации двуокиси углерода и водяного пара, кДж/кг(м^3);

V_α – объем продуктов сгорания, м^3;

C_o^t – средняя теплоемкость продуктов сгорания в интервале температур, $\frac{кДж}{м^{3o}C}$.

Поскольку в уравнении два неизвестных $C_o^t = f(t_o)$, для облегчения расчета его преобразуют:

$$T_o C_o^t = \frac{Q_н^p + q_т + q_в - q_{здис}}{V_\alpha} = \frac{Q_н^p}{V_\alpha} + \frac{q_т}{V_\alpha} + \frac{q_в}{V_\alpha} - \frac{q_{здис}}{V_\alpha}.$$

Теплосодержание продуктов сгорания.

$$i = i_{хт} + i_{в} + i_{дис},$$

$$i + i_{дис} = i_x + i_m + i_в = i_{общ}.$$

По известному теплосодержанию, с помощью ($i - t$)-диаграмм (рис. 1.1) определяют температуру горения.

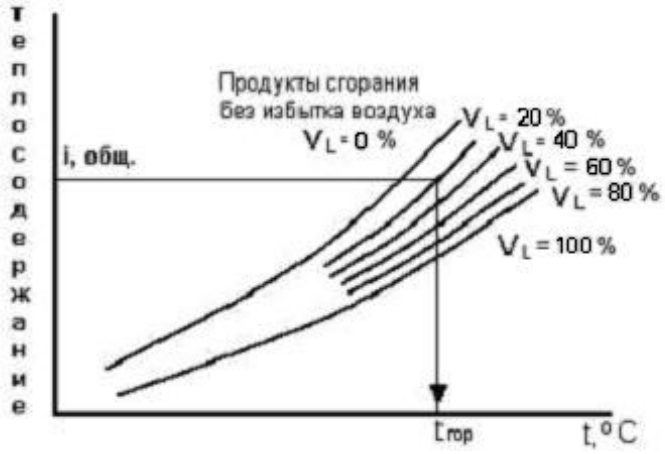


Рис. 1.1. Общий вид (i – t)-диаграмм

Содержание избыточного воздуха $V_L = \frac{L_\alpha - L_o}{V_\alpha} \cdot 100\%$.

Практическая температура $t_n = \eta \cdot t_o$, где η – пирометрический коэффициент (эмпирическая величина).

2. ОСНОВЫ МЕХАНИКИ ПЕЧНЫХ ГАЗОВ

Для нормальных условий эксплуатации печей необходимо с минимальными затратами подавать в печь необходимое количество топлива и воздуха и удалять из нее отработанные газы. Интенсивность теплообмена между газами и нагреваемым металлом зависит от характера движения газового потока.

В нагревательных печах на поду поддерживается, как правило, нулевое или небольшое положительное давление печных газов. При отрицательном давлении холодный воздух подсасывается в печь, что вызывает охлаждение и окисление нагреваемого металла. При избыточном давлении печь «газит», что ухудшает условия труда.

Теорией и практикой установлено, что многие законы гидравлики – науки о движении жидкости – могут быть применимы и к печным газам. Знание этих законов и умелое их применение позволяет определять размеры печей и их основных частей, вычислять затраты энергии на перемещение газов, влиять на скорость и качество нагрева металла.

Движение газа вследствие разности плотностей отдельных его слоев называют *свободным или естественным.* Движение газа под действием разности давлений, вызванной внешними причинами (вентиляторами, горелками, форсунками и т.д.) называют *принудительным или искусственным.*

2.1. Основные законы газового состояния

Закон Бойля–Мариотта для постоянной температуры газа может быть выражен так:

$$P_1V_1 = P_2V_2 = const\,,$$

где P_1 – давление, V_1 – объем первого состояния газа;

P_2 – давление, V_2 – объем второго состояния газа.

Процессы при $T = const$ называются *изотермическими.*

Если давление газа постоянно, то зависимость его объема от температуры описывается *законом Гей-Люссака:*

$$V_2 = V_1(1 + \beta t\ ),$$

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{1 + \beta t_2}{1 + \beta t_1} = \frac{273 + t_2}{273 + t_1} = \frac{T_2}{T_1},$$

где β – коэффициент объемного расширения газа при постоянном давлении, одинаковый для всех газов и равный $\frac{1}{273} K^{-1}$.

Процессы при $P = const$ называются *изобарическими*.

Изменение давления газа от его температуры (при постоянном объеме) описывается *законом Шарля:*

$$P_2 = P_1(1 + \beta t),$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{T_1}{T_2}.$$

Процессы при $V = const$ называются *изохорическими.*

Закон Клапейрона объединяет перечисленные законы:

$$\frac{P_1V_1}{T_1} = \frac{P_2V_2}{T_2} = const.$$

Для данной массы газа произведение давления на объем, деленное на абсолютную температуру, величина постоянная.

2.2. Уравнение Бернулли

Вопрос о давлении в движущемся потоке жидкости или газа был впервые изучен членом Российской академии наук Д. Бернулли. Уравнение Бернулли выражает баланс энергии для несжимаемой жидкости, отнесенной к массе 1 кг движущейся жидкости.

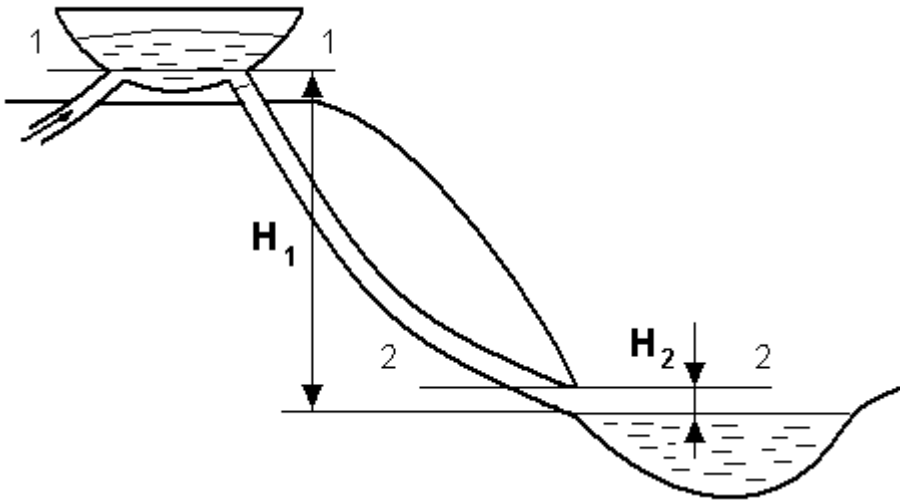


Рис. 2.1. Схема к выводу уравнения Бернулли

Кинетическая энергия 1 кг жидкости в сечении 1–1 (рис. 2.1):

$$L_{кин} = \frac{mW_1^2}{2} = \frac{W_1^2}{2}, \text{ т.к. } m = 1,$$

где W_1 – скорость потока в сечении 1–1, м/с.

Потенциальная энергия давления может быть определена следующим образом. Давление жидкости на дно сосуда – P_1, Па. Если

на дне сосуда выделим площадку площадью 1 м^2, с высотой столба жидкости 1 м, то масса жидкости в этом объеме будет равна плотности – $\rho_{ж}$. Тогда потенциальная энергия давления, отнесенная на 1 кг массы жидкости будет: $L_{пот.давл} = \frac{P_1}{\rho}$, где ρ – плотность потока.

Потенциальная энергия 1 кг жидкости в сечении 1–1 $L_{пот} = gH_1$. Следовательно, 1 кг массы жидкости в сечении 1-1 обладает запасом энергии $\frac{W_1^2}{2} + \frac{1}{\rho} + gH_1$, в сечении 2–2 – $\frac{W_2^2}{2} + \frac{2}{\rho} + gH_2$. На пути движения жидкости от сечения 1–1 до 2–2 теряется энергия $L_{пот.эн} = \lambda \frac{W^2}{2}$, где λ – коэффициент трения, W – средняя скорость движения. Из закона сохранения энергии *уравнение Бернулли*:

$$\frac{W_1^2}{2} + \frac{P_1}{\rho} + gH_1 = \frac{W_2^2}{2} + \frac{P_2}{\rho} + gH_2 + \lambda \frac{W^2}{2} = const .$$

Уравнение Бернулли можно применить и для движущегося газа (рис. 2.2). Для газов баланс энергии относят не к 1 кг, а к 1 м^3 газа, для чего все члены уравнения нужно умножить на плотность газа ρ .

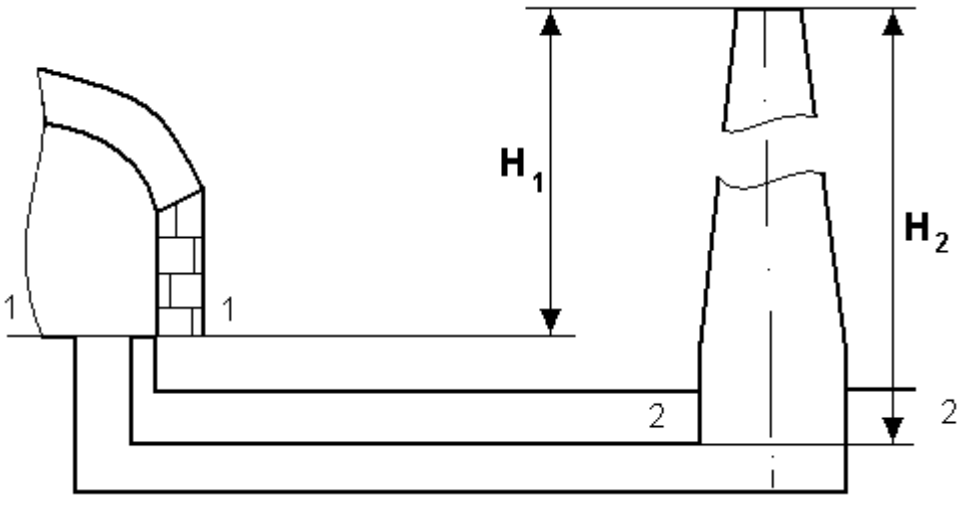


Рис. 2.2. Схема к выводу уравнения Бернулли (применительно к печным газам)

$$\frac{W_1^2}{2}\rho + P_1 + \rho gH_1 = \frac{W_2^2}{2}\rho + P_2 + \rho gH_2 + \lambda\frac{W^2}{2}\rho . \qquad (2.1)$$

Для окружающего воздуха при тех же условиях уравнение Бернулли имеет вид

$$P_{1в} + \rho_{1в}gH_1 = P_{2в} + \rho_{2в}gH_2 . \qquad (2.2)$$

Чтобы заменить абсолютное давление $\boldsymbol{P}_1$ и $\boldsymbol{P}_2$ избыточным, под действием которого газы перемещаются по каналам, нужно из первого вычесть второе.

$$\frac{W_1^2}{2}\rho + (P_1 - P_{1в}) + (\rho - \rho_{1в})gH_1 = \frac{W_2^2}{2}\rho + (P_2 - P_{2в}) + (\rho - \rho_{2в})gH_2 + \lambda\frac{W^2}{2}\rho .$$

Для газов принято измерять высоту H не вверх, а вниз от некоторого уровня, принимаемого за нулевой. С учетом этого уравнение Бернулли имеет вид

$$\frac{W_1^2}{2}\rho + (P_1 - P_{1B}) + (\rho_{1B} - \rho)gH_1 = \frac{W_2^2}{2}\rho + (P_2 - P_{2B}) + (\rho_{2B} - \rho)gH_2 + \lambda\frac{W^2}{2}\rho .$$

С аэродинамической точки зрения

$\frac{W_1^2}{2}\rho , \frac{W_2^2}{2}\rho$ называются скоростными или динамическими напорами в сечениях 1–1 и 2–2 и обозначают $h_{1дин}$, $h_{2дин}$;

$(P_1 - P_{1_B}),(P_2 - P_{2_B})$ – пьезометрические или статические напоры в тех же сечениях – $h_{1ст}$, $h_{2ст}$;

$(\rho_{1B} - \rho)gH_1,(\rho_{2B} - \rho)gH_2$ – геометрические напоры $h_{1геом}$, $h_{2геом}$;

$\lambda\frac{W^2}{2}\rho$ – потерянный напор $h_{пот}$.

Тогда уравнение Бернулли можно записать:

$$h_{1дин} + h_{1ст} + h_{1геом} = h_{2дин} + h_{2ст} + h_{2геом} + h_{пот} = const .$$

Следовательно, сумма напоров в одном сечении потока газа равна сумме напоров в другом (последующем) сечении канала.

2.3. Измерение напоров

При эксплуатации печей и газопроводов часто возникает необходимость в измерении напора газов (Па). Замеряют его часто с помощью U-образных трубок (рис. 2.3), заполненных водой. 1мм вод.ст. соответствует давлению 9.81 Па (Н/м^2), а 1Па = 0.102 мм вод.ст.

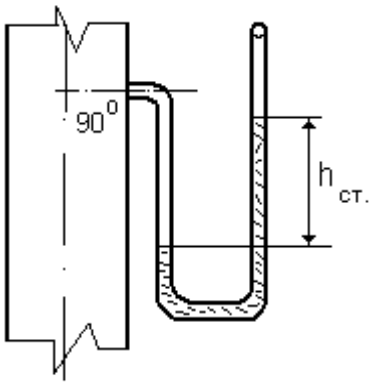


Рис. 2.3. Схема устройства для измерения статического напора

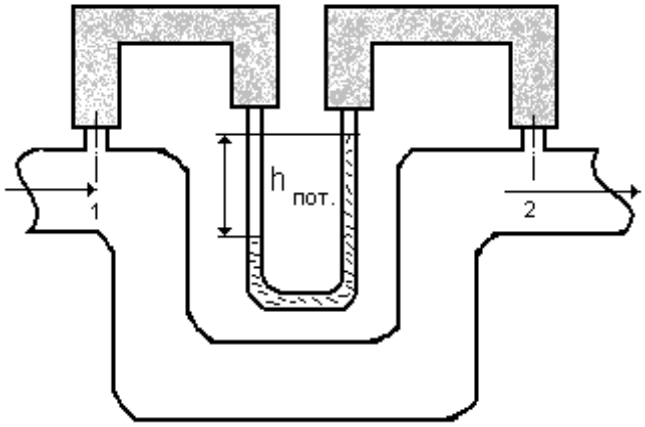


Рис. 2.4. Схема устройства для измерения потерянного напора

Для определения потерь напора на границах канала постоянного сечения используют следующую схему (рис. 2.4):

$$h_{пот} = (h_{1\,ст} + h_{1дин}) - (h_{2\,ст} + h_{2дин}).$$

Динамический или скоростной напор замеряют с помощью напорной трубки Пито–Прандтля (рис. 2.5).

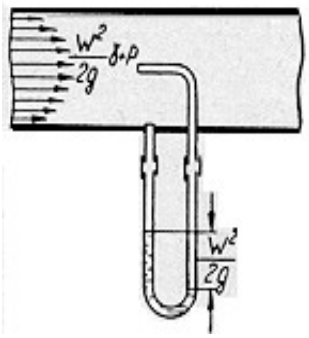


Рис. 2.5. Схема устройства для измерения динамического напора

С помощью напорной трубки можно найти скорость движения газов

$$W = \sqrt{\frac{2h_{дин}}{\rho}}\ , \text{м/с}.$$

Умножив среднюю скорость движения газа на сечение канала ω , можно определить расход газа $V = W \times \omega$, м^3/с.

Если температура газа отлична от 0°С, то плотности и скорости необходимо пересчитать на нормальные условия:

$$\rho_o = \rho_t (1 + \beta t), W_o = \frac{W_t}{1 + \beta t}\ , \text{где } \beta = \frac{1}{273}.$$

Геометрический напор нельзя измерить непосредственно, т.к. он зависит от разности плотности воздуха и газа, которую, можно вычислить, зная температуру газов.

При движении газов по полостям печей происходят постоянные превращения одного вида напора в другой. Если говорить об изотермическом течении газа, то превращения их обратимы, за исключением той части, которая теряется. На потери напора

расходуется динамическое давление, которое при движении газа постоянно возобновляется за счет запаса пьезометрического давления.

Важнейшей инженерной задачей является сведение к минимуму потерь давления при движении газа. Поэтому изучение причин потерь давления является весьма важным.

2.4. Потери энергии при движении газа по трубам и каналам

Потери энергии, отнесенные к 1 кг движущегося газа, называют потерями напора; потери, отнесенные к 1м^3 , называют потерями давления. Потери энергии существенно зависят *от характера движения* газа. Различают слоистое или ламинарное движение от турбулентного или вихреобразного. Условия существования ламинарного и турбулентного движений были установлены Рейнольдсом (1883 г.). Он доказал, что характер движения газа (жидкости) зависит от соотношения сил инерции и сил внутреннего трения в потоке. Это соотношение характеризуется некоторым безразмерным комплексом, называемым критерием Рейнольдса.

$$Re = \frac{\omega d \rho}{\mu} = \frac{\omega d \gamma}{\eta_t} = \frac{\omega_o d \gamma_o}{\eta_t} = \frac{\omega d}{\nu},$$

где ω – скорость движения газа, м/с;

d – толщина потока, м^2;

ρ – плотность газа (жидкости), кг/м^3;

μ – коэффициент динамической вязкости, кг с/м^2;

η_t – коэффициент внутреннего трения при температуре газа = $t_г$,

$$\eta_t = \eta_o \frac{1 + \frac{C}{273}}{1 + \frac{C}{T}} \sqrt{\frac{T}{273}};$$

$\nu = \frac{\mu}{\rho}$ – коэффициент кинематической вязкости.

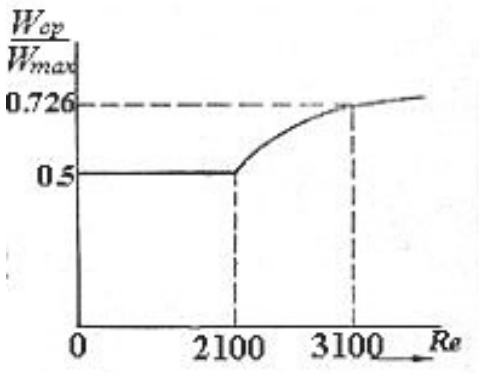


Рис. 2.6. Отношение средней скорости потока в круглой трубе к скорости на оси трубы (в зависимости от числа Re)

В круглых трубах поток при значениях Re < 2100 является ламинарным; при Re > 2300 течение становится турбулентным (рис. 2.6). Как видно из критерия, жидкости с большими скоростями и толщинами потока и малой вязкостью свойственно турбулентное движение, и наоборот.

$$\omega_{кр} = \frac{Re\, \nu}{d}.$$

Распределение скоростей по поперечному сечению потока, а также потери напора различны при ламинарном и турбулентном характере движения потока (рис. 2.7).

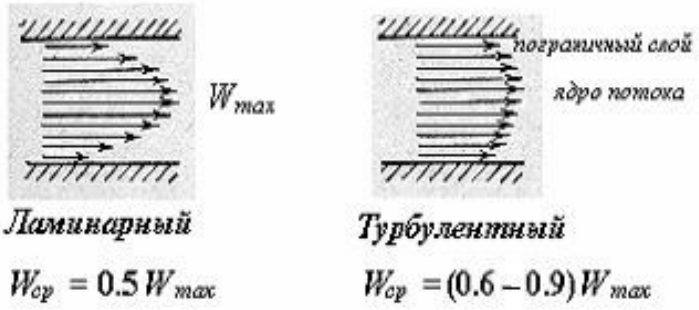


Рис. 2.7. Распределение скоростей потока по сечению трубы

Потери напора движущегося потока

Потери динамического напора при движении потока связаны *с трением* его о стенки, что сопровождается переходом кинетической энергии в тепловую, и потери на преодоление *местных сопротивлений*.

Потери напора на трение ($h_{тр.}$) определяют по формуле Жираро:

$$h_{тр} = \lambda \frac{W^2}{2} \rho \frac{l}{d_{экв}} = \lambda \frac{W_o^2}{2} \rho_o (1 + \beta t) \frac{l}{d_{экв}},$$

где λ – коэффициент трения, W – действительная скорость потока, ρ – плотность потока, l – длина канала, β – коэффициент объемного расширения газа, $d_{экв}$ – эквивалентный диаметр канала ($d_{экв} = \frac{4F}{S}$), где F – сечение канала, S – периметр.

Для прямоугольных каналов $d_{экв} = 2ab/a+b$. Коэффициент трения λ – функция относительной шероховатости (ε) и критерия Рейнольдса.

$\varepsilon = \frac{\Delta}{d_{экв}}$, где Δ – средняя высота выступов (бугорков) на стенках канала.

Таблица 2.1

Коэффициент трения о стенки канала

Каналы	λ
Гладкие металлические	0.025
Шероховатые металлические	0.040
Кирпичные и бетонные	0.050

Потери напора возникают при изменении направления движения потока или вследствие изменения поперечного сечения канала (рис. 2.8). При изменении направления движения потока или сечения канала изменяются эпюры скоростей по сечению потока. Это сопровождается, также как и при трении потока о стенки канала, потерями кинетической энергии потока, необратимо переходящими в теплоту. Такие потери принято называть *местными*. Движение потока в прямых каналах с постоянным сечением сопровождаются только сопротивлением трению и распределены по всему каналу.

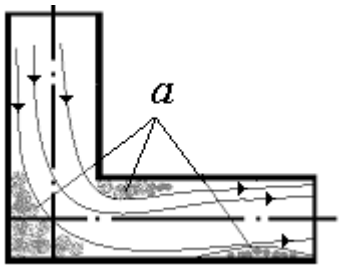


Рис. 2.8. Изменение направления движения потока (a – мертвое пространство, заполненное малоподвижной жидкостью или газом)

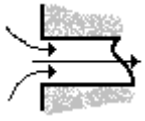
Суммарное аэродинамическое сопротивление движению газов состоит из сопротивлений трению и местных сопротивлений:

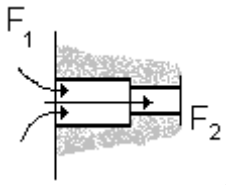
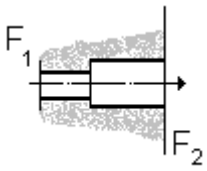
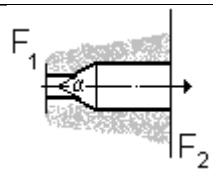
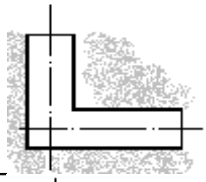
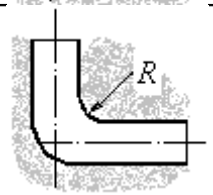
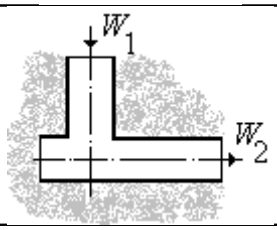
$$h = K\frac{W^2}{\rho},$$

где K – безразмерный коэффициент местного сопротивления, определяющий долю динамического напора, необходимую для преодоления потоком того или иного местного сопротивления. Потери на изменение сечения канала следует вычислять по скорости в меньшем сечении.

Таблица 2.2

Определение коэффициента местного сопротивления

Местное сопротивление	Эскиз	К	Примечание
1	2	3	4
Вход потока в канал с острыми кромками		0.5	К = 0.20 при закругленных кромках

1	2	3	4
Внезапное сужение канала		$0.5(1-F_2/F_1)^2$	
Внезапное расширение канала		$(1-F_1/F_2)^2$	
Постепенное расширение канала		$(1-F_1/F_2)^2 \mathrm{Sin}\ \alpha$	
Поворот на 90°		1.0	
Плавный поворот		0.15	R = 2d
Поворот с нишей		2.00	$W_1 = W_2$

2.5. Движение газа с низкой скоростью в каналах

Газ в рабочем пространстве печей и дымовых каналах (боровах), как правило, движется при относительно невысоких скоростях и небольших перепадах давления (до 100 Па). Изменение давления такого порядка практически не влияет на плотность газа, поэтому при расчетах печных газов обычно применяют уравнение Бернулли. Изменением плотности газа от воздействия температуры обычно пренебрегают, и расчет ведут на плотность газа при среднестатистической температуре.

Равновесие газа

Рассмотрим распределение потенциальной энергии внутри некоторого объема покоящегося газа (рис. 2.9). В этом случае его

скорость и работа трения равна нулю, следовательно из уравнения Бернулли получаем:

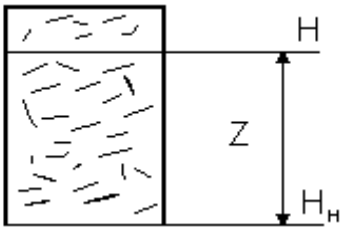


Рис. 2.9. Схема распределения давления в печи

$$\rho g(H_2 - H_1) + P_2 - P_1 = 0. \qquad (3)$$

Пусть H_2 и P_2 будут переменной высоты и переменной давления (Н и Р), а H_1 и P_1 – их начальными значениями ($H_н$ и $P_н$). Если обозначим $H - H_н = Z$, то уравнение (3) примет вид $P = P_н - \rho gZ$. Видно, что давление газа падает с высотой. Температура газа в печи выше, чем температура окружающего воздуха, и следовательно плотность воздуха больше плотности газа. Как будет распределяться избыточное давление на стенки сосуда, заполненного газом, более легким, чем окружающий воздух?

Нижняя часть сосуда сообщается с воздухом. В плоскости раздела давление одинаково. Выше уровня $H_н$ давление газа и воздуха падает в соответствии с уравнениями:

$$P_г = P_н - \rho_г gZ,$$
$$P_в = P_н - \rho_в gZ.$$

Вычитая, получим $h = P_г - P_в = gZ(\rho_в - \rho_г)$, т.к. плотность воздуха выше плотности газа, то давление горячего газа в сосуде (печи) всегда выше, чем давление окружающей атмосферы. Если рабочие окна печи находятся в районе пода, то давление приблизительно равно атмосферному. Избыточное давление внутри рабочего пространства печи возрастает от нуля до максимума под сводом.

Истечение газа через отверстия

Цель расчета истечения – найти скорость и расход газа, выходящего из отверстия (рис. 2.10). При низких скоростях истечения (150–200 м/с) газ можно считать несжимаемой жидкостью. Пусть газ вытекает из емкости больших размеров по сравнению с размерами отверстия, тогда можно принять скорость в сечении 1–1 равной нулю *($W_1 = 0$).* Применяем уравнение Бернулли к сечению 1 и 2. Сечение 1 и 2 находятся на одном уровне, поэтому $H_1 = H_2$, следовательно $\rho gH_1 - \rho gH_2 = 0$.

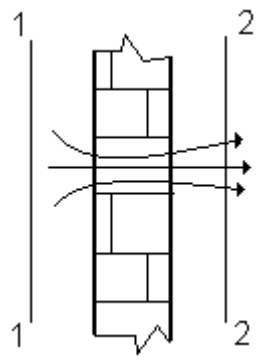


Рис. 2.10. Истечение газа через отверстие

Уравнение Бернулли

$$\frac{W_1^2}{2}\rho + P_1 + \rho gH_1 = \frac{W_2^2}{2}\rho + P_2 + \rho gH_2$$

без учета (потерь) гидравлического сопротивления отверстия. Скорость потока в сечении 2 $W_2 = \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}}$, или $W_2 = \varphi\sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}}$,

где φ – коэффициент скорости, учитывающий гидравлическое сопротивление отверстия. Произведение скорости на сечение струи ($F_{стр}$) дает объемный расход газа (V). Сечение струи $F_{стр}$ меньше в ряде случаев сечения отверстия, что учитывают с помощью коэффициента сжатия струи (табл. 2.3): $E = F_{стр}/F_{отв}$.

Объемный расход газа

$$V = F_{отв}E\varphi\sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}} = F_{отв}\mu^1\sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}}$$

Если истечение газа происходит через стенку или свод печи, на поду которой поддерживается атмосферное давление, то статическое давление будет обусловлено разностью плотностей $\Delta\rho = \rho_В - \rho_Г$. В этом случае $P_1 - P_2 = gH(\rho_В - \rho_Г)$.

Таблица 2.3

Коэффициент сжатия струи

Объект	φ	E	$\mu^1 = E\varphi$
Тонкая стенка ($t_{ст} < d_{отв}$)	0.98	0.63	0.62
Массивная стена ($t_{ст} > d_{отв}$)	0.8	1.0	0.8

$$W_2 = \varphi\sqrt{\frac{2gH(\rho_В - \rho_Г)}{\rho_Г}}; \qquad V = F_{отв}\mu^1\sqrt{\frac{2gH(\rho_В - \rho_Г)}{\rho_Г}},$$

где H – высота отверстия над уровнем пода.

2.6. Расчет дымовой трубы

Каналы для вывода дыма из печи обычно располагают вблизи пода, чтобы горячие газы лучше омывали садку. Как уже отмечалось, статическое давление у пода стараются поддерживать равным нулю. Поэтому статическое давление у входа в канал можно принимать равным нулю.

Определим разряжение, которое должно быть у основания дымовой трубы (рис. 2.11). Учитывая, что $h_{ст} = 0$ и что скорость W_a мала по сравнению со скоростью в борове, то и $h_{дин} \approx 0$

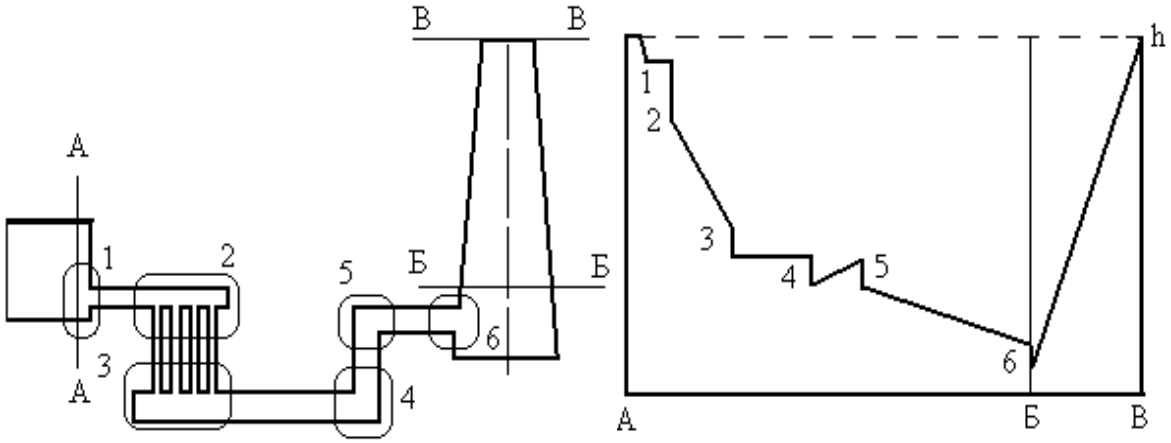


Рис. 2.11. Распределение давления в дымовом тракте (участок 2–3 рекуператор)

$$h_Б = \overset{Б}{\underset{А}{е}} h_{геом} - \overset{В}{\underset{А}{е}} h_{пот} - h_{динБ}.$$

Чтобы определить фактическое разряжение у основания трубы, запишем уравнение Бернулли для сечений Б–Б и В–В:

$$h_{Бст} + h_{Бдин} = h_{Вст} + h_{Вдин} - h_{БВгеом} + h_{БВпот}.$$

Так как давление газа при выходе из трубы выравнивается с атмосферным, то $h_{Вст} = 0$.

Тогда: $h_{Бст} = h_{Вдин} - h_{Бдин} - h_{БВгеом} + h_{БВпот}$. Потери давления в трубе определяют по формуле:

$$h_{пот} = \lambda \frac{W^2}{2} \rho \frac{l}{d_{экв}} = \lambda \frac{W_o^2}{2} \rho_o (1 + \beta t) \frac{l}{d_{экв}}.$$

Вследствие конусности труб и падения температуры газа динамические напоры в сечениях Б и В могут быть неодинаковыми:

$$h_{Бдин} = \frac{W_{oБ}^2}{2} \rho_o (1 + \beta t_Б), \qquad h_{Вдин} = \frac{W_{oВ}^2}{2} \rho_o (1 + \beta t_В),$$

$$h_{БВпот} = 0.5\lambda H \left(\frac{h_{Бдин}}{d_Б} + \frac{h_{Вдин}}{d_В} \right),$$

$$h_{БВгеом} = gH(\rho_в - \rho_г),$$

где H – высота трубы,

$$h_{БВгеом} = h_{Вдин} - h_{Бдин} - h_{Бст} + h_{БВпот},$$

$$h_{БВгеом} - h_{БВпот} = h_{Вдин} - h_{Бдин} - h_{Бст},$$

$$H = \frac{h_{Вдин} - h_{Бдин} - h_{Бст}}{g(\rho_В - \rho_Г) - 0.5\lambda \left(\frac{h_{Бдин}}{d_Б} + \frac{h_{Вдин}}{d_В} \right)}.$$

Выходное сечение трубы называют устьем, нижнюю часть – основанием. Диаметр устья выбирают таким, чтобы $W_{уст} \sim 2.5 \div 3$ *м/с;* $D_{осн} = 1.5\, D_{уст}$.

Для расчетов можно принимать, что падение температуры газа для кирпичных труб составляет 1÷1.5 град/м, для железных труб без футеровки – 3÷4 град/м. Для печей с переменным расходом топлива трубу рассчитывают на максимальный расход. Высоту трубы, работающей на несколько печей, рассчитывают для той из них, сопротивление каналов которой больше. Диаметр трубы рассчитывают на суммарный расход продуктов сгорания всех подключенных к ней печей. Так как разряжение, создаваемое трубой, зависит от плотности окружающего воздуха, расчет ведут на самые неблагоприятные условия – теплое время года. С учетом возможного засорения каналов величину потерь следует увеличить на 20÷30 %.

3. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

3.1. Общие сведения

Различают три вида передачи тепла – *теплопроводность, конвекция* и *тепловое излучение*. В теплопередаче исследуются вопросы распределения температуры в системе тел или внутри одного тела, а также процессы перехода тепла вследствие градиента температур.

Теплопроводность – процесс передачи тепла от одной части тела к другой, вызванный разницей температур этих частей, без заметного перемещения макрочастиц.

В газах – это передача кинетической энергии одних молекул другим.

В металлах – это электронная проводимость.

В диэлектриках – передача связанных колебаний атомов или молекул.

Передача тепла теплопроводностью наиболее характерна для гомогенных твердых непрозрачных тел. В газах и жидкостях, как правило, одновременно действует теплопередача конвекцией и излучением. В прозрачных телах, наряду с теплопроводностью, наблюдается излучение. Основное уравнение передачи тепла теплопроводностью было выведено Фурье в 1822 году.

$$Q^* = -\lambda F\tau \, gradT \,, \; gradT \perp F \,,$$

$$Q = \frac{Q^*}{\tau} = -\lambda F gradT \,,$$

$$q = \frac{Q^*}{F\tau} = \frac{Q}{F} = -\lambda \, gradT \,,$$

где Q – тепловой поток, Вт;

q – плотность теплового потока, Вт/м^2;

λ – коэффициент теплопроводности, Вт/м×К;

$\lambda_{\text{мет}}$ ~ 5÷385 Вт/м×К. По правилу Лоренса, λ тем больше, чем больше электропроводность металла. С увеличением температуры λ металлов уменьшается.

$\lambda_{\text{н.тв.м}}$ ~ 0.15÷19 Вт/м×К (исключение графит, который имеет λ ~ 55÷165 Вт/м×К). С увеличением температуры λ неметаллических материалов возрастает, однако существует много исключений из этого правила.

Коэффициенты теплопроводности жидкостей и газов очень малы. $\lambda_{\text{ж}}$ ~ 0.13÷0.28 Вт/м×К и убывает с увеличением температуры (исключение – глицерин и вода).

$\lambda_г \sim 1.75\times10^{-2} \div 16\times10^{-2}$ Вт/м°К и значительно возрастает с температурой. Величина коэффициента теплопроводности волокнистых и пористых материалов также низкая.

Конвективный теплообмен – механический перенос тепла движущейся жидкостью или газом из более нагретых областей в холодные. Наряду с конвекцией, в жидкости всегда имеет место теплопроводность. Например, в расплавах металлов теплопроводность играет большую роль в теплопередаче.

Для расчета теплового потока от поверхности твердого тела к жидкости (или наоборот) Ньютон в 1701 году предложил формулу:

$$Q = \alpha F\left(t_n - t_c\right), \text{ Вт}, \qquad (4)$$

где α – коэффициент конвективной теплоотдачи, Вт/м^{2}К;

F – площадь стенки, участвующей в теплообмене, м^2;

t_n – температура потока, °С;

t_c – температура стенки, °С.

Основная трудность расчета теплопередачи конвекцией заключается в определении коэффициента α, который зависит от ряда факторов (условия движения вязкой жидкости, условий обтекания жидкостью или газами твердых тел различной геометрической формы и размеров, явления теплопроводности и т.д.). Величину $\frac{1}{\alpha F}$ называют внешним тепловым сопротивлением R_c, поэтому формулу (4) можно представить так:

$$Q = \frac{t_n - t_c}{R_c}, \text{ Вт}.$$

Тепловое излучение – происходит при квантовом переходе атомов и молекул из стационарных состояний с большей энергией в стационарные состояния с меньшей энергией и не зависит от температуры окружающей среды (Солнце→Земля).

При лучистом теплообмене двух тел они одновременно облучают друг друга с интенсивностью пропорциональной четвертым степеням их температур. Результирующий тепловой поток уходит через поверхность того тела, температура которого ниже.

$$Q_{12пр} = \sigma_{1} \left(T_2^4 - T^4\right) F, \text{ Вт},$$

где F – взаимная поверхность излучения, м^2;

T – температура, °К;

Q_{12} – тепловой поток от первого тела ко второму, Вт;

$\sigma_{пр}$ – приведенный коэффициент излучения, Вт/м^{2}К^4.

3.2. Перенос тепла теплопроводностью в твердых телах

Будем рассматривать только однородные и *изотропные* тела, т.е. такие тела, которые обладают одинаковыми физическими свойствами по всем направлениям. При передаче теплоты в твердом теле температура тела будет изменяться по всему объему тела во времени. Совокупность значений температуры в данный момент времени для всех точек изучаемого пространства называется *температурным полем*.

Стационарная теплопроводность

Теплопроводность называется стационарной, если температурное поле не изменяется с течением времени, т.е. тело не нагревается и не остывает. Задачи стационарной теплопроводности сводятся к отысканию распределения температур и тепловых потоков в твердых телах.

Теплопередача через плоскую однослойную стенку

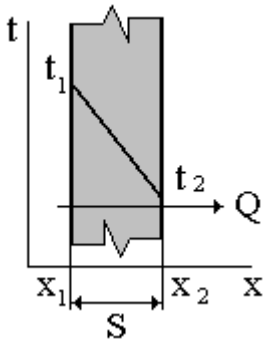


Рис. 3.1. Распределение температур в плоской однослойной стенке

Условия:

Размеры стенки (рис. 3.1) много больше ее толщины.

$F = const,$

$\lambda = const,$

t_1 *и* t_2 – известны и постоянны.

Определить тепловой поток Q.

Применяя закон Фурье, $Q = -\lambda F gradT$,

получим $\frac{dt}{dx} = -\frac{Q}{\lambda F} = const$. (3.1)

Иначе будет меняться температура, т.е. нарушится условие стационарности. Из уравнения (3.1) следует, что температура изменяется по прямой. Разделим переменные и проинтегрируем.

$$dt = -\frac{Q}{\lambda F}dx, \quad \int_1^2 dt = -\frac{Q}{\lambda F}\int_1^2 dx, \quad t_1 - t_2 = \frac{Q}{\lambda F}(x_2 - x_1), \quad \text{но} \quad (x_2 - x_1) = S.$$

Получаем

$$Q = \frac{\lambda F}{S}(t_1 - t_2), \qquad (3.2)$$

где $\frac{S}{\lambda F} = R$ – тепловое сопротивление стенки, °К/Вт.

$$Q = \frac{(t_1 - t_2)}{R}. \qquad (3.3)$$

При выводе уравнения (3.2) было принято, что $\lambda = const$, но на самом деле $\lambda = f(t)$, поэтому $dt / dx \neq const$ и температура в стенке изменяется по кривой. Уточненную формулу расчета теплового потока можно получить, если в уравнение (3.1) подставить $\lambda = \lambda_0(1+bt)$. Но в большинстве технических расчетов пользуются формулой (3.2), используя среднеарифметическое значение $\bar{\lambda} = 0.5(\lambda_1 + \lambda_2)$, т.е.

$$Q = \frac{\bar{\lambda} F}{S}(t_1 - t_2).$$

Теплопередача через плоскую многослойную стенку

Условия:

Слои прилегают с идеальным термическим контактом (рис. 3.2), т.е. температуры соприкасающихся поверхностей одинаковы. t_1 *и* t_4 – известны и постоянны.

Определить тепловой поток Q, t_2 *и* t_3.

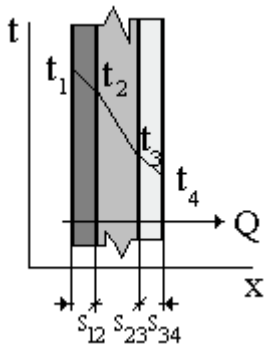


Рис. 3.2. Распределение температур в плоской многослойной стенке

Рассуждая так же как и в предыдущем случае (однослойная стенка), приходим к выводу, что тепловые потоки через отдельные слои направлены вдоль оси X и одинаковы $(Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q_4)$. Из уравнения (3.3) найдем разности температур:

$t_1 - t_2 = QR_{12}$

$t_2 - t_3 = QR_{23}$

$t_3 - t_4 = QR_{34}$

Сложим уравнения и получим $t_1 - t_4 = Q(R_{12} + R_{23} + R_{34})$.

$$Q = \frac{t_1 - t_4}{R_{12} + R_{23} + R_{34}} = \frac{(t_1 - t_4)F}{\frac{S_{12}}{\lambda_{12}} + \frac{S_{23}}{\lambda_{23}} + \frac{S_{34}}{\lambda_{34}}}.$$

Температуры: $t_2 = t_1 - QR_{12}$; $t_3 = QR_{34} + t_4$.

Стационарная теплопроводность через цилиндрическую стенку

Условия:

Полый цилиндр большой длины (рис. 3.3) – l, t_1 *и* t_2 – известны и постоянны.

Определить тепловой поток Q, $t = f(r)$.

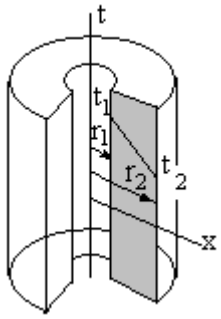


Рис. 3.3. Распределение температур в однослойной цилиндрической стенке

Применяем закон Фурье $\frac{dt}{dr} = -\frac{Q}{\lambda F}$, $F = 2\pi rl$. Чем больше радиус, тем больше поверхность.

$$\frac{dt}{dr} = -\frac{Q}{\lambda\, 2\pi rl}, \quad dt = -\frac{Q}{\lambda\, 2\pi rl}dr,$$

$$\int_1^2 dt = -\frac{Q}{\lambda\, 2\pi rl}\int_1^2 \frac{dr}{r}.$$

$$Q = \frac{2\pi l\lambda}{\ln\frac{r_2}{r_1}}(t_1 - t_2) = \frac{2\pi l\lambda}{\ln\frac{d_2}{d_1}}(t_1 - t_2) = \frac{1}{R}(t_1 - t_2),$$

где $R = \frac{\ln\frac{d_2}{d_1}}{2\pi l\lambda}$ – тепловое сопротивление цилиндрической стенки.

Для многослойной цилиндрической стенки рассуждения аналогичны, так же как и для плоской многослойной стенки (рис. 3.4).

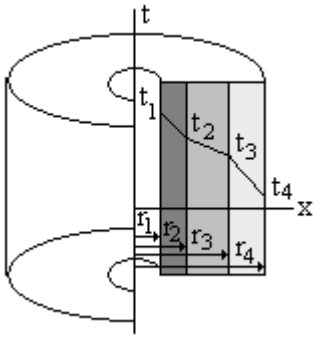


Рис. 3.4. Распределение температур в многослойной цилиндрической стенке

$t_1 - t_2 = QR_{12}$,
$t_2 - t_3 = QR_{23}$,
$t_3 - t_4 = QR_{34}$.

Сложим уравнения и получим
$t_1 - t_4 = Q(R_{12} + R_{23} + R_{34})$,

$$Q = \frac{t_1 - t_4}{R_{12} + R_{23} + R_{34}}.$$

Температуры:
$t_2 = t_1 - QR_{12}$; $t_3 = QR_{34} + t_4$.

Нестационарная теплопроводность – температурное поле меняется с течением времени, т.е. происходит нагрев или охлаждение тела.

Задача нестационарной теплопроводности – отыскание распределения температуры в твердых телах в заданные моменты времени. Все формулы, которые мы выведем, справедливы как для нагрева, так и для охлаждения тел.

Нагрев тел с равномерным температурным полем

Рассмотрим случай нагрева, когда температура во всех точках нагреваемого тела одинакова, т.е. не является функцией координат (термически тонкое тело). В практике такие случаи возможны при нагреве хорошо перемешиваемых жидкостей или тонких твердых тел с высоким коэффициентом теплопроводности.

Тепло на поверхность передается конвекцией

Согласно формуле Ньютона, количество тепла, проходящее через поверхность, равно:

$$dQ = \alpha \left(t_c - t \right) F d\tau \ .$$

Это тепло пойдет на увеличение энтальпии тела:

$$di = Mcdt = \rho Vcdt \ .$$

Приравняв $dQ = di$, разделив переменные и проинтегрировав от начального времени $\tau = 0$, когда $t = t_ц$, до момента времени τ, получим $\int_0^{\tau} d\tau = \frac{Mc}{\alpha F} \int_{t_н}^{t} \frac{dt}{t_c - t}$. Время нагрева от $t_н$ до t равно:

$$\tau = \frac{Mc}{\alpha F} ln \frac{t_{сн} - t}{t_c - t} \ .$$

Для расчета температуры, которую приобретает тело за время τ после начала нагрева, формулу следует преобразовать:

$$\frac{t_c - t}{t_{сн} - t} = exp\left(- \frac{\alpha F \tau}{Mc} \right).$$

Тепло на поверхность передается излучением

Задача аналогична, но для расчета используют уравнение передачи тепла излучением: $Q_{12пр} \sigma_1 \left(T_2^4 - T^4 \right) F$. Из условия $dQ = di$ $\sigma_{пр} \left(T_c^4 - T^4 \right) F d\tau = McdT$. Разделив переменные и проинтегрировав уравнение, получим формулу Старка:

$$\int_0^{\tau} d\tau = \frac{Mc}{\sigma_{пр} F} \int_{T_н}^{T} \frac{dT}{T^4{}_c - T^4},$$

$$\tau = \frac{Mc}{\sigma_{пр} F} \left(\frac{1}{T_c^3} \right) \ln \frac{1 + \frac{T}{T_c}}{1 - \frac{T}{T_c}} + 2 arctg \frac{T}{T_c} - \ln \frac{1 + \frac{T_н}{T_{cн}}}{1 - \frac{T_н}{T_c}} + 2 arctg \frac{T}{T_c} .$$

В формуле Старка члены в скобках представляют собой одинаковые функции отношения температур, поэтому ее можно записать следующим образом:

$$\tau = \frac{Mc}{\sigma_{пр} F} \left(\frac{1}{T_c^3} \right) \left[\psi \left(\frac{T}{T_c} \right) - \psi \left(\frac{T_н}{T_c} \right) \right].$$

Значения функции ψ приведены в справочниках в виде графиков. С помощью формулы Старка можно решать и обратную задачу.

Нагрев тел с неравномерным температурным полем

Встречается гораздо чаще, чем ранее рассмотренные условия. Если поместить стальной слиток в печь, нагретую до какой-то температуры, то сначала температура его наружных слоев будет повышаться быстрее, а внутренних – медленнее. Возникает неравномерность распределения температуры. Через некоторое время положение изменится: внутренние слои будут нагреваться быстрее – температура начнет выравниваться.

Запишем уравнение Фурье–Кирхгофа для твердых тел (рис. 3.5):

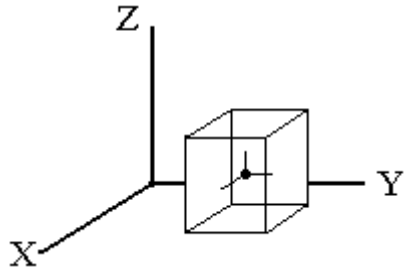


Рис. 3.5. Схема положения тела в пространстве

$$\frac{dt}{d\tau} = \frac{\lambda}{c\rho} \left(\frac{d^2 t}{dx^2} + \frac{d^2 t}{dy^2} + \frac{d^2 t}{dz^2} \right),$$

где $a = \frac{\lambda}{c\rho}, м^2/ч$ – коэффициент *температуропроводности*, характеризует скорость изменения (выравнивания) температуры в нестационарных процессах.

Коэффициент температуропроводности характеризует теплоинерционные свойства тела: чем выше коэффициент теплопроводности, тем быстрее повышается температура при нагреве (от поверхности к центру), и, наоборот, чем больше объемная теплоемкость ($c\rho$), тем медленнее повышается температура.

Аналитически решить эту задачу очень трудно даже при простейших условиях. Поэтому при технических расчетах

нестационарной теплопроводности обычно пользуются специальными таблицами и графиками. Чтобы сократить число величин, описывающих нагрев, их группируют в безразмерные комплексы, пользуясь методами теории подобия.

Нагрев тел при постоянной температуре поверхности

Задание температуры поверхности тела в функции времени и координат называют *граничными условиями 1-го рода.*

Рассмотрим случай, для которого существует аналитическое решение: бесконечная пластина, у которой в начальный момент времени поле температур равномерное, температура на наружных поверхностях мгновенно повышается до температуры поверхности ($t_п$) и в дальнейшем остается постоянной (рис. 3.6). На практике такой случай можно осуществить, если относительно холодную пластину из малотеплопроводного материала погрузить в кипящую воду или хорошо перемешиваемый расплавленный металл.

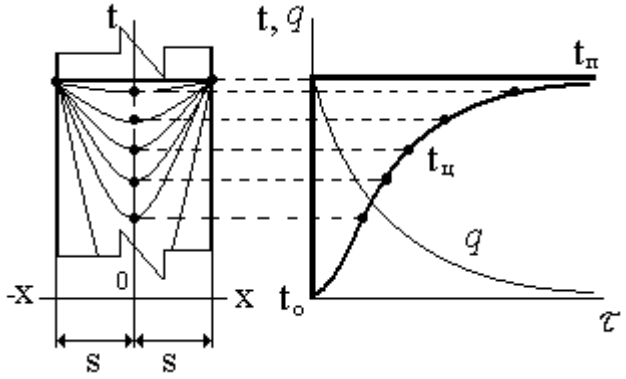


Рис. 3.6. Нагрев плоской пластины при граничных условиях первого рода, q – плотность теплового потока, Вт/м²

Сформулируем задачу математически. В бесконечной пластине температура изменяется только вдоль оси *OX*. Начало отсчета примем $t_п$, тогда всякая другая температура будет выражаться, как $v = t - t_п$.

Уравнение Фурье примет вид $\frac{dv}{d\tau} = a\frac{d^2v}{dx^2}$. (3.4)

Начальные условия: $\tau = 0;\ t = t_н$ или $v = v_н$.

Граничные условия: $x = \pm S;\ t = t_п$ или $v = 0$.

Приведем уравнение (3.4) и краевые условия к безразмерному виду, для чего выпишем масштабные преобразования входящих в них величин:

$$v = v_0\Theta;\ x = l_0X;\ a = a_0A, \quad (5)$$

$$v_н = v_0\Theta_н;\ s = l_0S;\ \tau = \tau_0T. \quad (6)$$

Введем масштабные преобразования в уравнение (3.4):

$$\frac{v_0 d\theta}{\tau_0 dT} = \frac{a_0 v_0}{l_0} A \frac{d^2\theta}{dx^2}. \qquad (3.5)$$

Начальные условия: $T = 0;\ \Theta = \Theta_н.$ (3.6)

Граничные условия: $X = \pm S;\ \Theta = 0.$ (3.7)

Чтобы уравнение (3.5) стало безразмерным, необходимо выполнить уравнение связи: $\frac{1}{\tau_0} = \frac{a_0}{l_0^2}$.

Из четырех масштабов, входящих в равенства (5) и (6), три можно выбрать произвольно $v = v_н,\ l_0 = s,\ a_0 = a$, а один определить из уравнения связи $\tau_0 = \frac{S^2}{a}$. Подставим значения масштабов в равенства (5) и (6), получим значения безразмерных величин:

$$\Theta = \frac{v}{v_н}, X = \frac{x}{S}, A = 1;$$

$$\Theta_н = 1, S = 1, T = \frac{a\tau}{s^2}.$$

Выражения (3.5), (3.6) и (3.7) примут вид:

$$\frac{d\theta}{dT} = \frac{d^2\theta}{dx^2}; \qquad (3.8)$$

$$T = 0, \theta = 1; \qquad (3.9)$$

$$X = 1, \theta = 0. \qquad (3.10)$$

Следовательно, решение можно представить в виде зависимости безразмерной температуры от безразмерного времени и координаты:

$$\theta = \Psi\left(T, X\right) \in \Psi\left(F_0, X\right) \in \Psi\left(\frac{a\tau}{s^2}, \frac{x}{s}\right).$$

Безразмерное время называют критерием Фурье – $F_o = \frac{a\tau}{s^2}$.

Для тел другой формы решение аналогично. В технических задачах чаще всего нужно знать температуру центра *($t_ц$)* тела *($X = x/s = 0$)*.

Решение уравнения (3.8) с краевыми условиями (3.9) и (3.10) для тел различной формы (рис. 3.7) имеет вид

$$\theta_ц = \frac{t_ц - t_n}{t_н - t_n} = \Psi\left(\frac{a\tau}{s^2}; 0\right).$$

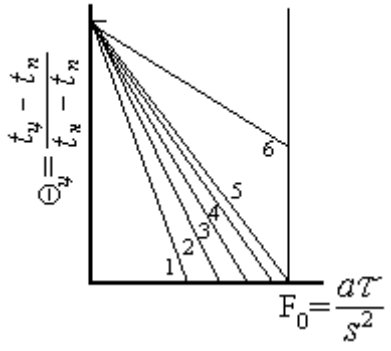


Рис. 3.7. Общий вид диаграмм для определения безразмерной температуры центра тела:
1 – шар,
2 – цилиндр L=D,
3 – куб,
4 – цилиндр L = ∞,
5 – стержень квадратного сечения,
6 – пластина

Нагрев тел при постоянной плотности теплового потока

Задание плотности теплового потока, проходящего через поверхность тела, в функции времени и координат называют *граничными условиями 2-го рода.*

Рассмотрим наиболее простой случай, когда нагревается бесконечная пластина, причем плотность теплового потока, проходящего через ее поверхность, не изменяется с течением времени (рис. 3.8). До начала нагрева температурное поле пластины равномерное. Нагрев при постоянной плотности теплового потока встречается в методических и камерных печах.

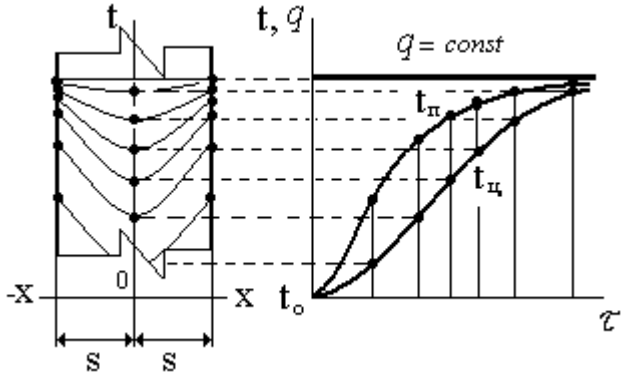


Рис. 3.8. Нагрев плоской пластины при граничных условиях второго рода

Сформулируем задачу математически: за начало отсчета температур примем $t_н$ (начальная температура пластины), тогда всякая другая температура $v = t - t_н$. Уравнение Фурье для бесконечной пластины примет вид: $\frac{dv}{d\tau} = a\frac{d^2v}{dx^2}$. (3.11)

Начальные условия: $\tau = 0;\ v = 0.$

Плотность теплового потока на поверхность равна плотности теплового потока с поверхности вглубь тела. Выражая последнюю с помощью уравнения Фурье $Q^* = -\lambda F\tau\, gradT$, получим

граничные условия: $x = \pm S;\ q = \pm \lambda\, grad\, t.$ (3.12)

Приведем уравнение (3.11) и краевые условия к безразмерному виду, получим зависимости безразмерной температуры (имеющей в этом случае другой вид) от безразмерного времени и координаты:

$$\theta = \Psi\ (T, X) \text{ или } \frac{\lambda\left(t - t_н\right)}{qS} = \Psi\ \left(\frac{a\tau}{s^2}, \frac{x}{s}\right). \quad (3.13)$$

Решение задач для тел другой формы аналогично.

Вскоре после нагрева зависимость типа (3.13) приобретает другой вид, поэтому зависимости такого рода представляют не в виде графиков, а в виде формул:

для пластины при $\frac{a\tau}{s^2} \geq 0.2 - 0.3$

$$\frac{\lambda\left(t - t_н\right)}{qS} = \frac{1}{2}\left[2\frac{a\tau}{s^2} + \left(\frac{x}{s}\right)^2\right] - \frac{1}{3},$$

для цилиндра при $\frac{a\tau}{s^2} \geq 0.1 - 0.2$.

$$\frac{\lambda\left(t - t_н\right)}{qR} = \frac{1}{2}\left[4\frac{a\tau}{R^2} + \left(\frac{x}{R}\right)^2\right] - \frac{1}{2}$$

Нагрев тел при передаче тепла конвекцией от среды с постоянной температурой

Задание температуры окружающей среды и условий теплообмена между средой и поверхностью в функции времени и координат называют *граничными условиями 3-го рода.*

Плотность теплового потока, поступающего на поверхность тела,

$$q = \alpha\left(t_c - t\right).$$

Тепловой поток, поступающий с поверхности внутрь тела,

$$q = -\lambda\, gradt.$$

Граничные условия 3-го рода:

$$\alpha\left(t_c - t\right) = -\lambda\, gradt.$$

Процессы нагрева с граничными условиями 3-го рода встречаются очень часто. Один из примеров – нагрев заготовки в печи с постоянной температурой (рис. 3.9).

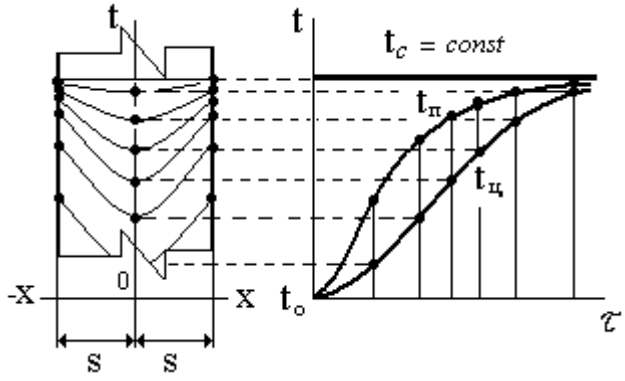


Рис. 3.9. Нагрев плоской пластины при граничных условиях третьего рода

Условия:

Начало отсчета примем t_c, тогда всякая другая температура будет выражаться как $v = t - t_c$. В бесконечной пластине температура изменяется только вдоль оси *OX*. Уравнение Фурье примет вид:

$$\frac{dv}{d\tau} = a\frac{d^2v}{dx^2}. \qquad (3.14)$$

Начальные условия: $\tau = 0;\ v = v_н$ (3.15)

Граничные условия: $x = \pm S;\ \alpha v = \pm\lambda\frac{dv}{dx}$ (3.16)

Приведя уравнения (3.14÷3.16) к безразмерному виду, получим зависимости безразмерной температуры от безразмерных коэффициентов теплоотдачи, времени и координаты:

$$\Theta = \Psi\left(A, T, \frac{x}{s}\right) \text{ или } \frac{t - t_c}{t_н - t_c} = \Psi\left(\frac{\alpha s}{\lambda}, \frac{a\tau}{s^2}, \frac{x}{s}\right).$$

Безразмерный коэффициент теплоотдачи A называют критерием Био – $Bi = \frac{\alpha s}{\lambda}$, *безразмерное время T – критерием Фурье* – $F_o = \frac{a\tau}{s^2}$.

Для нагрева тел простейшей формы (бесконечная пластина, шар, бесконечный цилиндр) при граничных условиях 3-го рода в технических расчетах пользуются специальными графиками (рис. 3.10) для безразмерной температуры центра

$$\Theta_ц = \frac{t_ц - t_c}{t_н - t_c} = \Psi_ц\left(\frac{\alpha s}{\lambda}, \frac{a\tau}{s^2}, 0\right)$$

и поверхности

$$\Theta_п = \frac{t_п - t_c}{t_н - t_c} = \Psi_п\left(\frac{\alpha s}{\lambda}, \frac{a\tau}{s^2}, 1\right).$$

Графики такого типа построены Д. В. Будриным для $F_0 \geq 1$ и Д. В. Будриным и И.М.Красовским для $F_0 < 1$.

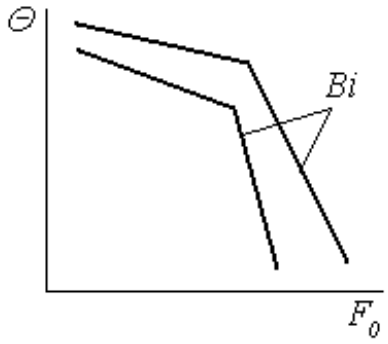


Рис. 3.10. Общий вид графиков для определения безразмерных температур центра и поверхности тела

Нагрев тел при передаче тепла излучением от среды с постоянной температурой

Задание температуры окружающей среды и условий теплообмена излучением между средой и поверхностью в функции времени и координат называют *нелинейными граничными условиями 3-го рода.*

$$\sigma_{пр}\left(T_c^4 - T^4\right) = -\lambda\, gradT\,.$$

Нагрев протекает аналогично предыдущему.

Уравнение Фурье: $$\frac{dT}{d\tau} = a\frac{d^2T}{dx^2}\,.$$

Начальные условия: $\tau = 0;\ T = T_н.$

Граничные условия: $$x = \pm S;\ \sigma_{пр}\left(T_c^4 - T^4\right) = \pm\lambda\,\frac{dT}{dx}\,.$$

Приведя уравнение и краевые условия к безразмерному виду, получим следующую зависимость для безразмерной температуры:

$$\frac{T}{T_c} = \Psi\left(\frac{a\tau}{s^2}, \frac{\sigma_{пр}T_c^3 s}{\lambda}, \frac{T_н}{T_c}, \frac{x}{s}\right). \qquad (3.17)$$

Зависимость (3.17) включает пять величин, поэтому ее нельзя представить в виде графиков даже для конкретных значений координаты *(x/s)*. В связи со сложностью расчета нелинейное граничное условие заменяют линейным, вводя коэффициент теплоотдачи, излучением $\alpha_л = \sigma_{пр}\left(T_c + T\right)\left(T_c^2 + T^2\right)$, что позволяет использовать графики Будрина и Красовского.

3.3. Передача тепла излучением

Все тела, имеющие температуру, отличную от абсолютного нуля, излучают энергию в результате квантовых переходов атомов и молекул вещества. Для непрерывного излучения необходим приток энергии либо извне, либо в результате ядерных реакций (распадов) – Солнце. Так как характер перехода атомов и молекул из одного состояния в другое различен, излучение испускается с различными длинами волн. Температурное или тепловое излучение является одним из видов электромагнитных колебаний с длиной волн от 0.4 до 40 *мкм*. Этот диапазон включает видимые лучи (свет) от 0.4 до 0.8 *мкм* и часть инфракрасного спектра от 0.8 до 40 *мкм.* Скорость распространения теплового излучения в вакууме равна скорости света, составляет $299.8 \cdot 10^6$ *м/с* и подчиняется тем же законам, что и распространение света.

Для непрозрачных твердых тел в излучении участвует лишь тонкий поверхностный слой:

- у металлов – 0.0005 *мм,*
- у диэлектриков – не более десятых долей миллиметра.

Для прозрачных тел, таких как стекло, некоторые жидкости и газы, излучение является объемным.

Интенсивность теплоотдачи теплопроводностью и конвекцией существенно не зависит от температурного уровня, а определяется разностью температур. Теплоотдача излучением уже при температуре. близкой к 20°С, примерно равна теплоотдаче свободной конвекцией. При более высоких температурах (≥ 500°С) теплоотдача излучением обычно играет главенствующую роль.

Основные понятия и законы передачи тепла излучением

Суммарное излучение, испускаемое телом по всему спектру от $\lambda = 0$ до $\lambda = \infty$, называется *интегральным.* Излучение в бесконечно малом интервале длин волн от λ до $\lambda + \Delta\lambda$, называется *монохроматическим,* а все характеристики излучения – *спектральными.*

Мощность излучения Q, проходящего через какую-либо поверхность, называют *лучистым потоком*. Мощность излучения, отнесенная к единице поверхности излучателя, называют *плотностью излучения*

$$E = \frac{dQ}{dF}, \text{ Вт/м}^2.$$

Если на тело падает лучистый поток $Q_{пад}$, то в общем случае часть его поглощается $Q_{погл}$, часть отражается $Q_{отр}$, а часть пропускается сквозь тело $Q_{проп}$.

$$Q_{пад} = Q_{погл} + Q_{отр} + Q_{проп},$$

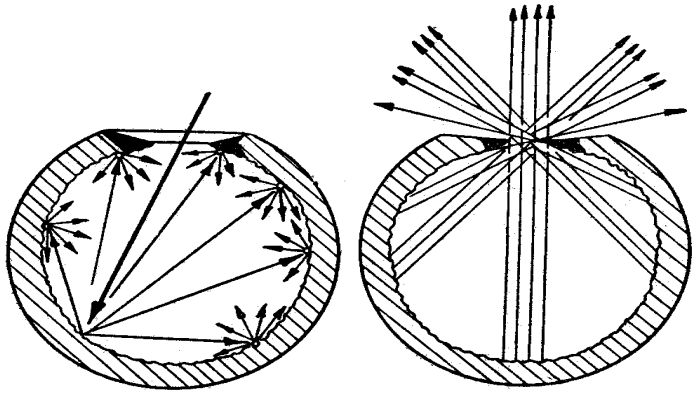
или

$$\frac{Q_{погл}}{Q_{пад}} + \frac{Q_{отр}}{Q_{пад}} + \frac{Q_{проп}}{Q_{пад}} = A + R + D = 1,$$

где A – поглощательная, R – отражательная, D – пропускательная способности тела.

Если $A = 1$ $(R = D = 0)$ имеем абсолютно черное тело, оно полностью поглощает падающее на него излучение. В природе абсолютно черных тел не существует. Модель абсолютно черного тела приведена на рис. 3.11 (отверстие в замкнутой полости с диффузноотражающими стенками).

Отношение плотности излучения данного тела к плотности излучения абсолютно черного тела той же температуры называют *степенью черноты:* $\varepsilon = \frac{E}{E_0}$.



а б

Рис. 3.11. Модель абсолютно черного тела: а – поглощение, б – излучение

Если $R = 1 (A = D = 0)$, весь падающий поток отражается телом (абсолютно белое тело). Если каждый луч рассеивается, т.е. отражается по всем направлениям, то такое отражение называется *диффузным.* Абсолютно белых тел нет, но некоторые материалы обладают высоким коэффициентом отражения (до $R=0.95$).

Если $D = 1 (A = R = 0)$ – абсолютно прозрачное тело или диатермичное. Диатермичными являются большинство двухатомных газов и в видимой части спектра различные стекла.

Закон Кирхгофа

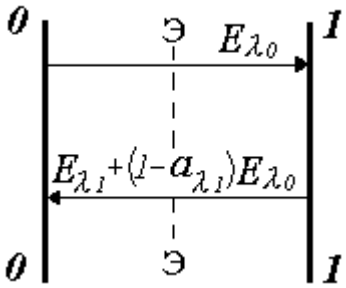


Рис. 3.12. Схема лучистых тепловых потоков между серой (1) и абсолютно черной (0) поверхностями

Рассмотрим две непрерывные поверхности, расстояние между которыми мало по сравнению с их размерами (рис. 3.12). Поглощательную способность поверхности *1* обозначим a_1, а поглощательную способность абсолютно черной поверхности *(0)* через $a_0 = 1$. Поместим между поверхностями абсолютно прозрачный экран лишь для лучей длиной волны λ. Остальное излучение экран полностью отражает. Температуры экрана и поверхностей равномерны и одинаковы, т.е. они находятся в температурном равновесии.

Плотность излучения от поверхности $0 \rightarrow 1$ обусловлено только собственным излучением поверхности *0* и равно $E_{\lambda o}$. Плотность излучения от поверхности $1 \rightarrow 0$ складывается из собственного излучения поверхности *1* и отраженного ею излучения поверхности *0* и равно $E_{\lambda 1}+(1 - a_\lambda)\ E_{\lambda o}$. Поскольку система находится в тепловом равновесии, то

$$E_{\lambda o} = E_{\lambda 1}+(1 - a_\lambda)\ E_{\lambda o}. \qquad (3.18)$$

Из уравнения (3.18) $\dfrac{E_{\lambda 1}}{E_{\lambda o}} = a_\lambda$, или $\dfrac{E_{\lambda 1}}{a_\lambda} = E_{\lambda o}$. (3.19)

Отношение плотности излучения тела к его поглощательной способности при данной температуре и длине волны есть величина постоянная.

Следствия из закона Кирхгофа:

- Так как длина волны была выбрана произвольно и поглощательная способность тела не может быть больше единицы, то при любой длине волны плотность излучения абсолютно черного тела больше, чем любого другого, находящегося при этой же температуре.
- Так как свойства поверхности *1* не оговаривались, то равенство (3.19) справедливо для всех других поверхностей с той же температурой:

$$\frac{E_{\lambda 1}}{a_{\lambda 1}} = \frac{E_{\lambda 2}}{a_{\lambda 2}} = \frac{E_{\lambda 3}}{a_{\lambda 3}} = \text{ЧЧ} = E_{\lambda o}.$$

Законы Планка и Вина

Спектральное распределение плотности потока (Вт/м^3) полусферического излучения абсолютно черного тела определяется *законом Планка:* $q^o_\lambda = c_1\lambda^{-5}\left(\exp\left(\frac{c_2}{\lambda T}\right) - 1\right)^{-1}$, где c_1 *и* c_2 – константы. На рис. 3.13. представлено спектральное распределение плотности потока полусферического излучения абсолютно черного тела при фиксированных температурах.

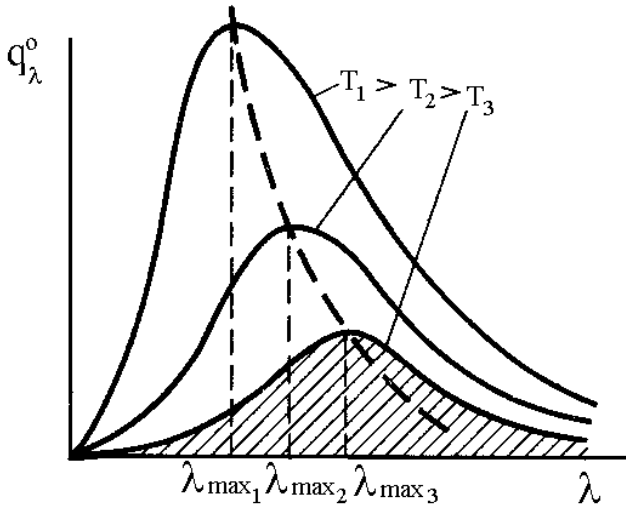


Рис. 3.13. Зависимость плотности потока излучения абсолютно черного тела от длины волны и температуры

Как видно из графика, с увеличением температуры абсолютно черного тела максимум излучаемой энергии смещается в область более коротких длин волн. Штриховая линия, проходящая через точки максимумов изотерм, соответствует *закону смещения Вина*, согласно которому

$$\lambda_{max} T = 2897{,}8 \text{ мкм} \cdot K.$$

Закон Стефана–Больцмана

Зависимость интегральной сферической плотности излучения абсолютно черного тела от температуры была получена экспериментально И. Стефаном (1879 г.) и на основании термодинамики Л. Больцманом (1884 г.).

$$E_o = \sigma_o T^4,$$

где $\sigma_o = 5.7 \cdot 10^{-8}$ Вт/м$^2\cdot$К^4 – коэффициент излучения абсолютно черного тела.

Эта формула является основной при всех расчетах лучистого теплообмена. Поскольку величина σ_o мала, а T^4 высока, используют формулу:

$$E_{\beta} = c_o \left(\frac{T}{100} \right)^4,$$

где $c_o = 5.7$ Вт/м^2·К^4 – приведенный коэффициент излучения абсолютно черного тела.

Закон Ламберта

Излучаемая телом лучистая энергия распространяется в пространстве по разным направлениям с различной интенсивностью. Закон, устанавливающий зависимость интенсивности излучения от направления, называется *законом Ламберта*. Закон Ламберта устанавливает, что *лучистый поток d^2Q_β, посылаемый элементарной площадкой dF в пространственный угол dω, направленный под углом β к нормали площадки, пропорционален величине этого угла и поверхности площадки, видимой в направлении оси dω* (рис. 3.14).

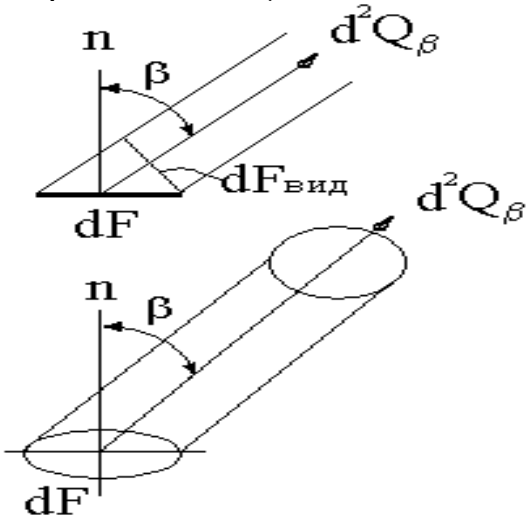


Рис. 3.14. К выводу закона Ламберта

$dF_{вид} = dF\ Cos\beta$, отсюда

$$d^2Q_\beta = b\ dF\ Cos\beta\ d\omega,$$

где b – коэффициент пропорциональности, одинаковый для всех углов β, называется яркостью и характеризует площадку как излучатель (Вт/м^2).

Следовательно, наибольшее количество лучистой энергии излучается в перпендикулярном направлении к поверхности излучения, т. е. при $\beta = 0$.

С увеличением β количество лучистой энергии уменьшается и при $\beta = 90^0$ равно нулю. Закон Ламберта полностью справедлив для абсолютно черного тела и для тел, обладающих диффузным излучением при $\beta = 0 – 60^0$. Для полированных поверхностей закон Ламберта неприменим. Для них лучеиспускание при угле β будет большим, чем в направлении, нормальном к поверхности.

Излучение реальных тел. Серое тело

Коэффициент поглощения реальных тел зависит от их природы и состояния поверхности: степени шероховатости, наличия окисных пленок, загрязнений и др. Монохроматический коэффициент поглощения всех реальных тел (твердых, жидких, газообразных) неодинаков для волн различных длин.

Если поглощательная способность a_α является величиной переменной, то в соответствии с законом Кирхгофа степень черноты ε_λ также изменяется с изменением длины волны λ.

Излучение тела, степень черноты которого изменяется в зависимости от длины волны, называется *селективным.* Наибольшей селективностью обладают газы, наименьшей – твердые диэлектрики с шероховатой поверхностью.

Излучение реальных тел не является идеально диффузным, поэтому яркость лучей, уходящих с поверхности под большими углами к нормали, не остается постоянной (рис. 3.15).

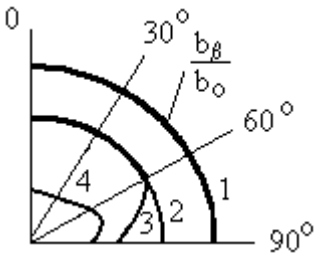


Рис. 3.15. Пространственное распределение излучения:
1 – абсолютно черное тело,
2 – идеально серое,
3 – диэлектрики, 4 – металлы

$b_\beta = b = f(\beta)$, где b – яркость, b_o – яркость излучения абсолютно черного тела.

Чтобы облегчить технические расчеты, вводят понятие о сером теле.

Серым называется такое тело, яркость которого одинакова во всех направлениях, а степень черноты постоянна.

$$E = \varepsilon E_o = \varepsilon \sigma_o T^4 .$$

Реальные тела в технических расчетах рассматриваются как серые. В этом случае можно считать, что поглощательная способность тела равна его степени черноты $(a = \varepsilon)$.

Теплообмен между серыми телами в лучепрозрачной среде

Простейший случай – теплообмен между двумя параллельными абсолютно черными поверхностями. Расстояние между пластинами мало по сравнению с их размерами.

Все излучение одной поверхности полностью поглощается второй, т.к. $a_o=1$. Результирующий поток, уходящий через более холодную поверхность, равен:

$$Q_{рез} = \left(E_{01} - E_{02} \right) F = \sigma_0 F \left(T_1^4 - T_2^4 \right) .$$

При теплообмене серых поверхностей, произвольно расположенных в пространстве, задача осложняется тем, что:

1) не все излучение одной из поверхностей может попадать на вторую;

2) не все излучение, попавшее на поверхность, ею поглощается.

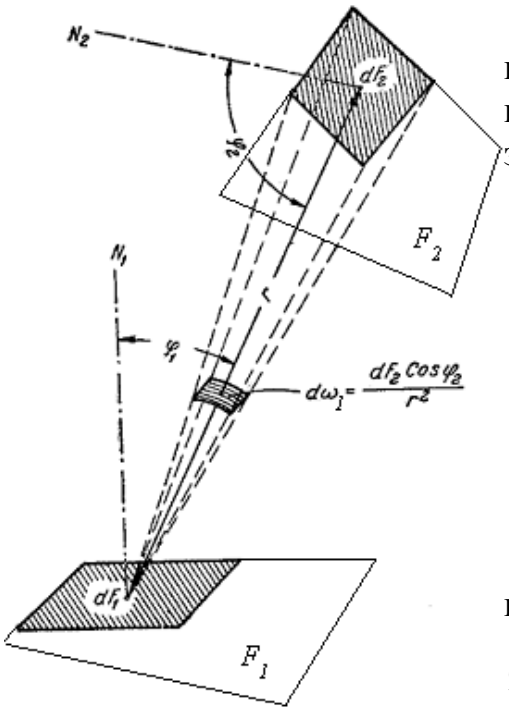


Рис. 3.17. Две поверхности, произвольно расположенные в пространстве

Определим, какая доля лучистого потока, уходящего с поверхности F_1, попадает на поверхность F_2. Согласно закону Ламберта, лучистый поток

$$d^2Q_{1-2} = b_0 dF_1 Cos\varphi_1 d\omega_1 .$$

Так как пространственный угол

$$d\omega_1 = \frac{dF_2 Cos\varphi_2}{r^2}, \text{ то}$$

$$d^2Q_{1-2} = \frac{b_{01}}{r^2} Cos\varphi_1 Cos\varphi_2 dF_1 dF_2 .$$

Чтобы найти лучистый поток Q_{1-2}, последнее выражение проинтегрируем:

$$Q_{1-2} = b_{01} \int_{F_1}\int_{F_2} \frac{1}{r^2} cos\varphi_1 cos\varphi_2 dF_1 dF_2 . \quad (3.20)$$

Полный полусферический поток с поверхности F_1 на поверхность F_2, в соответствии с формулой

$$E = b \int_{2\pi} Cos\varphi \, d\omega = b\pi$$, будет

$$Q_1 = E_{01} F_1 = b_0 \pi F_1 . \quad (3.21)$$

Разделим выражение (3.20) на (3.21), получим

$$\varphi_{12} = \frac{Q_{1-2}}{Q_1} = \frac{1}{F_1} \prod_{F_1 F_2} \frac{1}{\pi r^2} Cos\varphi_1 Cos\varphi_2 dF_1 dF_2 . \quad (3.22)$$

Величина φ_{12} показывает, какая часть лучистого полусферического потока, уходящего с поверхности F_1, попадает на поверхность F_2 и называется *угловым коэффициентом.* Это чисто геометрическая характеристика. Аналогично

$$\varphi_{21} = \frac{1}{F_2} \prod_{F_1 F_2} \frac{1}{\pi r^2} Cos\varphi_1 Cos\varphi_2 dF_1 dF_2 . \quad (3.23)$$

Вычисление φ_{12} и φ_{21} по этим формулам для многих практических задач представляет большие математические трудности, поэтому во многих случаях φ находят методом Г. Л. Поляка, основанном на их некоторых свойствах:

- *свойство взаимности*

Сравнивая выражения (3.22) и (3.23), получим $\varphi_{12}F_1 = \varphi_{21}F_2$.

▪ *свойство замыкаемости*

Рассмотрим замкнутую систему абсолютно черных тел (рис. 3.18).

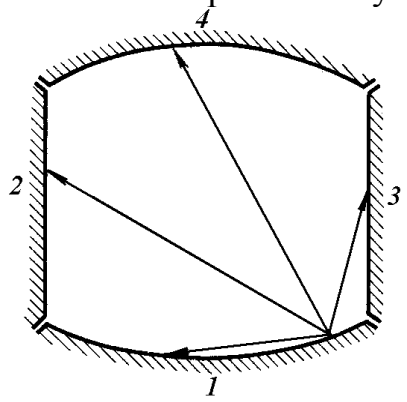


Рис. 3.18. Замкнутая система тел

С поверхности *1* излучение попадает на окружающие поверхности *2–4* и частично на самое себя (если *1* вогнутое), поэтому

$$\sum_{1}^{i} Q_{1-i} = Q_1 .$$

Разделим на Q_1, получим

$$\frac{\sum_{1}^{i} Q_{1-i}}{Q_1} = \sum_{1}^{i} \frac{Q_{1-i}}{Q_1} = \sum_{1}^{i} \varphi_{1i} = 1 .$$

Свойство замыкаемости: сумма угловых коэффициентов для замкнутой системы равна единице.

Определим угловые коэффициенты для некоторых случаев, возможных на практике. Системы двух тел изображены на рис. 3.19.

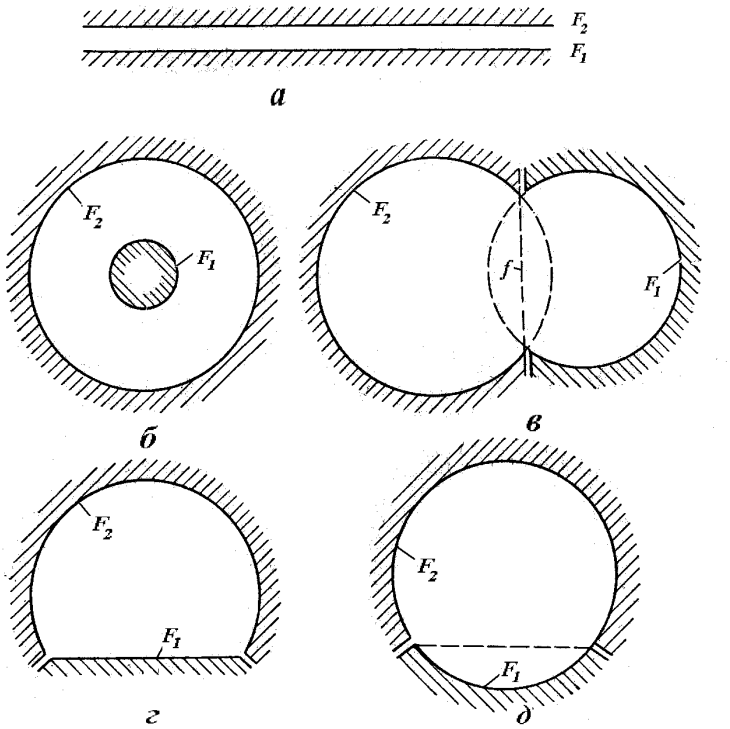


Рис. 3.19. Замкнутые системы из двух тел

Как видно, таких систем имеется несколько:

1) две большие плоские поверхности, расположенные на небольшом расстоянии одна от другой, $\varphi_{12} = 1$ и $\varphi_{21} = 1$;

2) две концентрические сферические поверхности или два круглых коаксиальных бесконечно длинных цилиндра (тело *1* внутри тела *2*):

$$\varphi_{12} = 1 \text{ и } \varphi_{21} = \frac{F_1}{F_2};$$

3) внутренние поверхности двух полых сфер, пересекающихся между собой:

$$\varphi_{12} = 1 - \frac{F_1}{F_{01}} = \frac{f}{F_1}$$

и

$$\varphi_{21} = 1 - \frac{F_2}{F_{02}} = \frac{f}{F_2},$$

где F_1 и F_2 – поверхности, находящиеся в состоянии лучистого теплообмена;

F_{01} и F_{02} – полные поверхности пересекающихся сфер;

f – площадь круга, краями которого является линия пересечения поверхностей F_{01} и F_{02};

4) внутренняя поверхность шарового сегмента и плоская круглая поверхность, являющаяся основанием сегмента (F_1 – плоская поверхность, а F_2 – вогнутая),

$$\varphi_{12} = 1 \text{ и } \varphi_{21} = \frac{F_1}{F_2}.$$

Этот случай получается из предыдущего при $F_1 = f$;

5) две поверхности, составляющие вместе сферическую полость, контуры их могут быть произвольной формы:

$$\varphi_{12} = \frac{F_2}{F_1 + F_2} \text{ и } \varphi_{21} = \frac{F_1}{F_1 + F_2}.$$

Замкнутая система из двух серых тел. Понятие эффективного теплового потока

Рассмотрим теплообмен в замкнутых системах. На тело падает лучистый поток $Q_{пад}$, который исходит от другого тела, а если тело имеет вогнутости, то и от него самого (рис. 3.20).

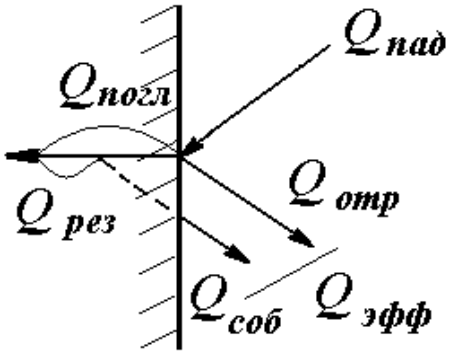


Рис. 3.20. Схема лучистых тепловых потоков у поверхности тела

Поверхность тела из падающего на нее лучистого потока поглощает тепло $Q_{погл} = a \cdot Q_{пад}$, а остальной поток тепла отражает обратно $Q_{отр} = Q_{пад} - Q_{погл}$.

Результирующий тепловой поток окончательно ушедший в тепло равен:

$$Q_{рез} = Q_{погл} - Q_{соб} = aQ_{пад} - Q_{соб}. \qquad (3.24)$$

Для непрозрачной поверхности, $a+r=1$, поэтому

$$Q_{отр} = r \cdot Q_{пад} = (1-a)Q_{пад}.$$

После подстановки в уравнение 3.24 получим $Q_{пад} = \dfrac{Q_{рез} + Q_{соб}}{a}$

или $Q_{отр} = (Q_{рез} + Q_{соб})(\dfrac{1}{a} - 1)$. Сумму отраженного лучистого потока и собственного излучения называют *эффективным излучением* и обозначают $Q_{эфф} = Q_{соб} + Q_{отр} = Q_{соб} + (Q_{рез} + Q_{соб})(\dfrac{1}{a} - 1)$.

Учитывая, что для серой поверхности $Q_{соб} = E_0 F = \varepsilon \sigma_0 F T^4$, $\varepsilon = a$, получим

$$Q_{эфф} = E_0 F + Q_{рез}(\frac{1}{\varepsilon} - 1) = \sigma_0 F T^4 + Q_{рез}(\frac{1}{\varepsilon} - 1).$$

Если собственное излучение больше поглощенного, то результирующий тепловой поток будет отрицателен.

Рассмотрим теплообмен между двумя произвольными серыми поверхностями *1* и *2,* образующими замкнутую систему. $T_1 > T_2$ – температуры равномерные. Найдем $Q_{рез1\text{-}2}$.

Поскольку система замкнута, весь эффективный лучистый поток, уходящий с поверхности *1*, распределяется между поверхностями *1* и *2*. Часть, падающая на поверхность *2*, определяется угловым коэффициентом φ_{12}, а на поверхность *1* – φ_{21}. Следовательно, результирующий поток равен:

$$Q_{12эфф1} = Q_{эфф1} \cdot \varphi_{12} - Q_{эфф2} \cdot \varphi_{21},$$

или

$$Q_{12} = \sigma_0 F_1 T_1^4 \varphi_{12рез1} Q_{рез2} - \left(\frac{1}{\varepsilon_1} - 1\right)\varphi_{12} - \sigma_0 F_2 T_2^4 \varphi_{21} Q_{рез2} - \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)\varphi_{21} \quad (3.25)$$

Из закона сохранения энергии $Q_{12рез1} Q_{рез2}$, а вследствие свойства взаимности $\varphi_{12} F_1 = \varphi_{21} F_2$. Алгебраически преобразовав уравнение (3.25), получим

$$Q_{12} = \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{\varepsilon_1} - 1\right)\varphi_{12} + \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)\varphi_{21}} \sigma_0 \left(T_1^4 - T_2^4\right) \varphi_{12} F_1$$

или

$$Q_{12} = \varepsilon_{12} \sigma_0 \left(T_1^4 - T_2^4\right) F_1 = \sigma_{12} \left(T_1^4 - T_2^4\right) F_1,$$

где ε_{12} – приведенная степень черноты,

σ_{12} – приведенный коэффициент излучения.

Для схемы, приведенной на рис. 3.19 (а), $\varphi_{12} = 1$ и $\varphi_{21} = 1$; $F_1 = F_2$;

$$Q_{12} = \frac{\sigma_0 \varphi_{12} \left(T_1^4 - T_2^4\right) F}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} = \sigma_{12} \left(T_1^4 - T_2^4\right) F.$$

Для схемы, приведенной на рис. 3.19 (*б*), $\varphi_{12} = 1$ и $\varphi_{21} = \frac{F_1}{F_2}$,

$$Q_{12} = \frac{\sigma_0 \varphi_{12} \left(T_1^4 - T_2^4\right) F_1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)\frac{F_1}{F_2}} = \sigma_{12} \left(T_1^4 - T_2^4\right) F_1.$$

Теплообмен излучением при установке экранов

В тех случаях, когда требуется уменьшить лучистый тепловой поток (например в вакуумных печах), на его пути могут быть установлены экраны, т.е. тонкие листы из непрозрачного материала, например металла.

Предположим, что имеются две большие плоские параллельные поверхности *1* и *2*, расположенные одна против другой, и что расстояние между ними мало по сравнению с их размерами (рис. 3.21). Площадь каждой из поверхностей – *F*. Их температуры, соответственно, равны T_1 и T_2, а коэффициенты излучения известны и одинаковы. Между пластинами расположим экран – непрозрачный лист – настолько тонкий, что температура с обеих его сторон одинакова.

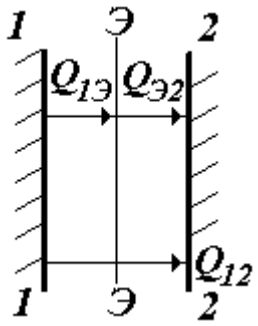


Рис. 3.21. Лучистый теплообмен при установке тонкого экрана

Найдем результирующий тепловой поток от поверхности *1* к поверхности *2* при установившемся режиме. Поскольку режим стационарный, то

$$Q_{1э} = Q_{2э} = Q_{12} \ ;$$

$$Q_{1э} = \sigma_{1э}\left(T_1^4 - T_э^4\right)F \ ; \qquad \frac{Q_{1э}}{\sigma_{1э}F} = \left(T_{1э}^4 - T^4\right)$$

$$Q_{э2} = \sigma_{э2}\left(T_э^4 - T_2^4\right)F \ ; \qquad \frac{Q_{э2}}{\sigma_{э2}F} = \left(T_э^4 - T_2^4\right)$$

Суммируя, получим: $\frac{Q_{1э}}{\sigma_{1э}F} + \frac{Q_{э2}}{\sigma_{э2}F} = \left(T_1^4 - T_2^4\right)$,

или

$$Q_{12} = \frac{1}{\frac{1}{\sigma_{1э}} + \frac{1}{\sigma_{э2}}}\left(T_1^4 - T_2^4\right)F \ , \qquad (3.26)$$

где $\sigma_{1э} = \sigma_{э2} = \frac{\sigma_0}{\frac{1}{\varepsilon} + \frac{1}{\varepsilon_э} - 1}$. Подставим значения σ в выражение (3.26):

$$Q_{12} = \frac{1}{2}\frac{\sigma_0}{\left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{1}{\varepsilon_э} - 1\right)}\left(T_1^4 - T_2^4\right)F \ .$$

Следовательно, при установке одного экрана лучистый тепловой поток уменьшается вдвое, если $\varepsilon = \varepsilon_э$. Чем меньше степень черноты экрана, тем сильнее снижается тепловой поток Q_{12}. При установке n экранов результирующий тепловой поток снижается в $n+1$ раз.

Излучение через окна или отверстия в печных стенках

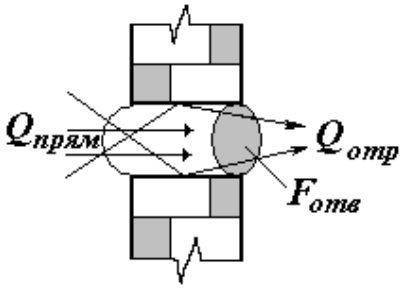


Рис. 3.22. Излучение через отверстие

В печах часто приходится иметь дело с излучением через открытые рабочие и смотровые окна и другие отверстия, сделанные в сравнительно толстых печных стенах (рис. 3.22).

В рассматриваемом случае для расчета тепловых потерь излучением может быть использована формула (3.27) и кривые, приведенные на рис. 3.23. При расчетах

излучения через отверстия коэффициент Φ обычно называется *коэффициентом диафрагмирования*.

В основу расчета положено представление о том, что излучение исходит от абсолютно черной поверхности, которая как бы натянута на внутренние края отверстия.

Суммарное излучение через отверстие

$$Q = C_0 \left(\frac{T_n}{100} \right)^4 F_{отв} \Phi \quad , \qquad (3.27)$$

где $C_0 = 5.7$ Вт/м^2·К^4 – приведенный коэффициент излучения абсолютно черного тела;

$F_{отв}$ – сечение отверстия, м^2.

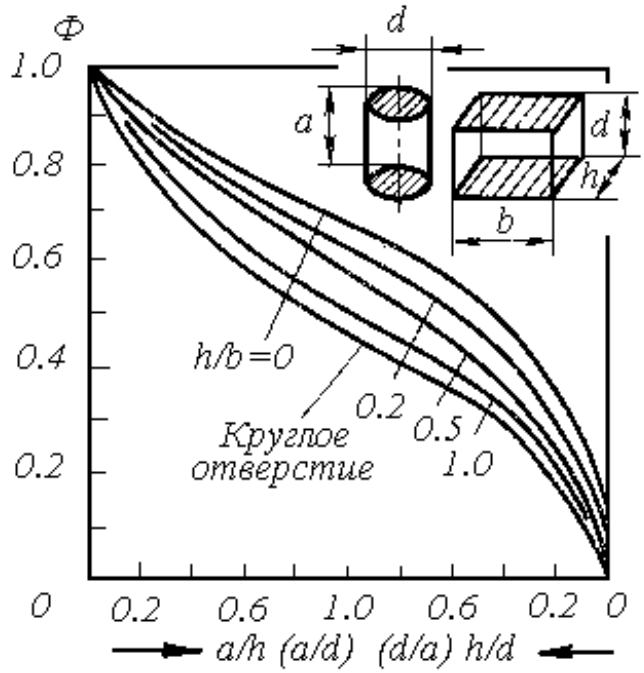


Рис. 3.23. Зависимость коэффициента диафрагмирования от размеров окна

Излучение газов и паров

Все газы и пары обладают способностью поглощать и излучать лучистую энергию. Излучательная способность двухатомных газов незначительна – их принимают *лучепрозрачными.* Трехатомные (и более) газы обладают значительной селективной поглощательной и излучательной способностью (рис. 3.24).

Наибольший интерес представляют CO_2 и H_2O-пар, входящие в состав продуктов сгорания топлива (дым). Энергия излучения CO_2 и H_2O зависит от парциального давления газа (*p, Па)*, толщины газового слоя (*S, м)* и температуры:

$$E_{CO_2} = 4.1(p_{CO_2}S)^{\frac{1}{3}}\left(\frac{T}{100}\right)^{3.5}, \text{ Вт/м}^2;$$

$$E_{H_2O} = 40.7\,p^{0.8}S^{0.6}\left(\frac{T}{100}\right)^{3}, \text{ Вт/м}^2.$$

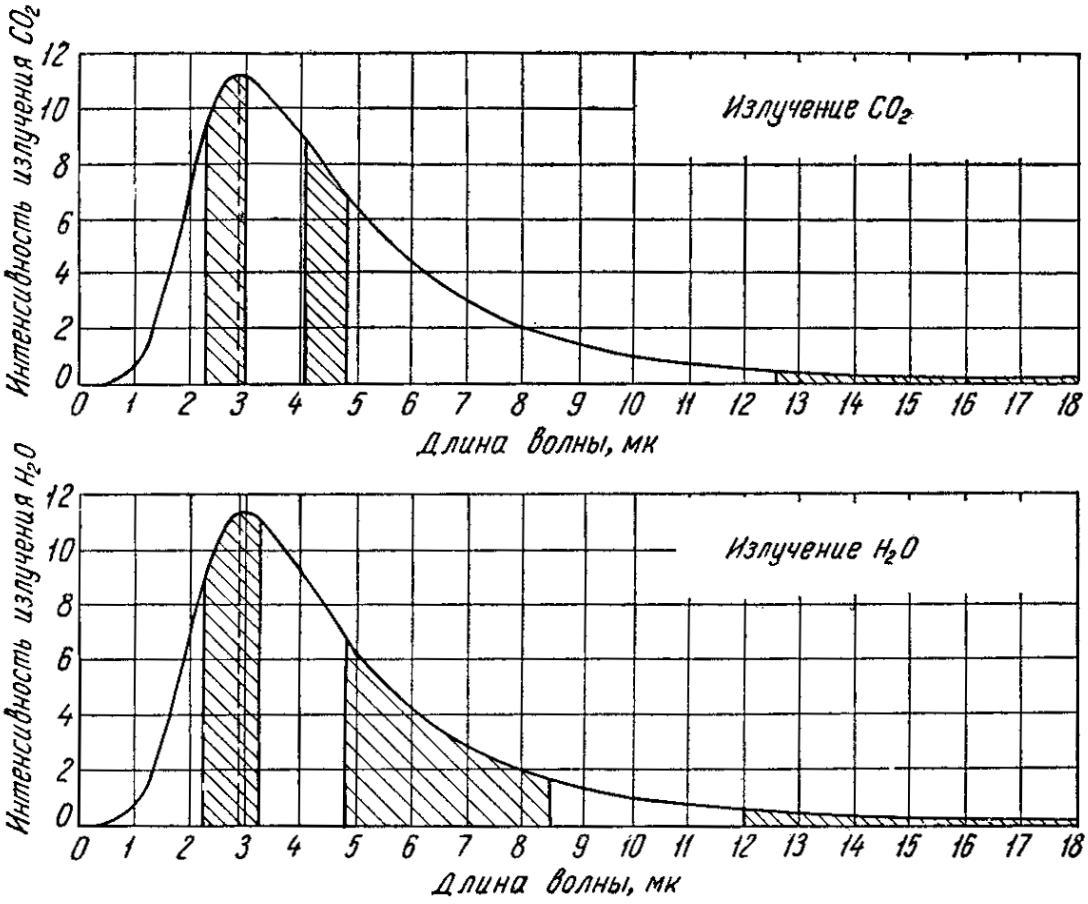


Рис. 3.24. Упрощенные спектры излучения углекислоты и водяных паров при 1000°К и большой толщине слоя излучающего газа

Для технических расчетов эта формула неудобна, поэтому используют формулы, в которых температура в четвертой степени. Необходимая поправка вводится в общую степень черноты газа – ε, которая также учитывает зависимость интенсивности излучения от длины волны $\varepsilon_г = f(\lambda)$.

$$E_{CO_2} = \varepsilon_{CO_2} c_o \left(\frac{T}{100}\right)^{4} \approx \varepsilon_{CO_2}\sigma_o T^4;$$

$$E_{H_2O} = \varepsilon_{H_2O} c_o \left(\frac{T}{100}\right)^{4} \approx \varepsilon_{H_2O}\sigma_o T^4.$$

Излучательная способность газа *($E_Г$)*, содержащего CO_2 и H_2O, определяется по формуле:

$$E_Г = \varepsilon_Г c_o \left(\frac{T_Г}{100}\right)^4 \approx \varepsilon_Г \sigma_o T_Г^4;$$

$$\varepsilon_Г = \varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{H_2O}\xi - \Delta\varepsilon_g,$$

где ξ – поправочный коэффициент, который находят из графика $\xi = f\left(p_{H_2O}, s+p\right)$, p – парциальное давление, s – толщина слоя;

$\Delta\varepsilon_g$ – поправка, учитывающая наложение полос излучения CO_2 и H_2O при их совместном пребывании в излучающем пространстве, определяется из графика.

При обычных соотношениях компонентов, которые наблюдаются в дымовых газах, $\Delta\varepsilon_g \sim 2 \div 4$ %. Ее нужно учитывать при очень точных расчетах и при больших значениях $P_o \cdot S$,
где P_o – общее давление газа;

S – эффективная длина луча, $S = \eta_Г \frac{4V}{F}$;

$\eta_Г$ – коэффициент эффективности газового излучения, характеризующий долю излучения, достигающую стенок;

V – объем, заполненный газом;

F – площадь всех стенок, ограничивающих этот объем.

Теплообмен в системе «серый газ – замкнутая серая оболочка»

Рассмотрим замкнутую серую оболочку с равномерной температурой T_1 и степенью черноты ε_1. Площадь внутренней поверхности оболочки – F_1. Внутри оболочки находится серый газ с равномерной температурой $T_Г$ и степенью черноты – $\varepsilon_Г$. Найдем тепловой поток от газа к оболочке $Q_{Г\text{-}1}$.

Все эффективное излучение оболочки попадает в газ, но только часть его, пропорциональная его поглощательной способности $a_Г$, поглощается. Так как для серого газа $a_Г = \varepsilon_Г$, то, в соответствии с формулой $Q_{эфф} = E_0 F + Q_{рез}\left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right) = \sigma_0 F T^4 + Q_{рез}\left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right)$, получим

$$Q_{погл} = Q_{эфф1}\varepsilon_Г = \varepsilon_Г \sigma_0 F_1 T_1^4 + Q_{рез1}\left(\frac{1}{\varepsilon_1} - 1\right)\varepsilon_Г.$$

Результирующий поток, отдаваемый газом оболочке, равен разности между собственным и поглощенным излучением:

$$Q_{Г-1} = Q_{соб} - Q_{погл} = \varepsilon_Г \sigma_0 F_1 T_Г^4 - \varepsilon_Г \sigma_0 F_1 T_1^4 - Q_{рез1}\left(\frac{1}{\varepsilon_1} - 1\right)\varepsilon_Г. \quad (3.28)$$

Учитывая, что результирующий поток, отдаваемый газом, равен результирующему потоку, проходящему через оболочку ($Q_{Г-1} = Q_{рез1}$), и, проведя простые преобразования формулы (3.28), получим

$$Q_{Г-1} = \frac{\sigma_0}{\left(\frac{1}{\varepsilon_Г} + \frac{1}{\varepsilon_1} - 1\right)}\left(T_Г^4 - T_1^4\right)F_1 = \sigma_{Г1}\left(T_Г^4 - T_1^4\right)F_1.$$

Это формула Нуссельта. Её применяют для расчета лучистого потока от газа к рекуперативным трубам и регенеративной насадке.

Серый газ в замкнутой системе, состоящей из двух поверхностей

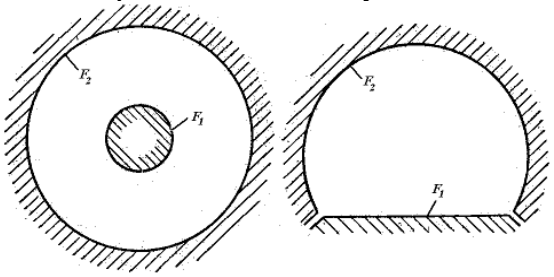


Рис. 3.25. Замкнутые системы двух тел

Две серые поверхности, из которых *1* не вогнутая (рис. 3.25), а *2* – вогнутая и адиабатная, образуют замкнутую систему, заполненную серым газом. Температуры газа и поверхности *1* известны.

Определим тепловой поток от газа к серой оболочке *1* ($Q_{Г-1}$-?).

$$Q_{Г-1} = \varepsilon_Г \sigma_0 F_1 T_Г^4 + Q_{эфф}\varphi_{21}\left(1 - \varepsilon_Г\right) = Q_{эфф1}; \quad (3.29)$$

$$Q_{эфф1} = \sigma_0 F_1 T_1^4 + Q_{рез1}\left(\frac{1}{\varepsilon_1} - 1\right).$$

$Q_{эфф2}$ определить нельзя, т. к. неизвестна T_2.

Воспользуемся тем, что поверхность *2* адиабатная и ее эффективное излучение равно излучению падающего потока, т.е. $Q_{эфф2} = Q_{пад2}$.

$$Q_{пад} = Q_{Г-2} + Q_{эфф1}\left(1 - \varepsilon_Г\right) + Q_{эфф2}\varphi_{22}\left(1 - \varepsilon_Г\right) = Q_{эфф2}, \quad (3.30)$$

$$Q_{Г2} = \sigma_0 \varepsilon_Г F_2 T_Г^4,$$

$$\varphi_{22} = 1 - \varphi_{21}.$$

Из уравнения (3.30) $Q_{эфф2} = \dfrac{\varepsilon_Г \sigma_0 F_2 T_Г^4 + Q_{эфф1}\left(1 - \varepsilon_Г\right)}{1 - \left(1 - \varphi_{21}\right)\left(1 - \varepsilon_{Г}\right)}$.

Подставляя значения $Q_{эфф1}$ и $Q_{эфф2}$ в уравнение (3.29), получим:

$$Q_{Г-1} = \varepsilon_Г \varepsilon_1 \frac{\varphi_{21}\left(1 - \varepsilon_{Г}\right) + 1}{\varphi_{21}\left(1 - \varepsilon_1\right)\varepsilon_Г + \varepsilon_{Г}\left(1 - \varepsilon_{Г}\right) + \varepsilon_1}\sigma_0 F_1\left(T_Г^4 - T_1^4\right),$$

$$Q_{Г-1} \approx \varepsilon_{Г1}\sigma_0 F_1\left(T_Г^4 - T_1^4\right) \approx \sigma_{Г1} F_1\left(T_Г^4 - T_1^4\right). \quad (3.31)$$

где $\sigma_{Г1}=\sigma_{пр}=\sigma_{ГКМ}$ – приведенный коэффициент излучения газа, кладки на металл, *1* – нагреваемый металл, *2* – кладка печи.

Это формула Тимофеева. Её применяют для расчета теплообмена в промышленных печах и топках котлов.

Коэффициент развития кладки $\omega = 1/\varphi_{21}$.

3.4. Конвективный тепло-и массообмен

Конвективным теплообменом называется одновременный перенос теплоты конвекцией и теплопроводностью. В инженерных расчетах часто определяют конвективный теплообмен между потоками жидкости или газа и поверхностью твердого тела. Этот процесс конвективного теплообмена называют *конвективной теплоотдачей* или просто *теплоотдачей*. Основными факторами, влияющими на процесс теплоотдачи, являются:

1. *Природа возникновения движения* жидкости вдоль поверхности стенки. Самопроизвольное движение жидкости (газа) в поле тяжести, обусловленное разностью плотностей её горячих и холодных слоев, называют *свободным движением (естественная конвекция)*. Движение, вызванное разностью давлений или инерцией, которые создаются насосами, вентиляторами и другими устройствами, называется *вынужденным (вынужденная конвекция)*.

2. *Режим движения жидкости.* Упорядоченное, слоистое, спокойное, без пульсаций движение называется *ламинарным*. Беспорядочное, хаотическое, вихревое движение называется *турбулентным*.

3. *Физические свойства жидкостей и газов.* Большое влияние на конвективный теплообмен оказывают следующие физические параметры: коэффициент теплопроводности *(λ),* удельная теплоемкость *(c),* плотность *(ρ),* коэффициент температуропроводности *($a = \lambda/c\cdot\rho$),* коэффициент динамической вязкости *(μ)* или кинематической вязкости *($\nu = \mu/\rho$),* температурный коэффициент объемного расширения *($\beta = 1/T$).*

4. *Форма* (плоская, цилиндрическая), *размеры* и *положение* поверхности (горизонтальная, вертикальная).

Процесс теплообмена между поверхностью тела и средой описывается законом *Ньютона–Рихмана*, который гласит, что количество теплоты, передаваемое конвективным теплообменом прямо пропорционально разности температур поверхности тела *($t_{ст}$)* и окружающей среды *($t_{ж}$):*

$$Q = \alpha(t_{ст} - t_{ж})\cdot F\,, \qquad (3.32)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, характеризует интенсивность теплообмена между поверхностью тела и окружающей средой, *Вт/(м²К)*.

Факторы, которые влияют на процесс конвективного теплообмена, включаются в этот коэффициент теплоотдачи. Тогда коэффициент теплоотдачи является функцией этих параметров и можно записать эту зависимость в виде следующего уравнения:

$$\alpha = f_1(X; \Phi; l_o; x_c; y_c; z_c; w_o; \theta; \lambda; a; c_p; \rho; \nu; \beta) , \qquad (3.33)$$

где X – характер движения среды (свободная, вынужденная);

Φ – форма поверхности;

l_o – характерный размер поверхности (длина, высота, диаметр);

$x_c; y_c; z_c$ – координаты;

w_o – скорость среды (жидкость, газ);

$\theta = (t_{ст} - t_{ж})$ – температурный напор;

λ – коэффициент теплопроводности среды;

a – коэффициент температуропроводности среды;

c_p – изобарная удельная теплоемкость среды;

ρ – плотность среды;

ν – коэффициент кинематической вязкости среды;

β – температурный коэффициент объемного расширения среды.

Уравнение (3.33) показывает, что коэффициент теплоотдачи– величина сложная и для её определения невозможно дать общую формулу. Поэтому для определения коэффициента теплоотдачи применяют экспериментальный метод исследования. Достоинством экспериментального метода является достоверность получаемых результатов. Основное внимание можно сосредоточить на изучении величин, представляющих наибольший практический интерес. Основным недостатком этого метода является то, что результаты данного эксперимента не могут быть использованы применительно к другому явлению, которое в деталях отличается от изученного. Поэтому выводы, сделанные на основании анализа результатов данного экспериментального исследования, не допускают распространения их на другие явления. Следовательно, при экспериментальном методе исследования каждый конкретный случай должен служить самостоятельным объектом изучения.

При исследовании конвективного теплообмена применяют *метод теории подобия*. *Теория подобия* – это наука о подобных явлениях. *Подобными явлениями* называются такие физические явления, которые качественно одинаковы по форме и по содержанию, т.е. имеют одну физическую природу, развиваются под действием одинаковых сил и

описываются одинаковыми по форме дифференциальными уравнениями и краевыми условиями. Обязательным условием подобия физических явлений должно быть геометрическое подобие систем, где эти явления протекают. Два физических явления будут подобны лишь в том случае, если будут подобны все величины, которые характеризуют их. Для всех подобных систем существуют безразмерные комплексы величин, которые называются *критериями подобия*. Основные положения теории подобия формулируют в виде *трёх теорем подобия*:

1 теорема. Подобные явления имеют одинаковые критерии подобия.

2 теорема. Любая зависимость между переменными, характеризующая какие-либо явления, может быть представлена, в форме зависимости между критериями подобия, составленными из этих переменных, которая будет называться *критериальным уравнением*.

3 теорема. Два явления подобны, если они имеют подобные условия однозначности и численно одинаковые определяющие критерии подобия.

Условиями однозначности являются:

- наличие геометрического подобия систем;
- наличие одинаковых дифференциальных уравнений;
- существование единственного решения уравнения при заданных граничных условиях;
- известны численные значения коэффициентов и физических параметров.

Используя теорию подобия, из системы дифференциальных уравнений можно получить уравнение теплоотдачи для конвективного теплообмена в случае отсутствия внутренних источников тепла в следующей *критериальной форме*:

$$Nu = f_2(X;\ Ф;\ X_0;\ Y_0;\ Z_0;\ Re;\ Gr;\ Pr)\ , \qquad (3.34)$$

где $X_0;\ Y_0;\ Z_0$ – безразмерные координаты;

$Nu = \alpha \cdot l_0/\lambda$ – *критерий Нуссельта* (безразмерный коэффициент теплоотдачи), характеризует теплообмен между поверхностью стенки и жидкостью (газом);

$Re = w \cdot l_0/\nu$ – *критерий Рейнольдса*, характеризует соотношение сил инерции и вязкости и определяет характер течения жидкости (газа);

$Gr = (\beta \cdot g \cdot l_0^3 \cdot \Delta t)/\nu^2$ – *критерий Грасгофа*, характеризует подъемную силу, возникающую в жидкости (газе) вследствие разности плотностей;

$Pr = \nu/a = (\mu \cdot c_p)/\lambda$ – *критерий Прандтля*, характеризует физические свойства жидкости (газа);

l_0 – определяющий размер (длина, высота, диаметр).

Расчетные формулы конвективного теплообмена

Приведем некоторые основные расчетные формулы конвективного теплообмена (академика М.А. Михеева), которые даны для средних значений коэффициентов теплоотдачи по поверхности стенки.

1. *Свободная конвекция в неограниченном пространстве:*

- Горизонтальная труба диаметром d при $10^3<(Gr\cdot\cdot Pr)<10^8$.

$$Nu = 0{,}5\cdot(Gr_{жd}\cdot Pr_{ж})^{0,25}\,(Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25}$$

- Вертикальная труба и пластина:

1) ламинарное течение – $10^3<(Gr\cdot Pr)_{ж}<10^9$,

$$Nu_{жdср} = 0{,}75\cdot(Gr_{жd}\cdot Pr_{ж})^{0,25}\cdot(Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25};$$

2) турбулентное течение – $(Gr\cdot Pr)_{ж} > 10^9$,

$$Nu_{жdср} = 0{,}15\cdot(Gr_{жd}\cdot Pr_{ж})^{0,33}\cdot(Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25}.$$

Здесь значения $Gr_{жd}$ *и* $Pr_{ж}$ берутся при температуре жидкости (газа), а $Pr_{ст}$ при температуре поверхности стенки. Для воздуха $Pr_{ж}/Pr_{ст} = 1$ и формулы упрощаются.

2. Вынужденная конвекция

Режим течения определяется по величине критерия *Re.*

- Течение жидкости в гладких трубах круглого сечения.

1) ламинарное течение – $Re < 2100$

$$Nu_{жdср}= 0{,}15\cdot Re_{жd}^{0,33}\cdot Pr_{ж}^{0,33}\cdot(Gr_{жd}\cdot Pr_{ж})^{0,1}\cdot(Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25}\cdot\varepsilon_l,$$

где ε_l – коэффициент, учитывающий изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы, зависит от отношения длины трубы к его диаметру *(l/d)*. Значения этого коэффициента представлены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Значение ε_l при ламинарном режиме

l/d	1	2	5	10	15	20	30	40	50
ε_l	1,9	1,7	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02	1,0

2) переходной режим – $2100 < Re < 10^4$

$$Nu_{жdср} = K_0\cdot Pr_{ж}^{0,43}\cdot(Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25}\cdot\varepsilon_l\,.$$

Коэффициент K_0 зависит от критерия Рейнольдса *(Re)* и представлен в табл. 3.2.

Таблица 3.2

Значение K_0

$Re \cdot 10^4$	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	3	4	5	6	8	10
K_0	1,9	2,2	3,3	3,8	4,4	6,0	10,3	15,5	19,5	27,0	33,3

3) турбулентное течение – $Re = 10^4$

$$Nu_{жdcp.} = 0{,}021 \cdot Re_{жd}^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,43} \cdot (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25} \cdot \varepsilon_l .$$

- Обтекание горизонтальной поверхности

1) ламинарное течение – $Re < 4 \cdot 10^4$

$$Nu_{жdcp.} = 0{,}66 \cdot Re_{жd}^{0,5} \cdot Pr_{ж}^{0,33} \cdot (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25}.$$

2) турбулентное течение – $Re > 4 \cdot 10^4$

$$Nu_{жdcp.} = 0{,}037 \cdot Re_{жd}^{0,5} \cdot Pr_{ж}^{0,33} \cdot (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25}.$$

- Поперечное обтекание одиночной трубы (угол атаки $\varphi = 90^0$):

1) при $Re_{жd} = 5 \div 10^3$

$$Nu_{жdcp.} = 0{,}57 \cdot Re_{ж}^{0,5} \cdot Pr_{ж}^{0,38} \cdot (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25},$$

2) при $Re_{жd} = 10^3 \div 2 \cdot 10^5$

$$Nu_{жdcp.} = 0{,}25 \cdot Re_{ж}^{0,6} \cdot Pr_{ж}^{0,38} \cdot (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25}.$$

4. НАГРЕВАТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

4.1. Классификация и общая характеристика работы печей

Требования, предъявляемые к нагревательным печам:

- Обеспечение необходимой температуры и заданного режима.
- Высокая тепловая экономичность с полным сжиганием топлива и максимальным КПД.
- Простота конструкции и минимальные габаритные размеры, обеспечивающие нагрев большого ассортимента изделий при различных режимах и с высокой производительностью.
- Механизация и автоматизация загрузки и выгрузки изделий, продвижения в печи.
- Автоматическое регулирование теплового режима.
- Удобство обслуживания при эксплуатации и ремонтах.
- Возможность применения защитной контролируемой атмосферы.

Классификация печей по технологическим и конструктивным признакам

По технологическому назначению металлургические печи делят на две основные группы: *нагревательные и плавильные*.

В *нагревательных* печах металл или другие материалы нагревают с целью:

1) изменения механических свойств металла (главным образом пластичности) перед обработкой давлением, прокаткой, ковкой, штамповкой, волочением;
2) изменения структуры металла;
3) обжига материалов (известняка, доломита, магнезита, руды, огнеупорных материалов);
4) удаления влаги из материалов (сушка литейных форм и материалов, руды, угля).

В таких печах основной продукт не меняет своего агрегатного состояния, хотя в процессе нагрева могут существенно измениться его свойства.

Плавильные печи применяют с целью:

1) получения металла из руд или концентратов;
2) переплавки металла;
3) удаления примесей из металлических материалов (шихты) и получения металла необходимого состава.

В плавильных печах после нагрева до температуры плавления материал переводится в другое агрегатное состояние (из твердого в жидкое).

Таким образом, печи – это тепловые устройства, предназначенные для осуществления технологических процессов таких видов, которые требуют разогревания материалов до той или иной температуры, и поэтому рабочим видом энергии в таких устройствах является тепло.

Плавильные печи подразделяют по характеру продукта передела: сталеплавильные, чугуноплавильные, медеплавильные и т.д.

Нагревательные печи подразделяют:

- по конструктивным признакам – нагревательные колодцы, методические печи, камерные и т.д.;
- методам транспортирования деталей (металла) в печи – садочные, толкательные, конвейерные, с вращающимся подом и др.;
- характеру нагреваемого продукта – для нагрева слитков, блюмов, труб и др.

Тепло, генерируемое в печах, получается из энергии другого вида – химической энергии топлива (топливные печи), при помощи топочных устройств (топок, горелок, форсунок) или преобразованием электрической энергии в тепловую (электрические печи).

Топливные печи делятся на *газовые* и *мазутные.* По способу утилизации тепла отходящих дымовых газов – на *регенеративные* и *рекуперативные*.

Электрические печи классифицируют по способу превращения электрической энергии в тепловую: *дуговые* электрические печи, печи *сопротивления* и *индукционные*.

Современные печи – это сложные тепловые агрегаты, состоящие из собственно печи и вспомогательного оборудования. Собственно печи включают в себя рабочее пространство и устройства для получения тепловой энергии: горелки, форсунки в топливных печах и электроды, резисторы в электрических печах. В состав вспомогательного оборудования входят устройства для утилизации тепла отходящих дымовых газов, вентиляторы и дымососы, дымовые трубы, различные клапаны, задвижки и т.д.

Классификация печей по принципу теплогенерации

Источниками тепла, генерируемого в печах, являются:

1) химическая энергия топлива (топливные печи). Превращение химической энергии топлива в тепловую происходит при сгорании топлива в топливных печах. В металлургии к таким печам относятся пламенные печи и печи, работающие по слоевому режиму (шахтные);

2) химическая энергия жидкого металла. Превращение химической энергии металла в тепловую происходит при выгорании примесей, находящихся с составе жидкого металла – конверторов;

3) электрическая энергия. Основой превращения электрической энергии в тепловую является теплогенерация:

- при прохождении электрического тока через газ – дуговые и плазменные печи;
- при воздействии электрического тока на магнитное поле и создание вихревых токов в металле – индукционные печи;
- при перемагничивании и поляризации диэлектриков – установки диэлектрического нагрева;
- при прохождении электрического тока через твердое (а иногда и жидкое) тело, обладающее электропроводностью – печи сопротивления (соляные ванны);
- за счет кинетической энергии электронов – электронно-лучевые печи.

Тепловая работа печей

1. Температурный режим

Температура печи – важный теплотехнический показатель работы печей. Это термин условный. Температура печи – это среднее значение между температурой пламени (нагревательных элементов), температурой кладки и металла.

Температура печи зависит от ряда факторов, важнейшие из которых – температура горения топлива и характер потребления тепла, включая тепловые потери. Для ориентировочного определения температуры печи пользуются приближенным соотношением:

$$t_n = \eta\, t_\Gamma,$$

где t_n – действительная температура печи;

t_Γ – калориметрическая температура горения топлива;

η – пирометрический коэффициент, зависящий от конструкции печи, изменяется в пределах 0.65 – 0.80.

Разница температур печи и поверхности нагреваемого металла составляет для прокатных и кузнечных печей Δt = 150–300°С, для термических – Δt = 50–70°С.

Изменение температуры печи во времени называют *температурным режимом* печи – $t_n = f(\tau)$ (рис. 4.1).

Печи, температура которых не изменяется с течением времени, называют печами постоянного действия, например методические. Печи, температура которых с течением времени изменяется, называют печами периодического действия, например печи с выдвижным подом.

Печи, температура которых примерно одинакова по всему объему, называют *камерными*. Печи с изменяющейся температурой по длине называются *методическими*.

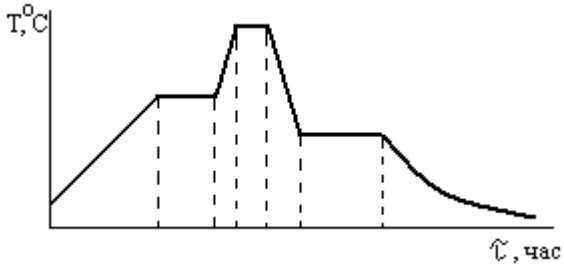


Рис. 4.1. Температурный график нагрева

2. Тепловой режим

Количество тепла, которое подают в печь в каждый заданный момент времени, называют *тепловой нагрузкой* печи. Наибольшее количество тепла, которое печь может нормально (без недожога топлива в рабочем пространстве) усвоить, называют *тепловой мощностью.*

Тепловой режим – это изменение тепловой нагрузки во времени.

Коэффициент полезного теплоиспользования

$$КПТ = \frac{Q_м + Q_{шл} + Q_{энд} - Q_{экз}}{Q_Т + Q_ф B},$$

где B – часовой расход топлива;

$Q_Т$ – химическое тепло топлива;

$Q_м$ *и* $Q_{шл}$ – тепло металла и шлака;

$Q_{энд}$ *и* $Q_{экз}$ – тепло эндо- и экзотермических реакций, кроме реакций горения топлива;

$Q_ф$ – физическое тепло топлива.

Для электрических печей $Q_Т + Q_ф B = 860P$,

где P – мощность печи, кВт.

Коэффициент использования топлива

$$КИТ = \frac{Q_р^н + Q_ф - Q_{ух}}{Q_р^н + Q_ф},$$

где $Q_{ух}$ – тепло уходящих газов,

$КИТ > КПТ,$ но нужно стремиться к их равенству.

3.Производительность печей

Важнейший показатель работы печей, который зависит от ряда факторов: температуры в рабочем пространстве печи, температуры отходящих дымовых газов, интенсивности и характера теплопередачи от печи к нагреваемому металлу и т.д. Все это свидетельствует о том, что производительность зависит от многих технологических, теплотехнических и конструктивных факторов.

Различают *общую* и *удельную* производительность. *Общая* производительность (P) характеризует размеры, масштабы агрегата и

измеряется в *кг/ч (Т/ч)* или *Т/сутки. Удельная* производительность характеризует интенсивность работы печи – *кг/м² ч (Т/ м²ч)*. Ее часто называют *напряженностью* пода печи. Различают напряженность *активного пода* $N_A – P/F_м$ и напряженность *габаритного пода* $N_Г – P/F_п$, где $F_м$ – площадь, занятая металлом, $F_п$ – площадь пода.

В России принято буквенно-цифровое обозначение печей:

- *Цифра* перед буквой – условное обозначение предприятия разработчика (применяется редко).
- *Первая буква* – метод нагрева. Д – дуговой, И – индукционный, С – сопротивлением, К – контактный (прямого нагрева).
- *Вторая буква* – для дуговых и индукционных плавильных – назначение: С – сталеплавильная, М – медеплавильная, Ч – чугуноплавильная. Для печей сопротивления и контактного нагрева основной конструктивный признак: А – карусельные, с вращающимся подом, Б – барабанная, В – ванная, Д – с выдвижным подом, Е – с подвесным конвейером, И – с пульсирующим подом, К – конвейерная, Н – камерная, Р – рольганговая, Т – толкательная, У – кузнечная методическая, Ш – шахтная, Щ – щелевая, Э – элеваторная, Ю – с шагающим подом.
- *Третья буква* – среда в рабочем пространстве: А – азотирующая, В – вакуум, З – защитная, Н – водородная, О – окислительная, Ц – цементационная.
- *Четвертая буква* – дополнительный конструкционный признак: А – агрегат, М – муфельная, У – сыпучих материалов, Х – с камерой охлаждения, Л – лабораторная.
- *Цифры, стоящие за буквой,* – габаритные размеры печи в *дм.*
- *Цифра, стоящая в знаменателе,* – температура в сотнях градусов Цельсия по стоградусной шкале.

Пример: СКЗА-6.30.1/13 – печь сопротивления, конвейерная, с защитной атмосферой, агрегат, ширина – 0.6 м, длина – 3.0 м, высота – 0.1 м, предельная температура применения – 1300°С.

4.2. Тепловой баланс и расход топлива

Тепловой баланс состоит из равных между собой частей – приходной и расходной, каждая из которых складывается из ряда статей.

Статьи приходной части теплового баланса

1. Тепло, получаемое в результате сгорания топлива,

$$Q_{хр} = BQ^н \text{ , кВт (кДж/ч)},$$

где B – часовой расход топлива, кг/ч или м³/ч.

2. Тепло, вносимое подогретым воздухом,

$$Q_{в} = c_{в} t_{в} \alpha L_{о}, \text{ кВт (кДж/ч)},$$

где $c_в$ – средняя удельная теплоемкость воздуха в интервале температур от 0°С до $t_в$, кДж/м^3 °С;

$t_в$ – температура подогрева воздуха, °С;

$\alpha L_о$ – действительный расход влажного воздуха, м^3.

3. Тепло, вносимое подогретым топливом,

$$Q_{в} = B c_{т} t_{т}, \text{ кВт (кДж/ч)}.$$

4. Тепло экзотермических реакций, кВт (кДж/ч)

Учитывают все химические реакции, идущие с положительным тепловым эффектом, кроме реакций горения топлива. В нагревательных печах учитывают тепло, выделяющееся при окислении металла. При окислении 1 кг металла выделяется 5652 кДж теплоты:

$$Q_{экз} = 5652Pa,$$

где P – производительность печи;

a – величина угара металла.

Статьи расходной части теплового баланса

1. Полезное тепло, необходимое для нагрева металла,

$$Q_{пол} = P c_{м} t_{м}, \text{ кВт (кДж/ч)},$$

где P – производительность печи;

$c_м$ – средняя удельная теплоемкость металла в интервале температур от 0°С до $t_м$, кДж/м^3 °С.

2. Тепло, уносимое шлаками, кВт (кДж/ч):

$$Q_{шл} = P c_{шл} t_{шл}.$$

3. Тепло эндотермических реакций – Q_3, кВт (кДж/ч).

Эта статья характерна для плавильных печей. Например, тепло на разложение известняка $CaCO_3$.

4. Тепло, уносимое отходящими дымовыми газами,

$$Q_{ух} = B V_{ух} c_{ух} t_{ух}, \text{ кВт (кДж/ч)}.$$

5. Тепло от химической неполноты сгорания топлива, кВт (кДж/ч).

При беспламенном сжигании топлива потери от химической неполноты сгорания практически отсутствуют. При пламенном сжигании в отходящих дымовых газах обычно содержится 0.5 – 3 % несгоревших газов *(CO и H_2)*. Можно принять, что на 1% *CO* содержится 0.5 % H_2. Теплота сгорания такой смеси составляет 12142 кДж/м^3. Если в отходящих газах долю несгоревшего *CO* принять равной *a*, то потери тепла будут:

$$Q_{5ух} = 12142BV_{ух} a, \text{ кВт (кДж/ч)}.$$

6. Тепло от механической неполноты сгорания, кВт (кДж/ч):

- При сжигании твердого топлива потери составляют 3–5 %:

$$Q_{6p} = (0.03 - 0.05) B Q^{н}_{р}.$$

- При сжигании жидкого топлива – 1 %

$$Q_{6p} = 0.01 B Q^{н}_{р}$$

- Утечки при сжигании газа составляют 2–3 %:

$$Q_{6p} = (0.02 - 0.03) B Q^{н}_{р}.$$

7. Потери тепла в результате теплопроводности через кладку (свод, стены и под печи):

$$Q_7 = \frac{t_{кл} - t_в}{\frac{S_1}{\lambda_1} + \frac{S_2}{\lambda_2} + \text{ЧЧЧ} + \frac{1}{\alpha}}, \text{ кВт (кДж/ч)},$$

где $t_{кл}$ – температура внутренней поверхности кладки, °С;

$t_в$ – температура окружающего воздуха, °С;

S_1 и S_2 – толщина огнеупорной кладки и изоляции, м;

λ_1 и λ_2 – соответственно коэффициенты теплопроводности кладки и изоляции, Вт/м °С;

α – коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху равный 19.8 Вт/м^2 °С ($1/\alpha$ = 0.052 м^2 °С/Вт).

8. Потери тепла излучением через открытые окна печи:

$$Q_{8o} = C_o \left(\frac{T}{100}\right)^4 F \Phi \varphi, \text{ кВт (кДж/ч)},$$

где C_o – коэффициент излучения абсолютно черного тела, Вт/м^2 К^4;

T – средняя температура печи, °К;

F – площадь открытого окна, м^2;

Φ – коэффициент диафрагмирования;

φ – доля времени (часа), когда окно открыто.

9. Тепло, затраченное на нагрев тары:

$$Q_{9т} = c_т t_т, \text{ кВт (кДж/ч)}.$$

10. Тепло, уносимое водой, охлаждающей отдельные части печи:

$$Q_{10пр} = (0.1 - 0.15) Q, \text{ кВт (кДж/ч)}.$$

11. Затраты тепла на аккумуляцию его кладкой:

$$Q_{11кл} = V_{кл} c_{кл} \rho_{кл} t_{кл}, \text{ кВт (кДж/ч)},$$

где $V_{кл}$ – объем кладки, м^3;

$t_{кл}$ – средняя температура кладки , °С;

$c_{кл}$ – теплоемкость кладки, кДж/кг °С;

$\rho_{кл}$ – плотность кладки, кг/м^3.

12. Неучтенные потери:

$Q_{12} = (0.1 - 0.15)(Q_5 + Q_6 + Q_7 + Q_8 + Q_9 + Q_{10} + Q_{11})$, кВт (кДж/ч).

Просуммировав отдельно приходные и расходные статьи теплового баланса, составляют уравнение: $Q_{прих} = Q_{расх}$. В этом уравнении одно неизвестное – расход топлива B. Найдя величину B, окончательно подсчитывают все статьи прихода и расхода.

Для сравнения качества работы отдельных печей пользуются удельными показателями расхода топлива и тепла. Часто удельный расход топлива определяют в единицах условного топлива *(у.т.)*. За условное топливо принимают такое, теплота сгорания которого 29330 кДж/кг = $Q_{у.т}$. Таким образом, удельный расход топлива будет равен:

$$d = \frac{BQ_p^н}{29330}.$$

4.3. Расчет электропечей и нагревательных элементов

Расчет электропечей аналогичен пламенным. Отличие заключается в том, что в приходной части теплового баланса $Q_{хим}$ заменяется $Q_{эл}$, отсутствуют статьи – $Q_{ух}$, Q_5 – недожог, $Q_в$ и $Q_т$ – тепло, вносимое подогретым воздухом и топливом.

В расходную часть уравнения теплового баланса вводят потери теплоты на короткие замыкания $Q_{ткз}$, т.е. потерю теплоты теплопроводностью через металлические части, проходящие через кладку (термопарные трубки, выводы нагревателей, направляющие, оси роликов и т.д.): $Q_{ткз} = (0.2 - 0.5)Q_{7кл}$.

Тепловой баланс позволяет определить $Q_{эл}$. Зная $Q_{эл}$, вычисляют электрическую мощность печи:

$$N = K\frac{Q_{эл}}{3600\tau}, \text{ кВт/ч,}$$

где K – коэффициент запаса, учитывающий возможность форсированной работы печи, понижение напряжения в сети, ухудшение изоляции.

$K = 1.3–5.0,$ для камерных печей.

$K = 1.2–1.3,$ для проходных.

Электрические нагревательные элементы сопротивления промышленных нагревательных устройств изготавливаются из металлических и неметаллических материалов. Для установок с рабочей температурой до 1000°С применяют металлические нагреватели, а для высокотемпературных установок (рабочая температура более 1100°С)

керамические нагревательные элементы, обычно из карбида кремния SiC, карбида циркония ZrC, карбида гафния HfC и металлические нагреватели из W, Mo при работе в вакууме. Основные требования к материалу нагревателей сводятся к высокой жаростойкости, прочности при высоких температурах, невысокому коэффициенту линейного расширения, высокому удельному электросопротивлению, отсутствию фазовых превращений, низкой стоимости материала и простоте изготовления. Обычно в качестве материала для металлических нагревателей используют сплавы типа нихром, ферритные высокохромистые стали ($Cr \approx 25\%$) с добавками алюминия. Лучшими сплавами являются никель-хромовые композиции – нихромы, но они дорогие, так как содержат много никеля. Хромоалюминиевые сплавы сравнительно дёшевы, но они склонны к старению, росту зерна при нагреве и потере пластичности, что приводит к их механическому разрушению. Основные характеристики сплавов сопротивления приведены в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Характеристики сплавов

Сплавы	Название и марка сплава	Максимально допустимая температура нагревателя, °С	Удельное электрическое сопротивление, $Ом \cdot мм^2/м$	Удельный вес, $г/см^3$	Выпускаемые типоразмеры (или сечение), *мм*
Хромоникелевые сплавы (нихромы)	Х20Н80 Х20Н80Т Х15Н60 ХН7ОЮ ХН60Ю3	1100 °С 1150 °С 1000 °С 1200 °С 1150 °С	1.15 1.10 1.10 1.10 1.10	8.4 8.4 8.4 8.2 8.2	Проволока $\varnothing 1 \div 10 мм$ или лента $a \times в$; $a = 1 \div 3 мм$, $в = 8 \div 40 мм$
Хромоалюминиевые сплавы (фехрали)	Х27Ю5Т Х23Ю5 Х23Ю5Т Х37Ю3ТЛ	1300 °С 1300 °С 1400 °С 1400 °С	1.40 1.35 1.35 1.40	7.5 7.3 7.2 7.3	Проволока $\varnothing 1 \div 10 мм$ или лента $a \times в$; $a = 1 \div 3 мм$, $в = 8 \div 40 мм$

При расчёте электрических нагревателей необходимо помнить, что для более точного регулирования температуры большие электропечи разделяют на самостоятельно регулируемые тепловые зоны, число которых выбирают в зависимости от соотношения длины L печи к её ширине B или диаметру D.

Наилучшая равномерность распределения температуры при

$$L_{зоны} = (1.0 \div 1.5) B \quad \text{и} \quad L = (1.0 \div 1.5) D .$$

Распределение мощности:

1) трёхзонные печи $0.5N_Y$; $0.3N_Y$; $0.2N_Y$;
2) двухзонные печи $(0.65 \div 0.75) \cdot N_Y$; $(0.25 \div 0.35) \cdot N_Y$.
3) в шахтных печах мощность верхней тепловой зоны на 20–40 % больше мощности остальных тепловых зон.

Мощность одного нагревателя каждой зоны должна быть не более 25 *кВт*. Рабочая температура нагревателей принимается на 50–200°С выше температуры печи. Для печей с принудительной циркуляцией эта разница может быть и выше.

При расчёте нагревателей определяют диаметр, длину, массу и сечение. Нагреватели могут быть проволочными и ленточными.

I	II
проволочные	ленточные
$d = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 10^5 \cdot P^2 \rho_t}{\pi^2 U^2 \nu}}$	$a = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 10^4 \cdot P^2 \rho_t}{m(m+1) U^2 \nu}}$
$l = \sqrt[3]{\frac{10 P U^2}{4\pi \rho_t \nu^2}}$	$l = \sqrt[3]{\frac{2.5 P U^2 m}{(m+1)^2 \rho_t \nu^2}}$
$g = \gamma \sqrt[3]{\frac{0.63 \cdot 4 \rho_t \cdot P^5}{U^2 \nu^4}}$	$g = \gamma \sqrt[3]{\frac{0.625 \cdot m^2 \rho_t \cdot P^5}{(m+1)^4 U^2 \nu^4}}$

Здесь *d* – диаметр, *мм; a* – толщина, *мм; l* – длина, *м*; g – масса, *кг;* ν – поверхностная нагрузка нагревателя, Вт/см^2; γ – плотность, кг/м^3; *P* – мощность, *кВт; U* – напряжение на нагревателе, *В;* ρ_t – удельное электросопротивление, Ом·мм^2/м; (*m* – соотношение сторон ленты (обычно *m* = 10);

для нихрома $\rho_{t\delta} = \rho \cdot (1 + \beta t) = (1.0 \div 1.2)(1 + 0.0001t)$.

Поверхностная нагрузка нагревателя ν зависит от температуры. Так, например, для нихрома при $t = 600^0$ С $\nu = 2.6 \div 3.2$ $Вт/см^2$; при $t = 900^0$ С $\nu = 1.1 \div 1.5$ $Вт/см^2$; при $t = 1100^0$ С $\nu = 0.5 \div 0.7$ $Вт/см^2$.

По вычисленной длине l и сечению нагревателей определяют его конструктивные особенности.

4.4. Рекуперативные теплообменники

Лучшим методом повышения термического КПД печей и, следовательно, экономии топлива является возврат в печь части тепла, содержащегося в отходящих дымовых газах, путём подогрева в рекуператорах воздуха, используемого для горения топлива, а также путём подогрева горючего газа. В промышленности применяют керамические и металлические рекуператоры.

Полное количество тепла, передаваемого в рекуператоре,

$$Q = K \Delta t_{ср} F \text{, Вт,}$$

где K – суммарный коэффициент теплоотдачи от дыма к воздуху (газу), Вт/м^{2}К;

$\Delta t_{ср}$ – средняя по всей поверхности нагрева разность температур (между температурой дыма $t_д$ и воздуха (газа) $t_в$), К;

F – поверхность, через которую происходит теплообмен, м^2.

Тепло в рекуператоре передается в три стадии:

- от дыма к стенке рекуперативных элементов (конвекцией и излучением)

$$\alpha_д = \alpha_д^к + \alpha_д^{изл};$$

- через стенку рекуперативных элементов (теплопроводностью); зависит от теплового сопротивления стенки $R = \frac{S}{\lambda}$ и состояния ее поверхности;
- от стенки нагреваемому воздуху или газу

  в случае нагрева воздуха $\alpha_в = \alpha_в^к$,

  в случае нагрева газа $\alpha_г = \alpha_г^к + \alpha_г^{изл}$.

Все отмеченные локальные коэффициенты теплоотдачи объединяют в суммарный коэффициент теплоотдачи

$$K = \frac{1}{1/\alpha_д + S/\lambda + 1/\alpha_в},$$

или

$$K = \frac{1}{1/\alpha_д + S/\lambda + 1/\alpha_г}, \text{ Вт/м}^2\text{ К.}$$

В металлических рекуператорах можно пренебречь величиной теплового сопротивления стенки $R = \frac{S}{\lambda}$ и тогда

$$K = \frac{\alpha_д \alpha_в}{\alpha_д + \alpha_в}.$$

Поскольку между воздушной и дымовой сторонами всегда есть перепад давлений, наличие неплотностей в рекуперативной насадке приводит к утечке воздуха, достигающей 40÷50 %. Прососы резко снижают эффективность работы рекуператоров.

$$\overline{K}_{ср} = \frac{K_{верх} + K_{низ}}{2}.$$

В рекуператорах движение газообразной среды может быть противоточное, перекрестное и прямоточное. Следует отметить, что схему движения принято рассматривать по ходу дыма. На рис. 4.2 приведены графики, характеризующие изменение температуры по поверхности нагрева при противоточной (а) и прямоточной (б) схемах движения.

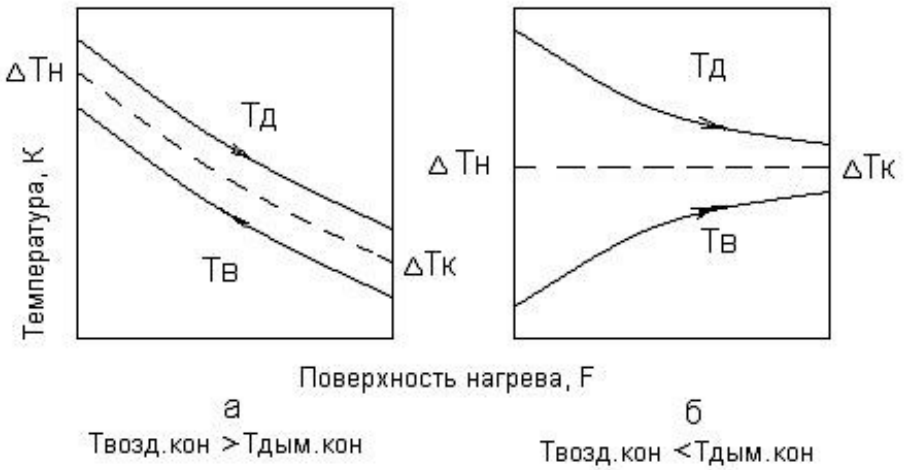


Рис. 4.2. Температурное поле рекуператора: а – применяют при относительно низкой температуре отходящих дымовых газов, б – при высокой температуре

Решая систему уравнений:

$$t_д = \frac{W_в t_в^к - W_д t_д^н + W_в \left(t_д^н - t_в^к \right) e^{-KT\left(1/W_д - 1/W_в\right)}}{W_в - W_д},$$

$$W_д \left(t_д^н - t_д^к \right) = W_в \left(t_в^к - t_в^н \right),$$

находят $t_{д}^{к}$ и $t_{в}^{к}$. При перекрестной схеме (рис. 4.3) среднюю разность температур ($\Delta t = t_{д} - t_{в}$) определяют по формуле $\Delta t_{ср} = f \Delta t_{ср.пр}$, где f – поправочный коэффициент $f = Ф(R \text{ и } P)$. $R = \dfrac{t_{д}^{н} - t_{д}^{к}}{t_{в}^{к} - t_{в}^{н}}$; $P = \dfrac{t_{в}^{к} - t_{в}^{н}}{t_{д}^{н} - t_{в}^{н}}$ определяют по номограммам, общий вид которых представлен на рис. 4.4.

С увеличением числа ходов при перекрестном противотоке $\Delta t_{ср}$ приближается к $\Delta t_{пр}$. Причем, если число противоточных ходов больше двух, то $\Delta t_{ср}$ можно определять так же, как и для противоточного рекуператора.

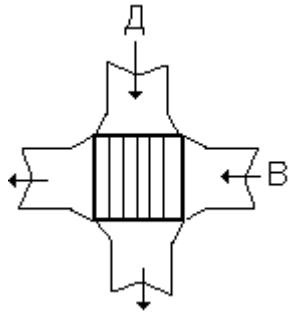


Рис. 4.3. Перекрестная схема

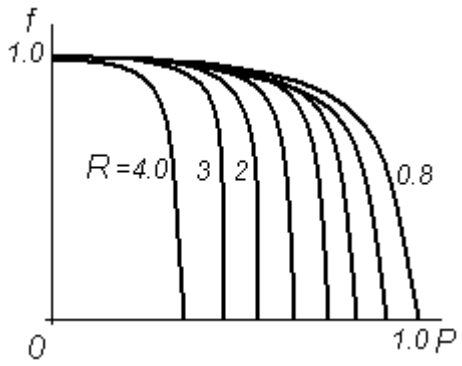


Рис. 4.4. Общий вид номограммы

Изменение температуры газов в рекуператоре может иметь как криволинейный, так и прямолинейный характер. Судить об этом можно по величине отношения $\dfrac{\Delta t_{м}}{\Delta t_{б}}$, при противотоке $\dfrac{\Delta t_{н}}{\Delta t_{к}}$, при прямотоке – $\dfrac{\Delta t_{к}}{\Delta t_{н}}$. Если $\dfrac{\Delta t_{м}}{\Delta t_{б}} \geq 0.5$, то изменение температуры носит линейный характер.

Таким образом, если известны $t_{д}^{н}$ и $t_{в}^{н}$, то можно определить температуру и разность температур в любой точке рекуператора, что необходимо, например, для определения температуры стенки рекуператора.

$$t_{ст}^{дым} = t_{д} - \frac{K(t_{д} - t_{в})}{\alpha_{д}},$$

$$t_{ст}^{возд} = t_в + \frac{K\left(t_д - t_в\right)}{\alpha_в}.$$

В металлических рекуператорах $t_{ст}^{дым} \approx t_{ст}^{возд}$, отсюда

$$t_{ст} = t_в + \frac{t_д - t_в}{1 + \frac{\alpha_в}{\alpha_д}}.$$

Конструкции рекуператоров

Требования, предъявляемые к рекуператорам:

- обеспечение максимальной степени утилизации тепла дымовых газов;
- достаточная стойкость против воздействия дыма с высокой температурой;
- максимальная компактность конструкции;
- наивысший коэффициент теплопередачи (*K*);
- наименьшее гидравлическое сопротивление рекуператора;
- хорошая герметичность.

Рекуператоры изготавливают из металла и керамических материалов. *Металлические рекуператоры* по характеру теплообмена можно разделить на конвективные (игольчатые и трубчатые) и радиационные. Нередко выполняют комбинированные – радиационно-конвективные металлические рекуператоры. Преимущества металлических рекуператоров:

- высокий коэффициент теплопередачи (*K*) ;
- компактность конструкции;
- нет необходимости в глубоких подземных боровах, можно располагать рекуператоры над печами;
- улучшенная герметичность.

Сварные металлические рекуператоры можно применять для подогрева газов. Основной недостаток металлических рекуператоров – низкая стойкость к высокой температуре дымовых газов.

Керамические рекуператоры чаще всего работают в условиях, когда учитывается и конвекция и тепловое излучение дымовых газов. Они более громоздки, имеют низкий коэффициент теплопередачи, мало герметичны и совершенно не пригодны для подогрева газа. Размещают их только под печами. Однако керамические рекуператоры могут работать при температурах дымовых газов 1200–1400ºС и подогревать воздух до температуры 800–850ºС.

Расчет рекуператоров

Обычно целью расчета является определение размеров рекуператора, необходимых для обеспечения подогрева требуемого количества воздуха (газа) до необходимой температуры. В отдельных случаях приходится решать и обратную задачу.

ПОРЯДОК РАСЧЕТА

- *Составление теплового баланса*

Для газоплотных рекуператоров потери тепла составляют ≈ 10 %, для негазоплотных (керамических) утечки воздуха могут достигать 15÷30 %. Решая систему уравнений, определяют конечную температуру дымовых газов – $t_д^к$.

$$0.9V_д C_д \left(t_д^н {}_д^н - t_д^к {}_д^к \right) = C_в \left(t_в^к {}_в^к - t_в^н {}_в^н \right),$$

$$0.9V_д C_д \left(t_д^н {}_д^н - t_д^к {}_д^к \right) = C_в t_в^к {}_в^к + \Delta C_в t_в {}_д^к .$$

Необходимое количество тепла, передаваемое через поверхность рекуператора:

для газоплотных конструкций $Q_{Fв} = V_в C_в \left(t^к {}_в^к - C_в t^н {}_в^н \right)$

для негазоплотных $Q_{Fв} = \left(V C + t \frac{\Delta V_в}{2} C_в \right) \left(t^к {}_в^к - {}_в^н {}^н \right)$,

где $V_в$ и $V_д$ – объем дымовых газов и воздуха, м^3/ч;

$\Delta V_в$ – количество воздуха, ушедшее в дымовые каналы, м^3/ч.

- *Определение $\Delta t_{ср}$ – средней разности температур* (см. выше)
- *Определение суммарного коэффициента теплопередачи (К)*

Для определения величины *К* целесообразно задаваться скоростью движения дыма и воздуха. Для металлических рекуператоров $\omega_д$= *3–5 м/с,* $\omega_в$= *7–10 м/с;* для керамических рекуператоров $\omega_д$= *1.2–2 м/с,* $\omega_в$= *0.7–1.0 м/с.* Зная скорости, определяют локальные коэффициенты теплоотдачи – $\alpha_д$, $\alpha_в$ или $\alpha_г$ и затем *К.*

- *Определение общей поверхности нагрева (F) и размеров рекуператора*

Для определения поверхности нагрева используют выражение $Q = K \Delta t_{ср} F$, отсюда $F = \frac{Q}{K \Delta t_{ср}}$. Зная общую поверхность нагрева, определяют размеры рекуператора.

Рассмотрим расчет рекуператора на примере.

ПРИМЕР

Рассчитать игольчатый рекуператор для двухзонной методической печи, отапливаемой смесью коксового и доменного газов $Q_н^р = 8380 \, кДж/м^3$, в которой расход топлива (при работе рекуператора) составляет $2160 \, м^3/ч$; температура подогрева воздуха 300^oC; $t_д^н = 850^oC$, $t_в^н = 0^0C$; состав дымовых газов: $15\ \% \ CO_2$; $15\ \% \ H_2O$; $70\ \% N_2$. Из расчёта горения топлива $B_{возд} = 4300 \, м^3/ч$; $B_{топ} = 6050 \ м^3/ч$.

Решение

1. Выберем трубы с иглами только на воздушной стороне, длиной 880 *мм*. Примем скорость движения воздуха $V_в = 6 \, м/с$, дыма – $V_д = 3 \, м/с$.

2. Составим тепловой баланс рекуператора. Для выбора теплоёмкости дымовых газов предположим, что $t_д^к = 600^oC$.

Теплоёмкость дымовых газов при

$t_д^к = 600$°C	$t_д^н = 850$°C
$C_{N_2} = 1.34 \cdot 0.7 = 0.938$	$C_{N_2} = 1.37 \cdot 0.7 = 0.96$
$C_{CO_2} = 2.06 \cdot 0.15 = 0.309$	$C_{CO_2} = 2.17 \cdot 0.15 = 0.325$
$C_{H_2O} = 1.61 \cdot 0.15 = 0.241$	$C_{H_2O} = 1.67 \cdot 0.15 = 0.25$
$C_\Sigma = 1.488 \, кДж/м^3C$	$C_\Sigma = 1.535 \, кДж/м^3C$

Потери тепла в окружающую среду 10 %. Уравнение теплового баланса:

$$0.9B_{топл}\left(C_д^н t_д^н - C_д^к t_д^к\right) = C_в^н t_в^к B_{возд};$$

$$0.9 \cdot 6050\left(1.535 \cdot 850 - 1.488 t_д^к\right) = 1.32 \cdot 300 \cdot 4300 = 1720000 \, кДж/ч,$$

откуда $t_д^к = 660^oC$.

3. Определим $\Delta t_{ср}$ (считаем, что движение газа происходит по схеме перекрёстного противотока). Пренебрегая поправкой на перекрёстный ток, $\Delta t_{ср} = f \Delta t_{ср.пр}$, определим $\Delta t_{ср}$.

Определим, по какому закону изменяется температура

$$\frac{\Delta t_н}{\Delta t_к} = \frac{(850 - 300)}{(660 - 0)} = 0.833, \text{ т.к. } \frac{\Delta t_н}{\Delta t_к} \neq 0.5.$$

Закон изменения температуры носит линейный характер, следовательно

$$\Delta t_{ср} = \frac{(850 - 300) + (660 - 0)}{2} = 605^0 C.$$

4. Определим *К*, применяя график. При $V_в = 6$ м/с, $V_д = 3$ м/с

$$K = 36\ Вт/м^2 C.$$

5. Определим общую поверхность нагрева и размеры рекуператора из выражения:

$$F = \frac{Q}{K\Delta t_{ср}},$$

$$F = \frac{1720000 \times 10^3}{36 \times 605 \times 3600} = 22 м^{2.}$$

Условная поверхность нагрева каждой трубы длиной 880 *мм* без наружных игл (определяется по таблице) составляет 0.25 $м^2$. Следовательно, общее число труб рекуператора составит:

$$n = \frac{22}{0.25} = 88\ труб.$$

Необходимое общее сечение для прохода воздуха

$$f_в = \frac{4300}{3600 \times 6} = 0.2\ м^2.$$

Необходимое сечение для прохода дыма

$$f_д = \frac{6050}{3600 \times 3.5} = 0.48\ м^2.$$

Следовательно, 88 труб должны быть распределены на секции так, чтобы по воздуху на каждую секцию приходилось $m = \frac{f_в}{s_в}$ труб, а на пути движения дыма – $m = \frac{f_д}{s_д}$.

Ориентировочно должно быть труб на пути воздуха:

$$m = \frac{0.2}{0.008} = 25.$$

На пути движения дыма:

$$m = \frac{0.48}{0.060} = 8.$$

Сечение для прохода воздуха 0.008 *м* и сечение для прохода дыма 0.060 *м* берутся из таблиц.

Таким образом, в рассчитываемом рекуператоре должно быть предусмотрено 88/25 = 3.6 секций (хода) по 25 труб в каждой. Воздух

последовательно проходит 3 секции по 8 труб в каждой. Принимаем, что в секции будет 26 труб по 2 ряда, в ряду 13 труб.

4.5. Устройства для сжигания топлива

Устройства для сжигания топлива предназначены для того, чтобы обеспечить превращения химической энергии топлива в тепловую.

Рассмотрим устройства для сжигания газа (горелки)

Устройства, которые применяются для сжигания газа, называются горелками. Применение горелок должно обеспечивать:

- подвод и смешение между собой необходимого количества топлива и воздуха;
- полноту сжигания топлива в пределах рабочего пространства печи;
- сжигание топлива с образованием такого пламени, которое может обеспечить требуемый по технологическим условиям уровень теплопередачи в рабочем пространстве печи.

Весь цикл – смешение-горение-теплопередача – должен быть выполнен с наивысшей эффективностью и КПД. По способу смешения газа с воздухом горелки делятся на 3 большие группы:

1) с полным предварительным смешением газа и воздуха;
2) с частичным предварительным смешением газа и воздуха;
3) с внешним смешением.

К первым относятся горелки, которые обеспечивают полное смешение топлива и воздуха еще до выхода в печь. Смесь, сгорая, почти не дает видимого пламени. Ко второй группе относятся горелки, в которых к топливу предварительно (до выхода в печь) подмешивается только часть необходимого для горения воздуха. Смесеобразование третьей группы горелок происходит в одном объеме с горением, в результате образуется хорошо видимое пламя. Поэтому эти горелки часто называются пламенными.

Рассмотрим подробнее горелки с *полным предварительным смешением*, их называют *инжекционные*. Следует отметить, что инжекционные горелки обеспечивают наивысшую температуру горения, они беспламенные, имеют короткую длину факела. Инжекционные горелки работают как на холодном воздухе, так и на подогретом воздухе и газе. Важно правильно выбрать допустимую температуру подогрева газа и воздуха, чтобы исключить возможность воспламенения в смесителе. Например, смесь доменного газа с воздухом взрывоопасна при температуре 400 ^{0}C.

Производительность и устойчивость работы инжекционных горелок в значительной мере зависит от давления поступающего топлива. Если давление мало и скорость выхода смеси из носика горелки меньше скорости горения для данного топлива, то пламя будет проскакивать внутрь смешивающей трубы, и горелка может выйти из строя. Если скорость выхода смеси больше скорости горения (при чрезмерном давлении), то пламя будет отрываться от носика горелки, что снизит эффективность ее работы. Нормальная скорость выхода смеси из носика горелки должна быть 20–50 м/с (при 0^0С). Минимальное давление газа, необходимое для избегания проскока пламени в носик горелки, будет:

- для доменного газа – 490 Па;
- для генераторного – 881 Па;
- для смеси коксового и доменного газа 196 Па ($Q_р^н$ = 8350 кДж/м^3).

Скорость выхода смеси определяет тепловое напряжение носика горелки:

$$h_{н.г} = \frac{0.278 B_Г Q_н^р}{f_{н.г}}, \text{ Вт/м}^2,$$

где $B_Г = Wf_{н.г}$ – расход газа, м^3/час;

W – скорость смеси, м/с;

$f_{н.г}$ – сечение носика, м^2; $f = \frac{\pi d_{н.г}^2}{4}$.

$$h_{н.г} = 0,278 W Q_н^р .$$

Зная расход топлива $B_Т$, определяют расход топлива поступающего к горелке:

$$B_Г = \frac{B_Т}{n},$$

где n – количество горелок в печи. Это в том случае, когда задаются конструктивно количеством горелок в печи. Задаваясь давлением газа перед горелкой, по графикам определяют расход газа через одну горелку – $B_Г$, затем определяют диаметр носика горелки и ее конструктивные размеры:

$$f_{н.г} = \frac{0,278 B_Г Q_н^р}{h_{н.г}}, d_{н.г} = \sqrt{\frac{4 f_{н.г}}{\pi}} .$$

При расчете горелок можно применять 2 варианта:

1 вариант

1) выбирают горелку, т.е. задаются $d_{н.г}$;

$$f = \frac{\pi d_{н.г}^2}{4}$$

2) определяют $B_Г = \frac{h_{н.г} \cdot f_{н.г}}{0,278 Q_н^p}$ или $B_Г^К = B_Г^{100} \cdot K$,

где $B_Г^{100}$ – определяют по графику, зная давления газа при $d_{н.г}$ = 100 мм;

K – поправочный коэффициент, берется из таблиц;

3) определяют число горелок $B_Г = \frac{B_Т}{n}$.

2 вариант

1) задаются числом горелок – n;

2) $B_Г = \frac{B_Т}{n}$; $B_Г^К = B_Г^{100} \cdot K$;

3) находят $K = \frac{B_Т}{B_Г^{100} \cdot n}$;

4) зная K, по таблице определяют $d_{н.г}$;

5) по $d_{н.г}$ находят все остальные размеры из таблиц.

Кроме работы на атмосферном (холодном) воздухе, инжекционные горелки определенных конструкций могут работать на подогретом воздухе и газе. Что особенно важно для печей отапливаемых «бедным» топливом (например доменным газом). Необходимо только правильно выбрать температуру подогрева газа и воздуха, чтобы избежать воспламенения смеси еще в смесителе.

Горелки с частичным предварительным смешением

Иногда, преимущественно в печах небольшого размера, необходим факел с промежуточными характеристиками, т.е. слабо светящийся факел умеренной длины. В этих случаях применяют горелки с частичным предварительным смешением. В этих горелках часть воздуха через отверстия попадает в газовую трубку и смешивается с газом, остальной воздух смешивается на выходе газа из горелки.

Горелки с внешним смешением (пламенные)

Общим для горелок с внешним смешением является то, что до выхода из горелки топливо и воздух подаются по отдельным каналам (рис. 4.5). Перемешивание газа и воздуха происходит на выходе из горелки уже в рабочем пространстве печи. В результате этого для обеспечения необходимой полноты сгорания топлива нужен 10÷15%-й

избыток воздуха. Конструктивное оформление ввода газа и воздуха оказывает весьма сильное влияние на интенсивность смешения и, следовательно, на длину факела. Чем лучше смешение, тем короче факел.

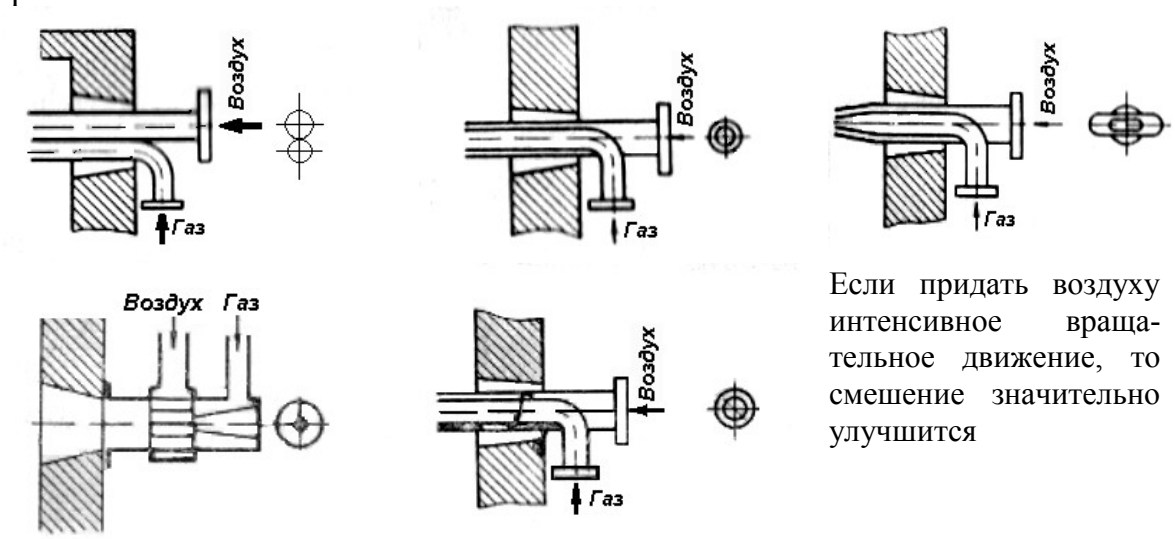


Рис. 4.5. Конструктивное оформление горелок внешнего смешения

Пламенные горелки следует применять при сжигании топлива с высокой теплотой сгорания. При применении горелок с внешним смешением наиболее просто осуществляется переход с одного вида топлива на другой.

Недостатки:

- высокое значение α – коэффициента избытка воздуха; $\alpha = 1{,}1 \div 1{,}15$, что вызывает излишний расход топлива;
- необходимость вентилятора для подачи воздуха;
- потребность в специальных устройствах для регулирования количества воздуха по изменению количества газа.

Рассмотрим наиболее распространенный тип конструкций горелок – горелки типа «труба в трубе». Они могут работать на различном топливе и в самых различных печах при небольшом давлении газа и допускают широкие пределы регулирования.

Скорость входа смеси в устье горелки берут в пределах $w_{см} = 10 \div 70$ м/с при давлении воздуха и газа 98÷4900 Па. Необходимое давление газа и воздуха следует брать на 35÷40 % больше динамического напора газа и воздуха, соответственно, в сечении $f_г$ и в кольцевом сечении $f_в$. Следует также правильно выбирать соотношение $w_г/w_в$. Отметим рекомендуемые значения отношения площади воздушного кольца $f_в$ к площади сечения газовой трубки $f_г$:

	$f_в / f_г$
смешанный газ при $Q_н^р$ = 3771 – 5866 кДж/м^3	1.1
смешанный газ при $Q_н^р$ = 5866 – 8380 кДж/м^3	1.9
коксовый газ	7.0
природный газ	14.0

Расчет горелки типа «труба в трубе»

1. Зная $Q_н^р$ – теплоту сгорания, расход воздуха $B_в$ и газа $B_г$, задают скорость движения газа $w_г$ (до 40 м/с) в сечении $f_г$ и определяют сечение $f_г$, а затем и диаметр газового сопла $d_г$;

$$f_г = \frac{B}{w_г};\ d_г = \sqrt{\frac{4 f_г}{\pi}}.$$

2. Взяв соответствующее теплоте сгорания $Q_н^р$ отношение $f_в / f_г$, находят площадь воздушного кольца $f_в$, а затем наружный диаметр $d_{в.н}$;

$$\frac{\pi d_{в.н}^2}{4} = f_в + f_г;\ d_{в.н} = \sqrt{\frac{4(f_в + f_г)}{\pi}}.$$

Устройства для сжигания жидкого топлива (форсунки)

К форсункам предъявляют следующие требования:

- хорошее распыливание и перемешивание топлива с воздухом;
- обеспечение устойчивого горения незатухающего факела нужной длины;
- надежность в эксплуатации, простота и прочность конструкции, незасоряемость, удобство чистки.

Все форсунки делятся на 2 большие группы: низкого давления и высокого давления. Различие состоит в том, что в форсунках 1-го типа распылителем служит вентиляторный воздух со сравнительно невысоким давлением, в форсунках же 2-го типа распылителем служит компрессорный воздух или пар высокого давления.

Форсунки высокого давления применяют в таких печах, где для достижения высоких температур в рабочем пространстве (например мартеновские печи) необходимо воздух подогревать до высокой температуры. Форсунки *низкого давления* используют на нагревательных печах различного рода. Мазут в них сгорает полнее. Давление мазута перед форсункой выбирают в пределах 49,0÷98,0 кПа.

Форсунки низкого давления рассчитывают, определяя выходное сечение для мазута и воздуха. Необходимая площадь выходного сечения мазута

$$f_м = \frac{A \cdot b}{\mu_м}\sqrt{\rho_м P_м}\ , \text{мм}^2,$$

где $A = 195{,}625$ при P в Па, коэффициент;

b – расход мазута, кг/ч;

$P_м$ – давление мазута, Па;

$\mu_м$ – коэффициент расхода мазута (0,2÷0,3);

$\rho_м$ – плотность мазута, кг/м^3 (950÷960 кг/м^3).

Выходное сечение для воздуха

$$f_в = \frac{A' V_в}{\mu}\sqrt{\frac{P_в}{\rho_в}}\ , \text{мм}^2,$$

где $A' = 618{,}75$ при P в Па, коэффициент;

$V_в$ – количество воздуха, пропускаемого форсункой, м^3/ч;

$P_в$ – полный напор перед выходным отверстием, Па;

μ – коэффициент расхода воздуха (0,7÷0,8);

$\rho_в$ – плотность воздуха, кг/м^3.

Кроме этого, в практике используют и комбинированные газомазутные горелки.

Радиантные трубы

Радиантные трубы применяют для отделения продуктов сгорания от нагреваемого металла. Существуют два способа – муфелирование металла и муфелирование пламени (радиантные трубы). Радиантные трубы выполняют из жаростойких хромоникелиевых сталей *(18÷25 % Cr; 13÷25 % Ni)* , $t_{раб.пов} \approx 1000\ ^0C$, $t_{печи}$ *до* $900–920\ ^0C$.

Для эффективной работы радиантных труб необходимо добиваться максимально возможного теплонапряжения поверхности трубы, т.е. максимального количества тепла, отдаваемого 1м^2 поверхности трубы в единицу времени. Радиантные трубы бывают одно- и многоветьевые. Шаг между одноветьевыми ≈ 0,5м, между двухветьевыми трубами ≈ 0,8м. Расчет числа радиантных труб осуществляют исходя из того количества тепла, которое должно быть подано в ту или иную зону печи. Это тепло находят с помощью теплового баланса. Определив величину теплонапряжения единицы поверхности радиантной трубы, находят (на всю зону) необходимую поверхность радиантных труб и затем их число.

Теплонапряжение поверхности радиантных труб:

$$q = C_{пр}\left[\left(\frac{T_T}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_M}{100}\right)^4\right], \text{Вт/м}^2,$$

где T_T – температура поверхности трубы;

T_M – температура поверхности металла (берется на 50÷100 ^{0}C выше температуры нагрева металла).

$$C_{пр} = \frac{C_0 \varphi_{12}^{общ}}{\varphi_{12}^{общ}\left(\frac{1}{\varepsilon_1} - 1\right) + \varphi_{21}^{общ}\left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right) + 1}, \text{ Вт/м}^2\text{К}^4,$$

где C_0 – коэффициент лучеиспускания абсолютно черного тела, Вт/м^{2}К^4;

$\varphi_{21}^{общ} = \varphi_{21} + \varphi_{21}(1 - \varphi_{21}) = \varphi_{21}(2 - \varphi_{21})$;

$\varphi_{12}^{общ} = \varphi_{21}^{общ} \cdot \frac{S}{\pi D}$ – угловые коэффициенты излучения (рис. 4.6);

φ_{21} – с металла на трубу; φ_{12} – с трубы на металл, с учетом отраженного излучения кладки.

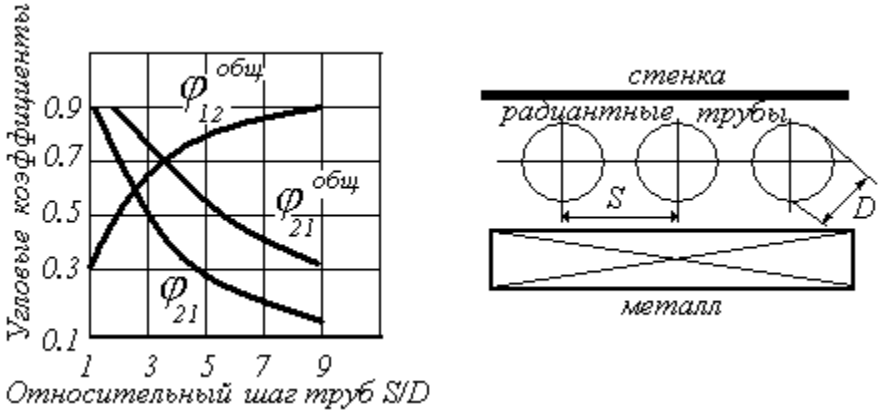


Рис. 4.6. Угловые коэффициенты радиантных труб

4.6. Измерение температуры

Понятие о температуре и температурных шкалах

Температурой называют величину, характеризующую тепловое состояние тела. Согласно кинетической теории температуру определяют как меру кинетической энергии поступательного движения молекул. Отсюда температурой называют условную статистическую величину, прямо пропорциональную средней кинетической энергии молекул тела.

Человек непосредственно может оценить степень нагретости тела весьма приближенно: холодный, теплый, горячий, раскаленный (при высоких температурах по цвету свечения нагретого вещества). Поэтому приходиться прибегать к косвенным методам – к измерению таких физических свойств веществ, которые однозначно связаны с их температурой и которые можно легко измерить. Существуют десятки различных устройств измерения температуры, применяемых в

промышленности, в научных исследованиях, для специальных целей. В табл. 4.2 приведены наиболее распространенные устройства для измерения температуры и практические пределы их применения.

Таблица 4.2

Устройства для измерения температуры и практические пределы их применения

Термометрическое свойство	Наименование устройства	Пределы длительного применения, ^{0}C	
		Нижний	Верхний
Объемное расширение	Жидкостные стеклянные термометры	–190	600
Изменение давления в замкнутом объеме	Манометрические термометры	–60	550
Изменение электрического сопротивления	Электрические термометры сопротивления	–200	500
Возникновение термо-электродвижущей силы (ТЭДС)	Термоэлектрические пирометры (термопары)	–270	2500
Тепловое излучение	Оптические пирометры	700	6000
	Радиационные пирометры	20	3000
	Фотоэлектрические пирометры	600	4000
	Цветовые пирометры	1400	2800

Все температурные шкалы строились (за редким исключением) одинаковым путем: двум (по меньшей мере) постоянным реперным точкам (температуры фазовых превращений чистых веществ, легко воспроизводимые и постоянные при атмосферном давлении) присваивались определенные числовые значения и предполагалось, что видимое термометрическое свойство используемого в термометре вещества линейно связано с температурой. Известны температурные шкалы Фаренгейта (1715 г.), Реомюра (1730 г.), Цельсия (1742 г.), Кельвина (1848 г.). В шкале Цельсия реперные точки таяния льда и кипения воды приняты, соответственно, 0 и 100 ^{o}C, в шкале Реомюра эти точки имеют значения 0 и 80 ^{o}P, в шкале Фаренгейта (^{o}F) точка таяния льда имеет числовое значение 32^o, а точка кипения воды 212^o, расстояние между которыми было разбито на 180 равных частей. Для перевода показаний этой шкалы в ^{o}C и обратно служат соотношения: $t\,^oC = 5/9(t\,^oF–32);\ t\,^oF = 9/5(t\,^oC+32)$. В. Томпсон (лорд Кельвин) указал на принципиальную возможность определения температуры независимо

от свойств термометрического вещества, основанную на использовании второго закона термодинамики (цикл Карно). В шкале Кельвина (°К) за нуль принята температура прекращения теплового движения молекул, а значение температуры таяния льда в абсолютной термодинамической шкале составляет 273.15°К. Величина градуса Кельвина в точности равна величине одного градуса стоградусной шкалы Цельсия, поэтому $T = t+273.15\ ^{o}K$. В начале XX века широко применялись шкалы Цельсия и Реомюра, а в научных работах – шкала Кельвина. Пересчеты с одной шкалы на другую создавали большие трудности и приводили к ряду недоразумений. Поэтому в 1968 году было принято решение о введении Международной практической температурной шкалы (МПТШ–68). МПТШ–68 основана на одиннадцати воспроизводимых температурах, которым приписаны численные значения, реперные точки. Некоторые из них имеют такие значения:

Тройная точка H_2O	0.01°C
*Точка кипения H_2O	100 °C
*Точка затвердевания *Zn*	419.58 °C
*Точка затвердевания *Ad*	961.93 °C
*Точка затвердевания *Au*	1064.43 °C

*P = 101325 Па

Дилатометрические термометры

Широкое распространение получили термометры объемного расширения – *жидкостные стеклянные и манометрические*. Термометры линейного расширения, – *стержневые и биметаллические,* как измерительные приборы не применяются, а используются как датчики в регуляторах температуры.

Самые старые устройства для измерения температуры – жидкостные стеклянные термометры – используют термометрическое свойство теплового расширения тел. Действие термометров основано на различии коэффициентов теплового расширения термометрического вещества и оболочки, в которой она находится (термометрического стекла или реже кварца). Преимущества: простота в обращении, легкость измерения, дешевизна. Недостатки: хрупкость, относительно большие размеры, тепловая инерция датчика, ограниченный диапазон измеряемых температур.

Технические термометры выпускаются с ценой деления от 0.5÷1.0 до 5÷10°C (последняя для шкал +300…+500°C), допустимая погрешность составляет от ± 1 до ± 10 °C в зависимости от верхнего предела. Не применяются в электрических и пламенных печах.

Действие *манометрических термометров* (рис. 4.7) основано на использовании зависимости давления вещества от температуры при постоянном объеме.

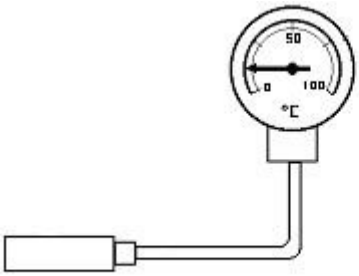


Рис. 4.7. Манометрический термометр

При изменении температуры измеряемой среды давление в системе изменяется, в результате чего чувствительный элемент перемещает стрелку или перо по шкале манометра, отградуированного в градусах температуры. Манометрические термометры часто используют в системах автоматического регулирования температуры, как бесшкальные устройства информации (датчики). Не применяются в электрических и пламенных печах.

Электрические термометры сопротивления

В металлургической практике для измерения температур до 650^0C применяются термометры сопротивления (ТС), принцип действия которых основан на использовании зависимости электрического сопротивления вещества от температуры, рис. 4.8.

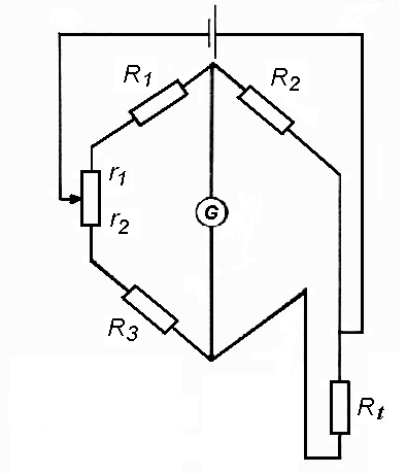


Рис. 4.8. Трехпроводная схема уравновешенного моста

Зная данную зависимость, по изменению величины сопротивления термометра судят о температуре среды, в которую он погружен. Выходным параметром устройства является электрическая величина, которая может быть измерена с весьма высокой точностью (до $0.02\ ^0$C), передана на большие расстояния и непосредственно использована в системах автоматического контроля и регулирования. В качестве материалов для изготовления чувствительных элементов ТС используются чистые металлы: платина, медь, никель, железо и полупроводники.

Термоэлектрические пирометры (термопары)

Для измерения температуры в металлургии наиболее широкое распространение получили термоэлектрические пирометры, работающие в интервале температур от -200^0 до $+2500\ ^0$C и выше. Данный тип устройств характеризует высокая точность и надежность,

возможность использования в системах автоматического контроля и регулирования температуры.

Сущность термоэлектрического метода заключается в возникновении ЭДС в проводнике, концы которого имеют различную температуру. Для того чтобы измерить возникшую ЭДС, ее сравнивают с ЭДС другого проводника, образующего с первым термоэлектрическую пару АВ (рис. 4.9), в цепи которой потечет ток. Это явление было открыто в 1821 г. Зеебеком и носит его имя.

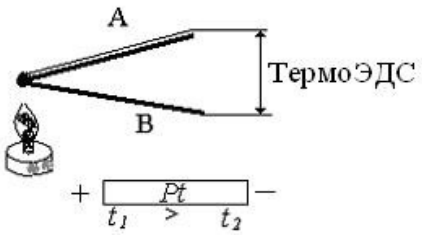


Рис. 4.9. Термоэлектрический пирометр (термопара)

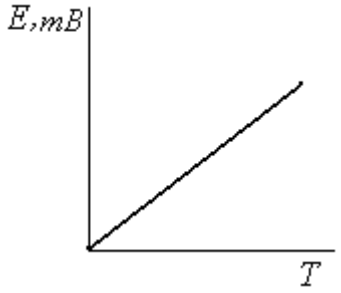


Рис. 4.10. График зависимости термоЭДС от температуры

Материалы теромоэлектродов должны удовлетворять следующим требованиям:

1) иметь высокую электропроводность, термоЭДС и близкий к пропорциональному характер ее изменения от температуры (рис. 4.10);

2) обладать жаростойкостью;

3) обеспечивать постоянство физических свойств с течением времени в пределах измеряемых температур;

4) иметь малый температурный коэффициент сопротивления;

возможность производства в больших количествах с постоянными физическими свойствами. В качестве термоэлектродов используется проволока диаметром $d = 0.5 \div 3$ *мм*. Спай на рабочем конце термопары образуется сваркой, пайкой или скручиванием. Последний способ используется для вольфрамореniевых и вольфрамомолибденовых термопар.

Платинородий-платиновая термопара (ПП):

\+ электрод – сплав *90 % Pt и 10 % Rh;*

– электрод – *100 % Pt* «экстра».

Служит эталонной термопарой и применяется в научных исследованиях. Длительно может работать при температурах до 1300 °С, кратковременно – до 1600 °С. ТермоЭДС при 1000 °С – 9.566 *мВ*, при 1600 °С – 16.76 *мВ*.

Хромель-алюмелевая термопара (ХА):

+ электрод – сплав хромель: *89 % Cr; 9.8 % Ni; 1.0 % Fe* и *0.2 % Mn;*

– электрод – сплав алюмель: *94 % Ni; 0.5 % Fe; 2.0 % Al; 2.5 % Mn* и *1.0 % Si.*

Изготавливают из проволоки диаметром 3.2 мм и тоньше. Длительно может работать при температурах до 1000 °С, кратковременно – до 1300 °С. ТермоЭДС при 1000 °С – 41.3 *мВ*.

Хромель-копелевая термопара (ХК):

+ электрод – сплав хромель: *89 % Cr; 9.8 % Ni; 1.0 % Fe и 0.2 % Mn;*

– электрод – сплав копель: *43–44 % Ni;56–57 % Cu*.

Длительно может работать при температурах до 600 °С, кратковременно – до 800 °С. ТермоЭДС при 500 °С – 40.15 *мВ*.

Термоэлектрический термометр (ТТ) – это измерительный преобразователь, чувствительный элемент которого – термопара – расположен в специальной защитной арматуре, обеспечивающей защиту термоэлектродов от механических повреждений и воздействия измеряемой среды. Арматура включает защитный чехол и головку, внутри которой расположено контактное устройство с зажимами для соединения термоэлектродов с проводами, идущими от измерительного прибора к термометру. Термоэлектроды по всей длине изолированы друг от друга и от защитной арматуры керамическими трубками (бусами). Защитные чехлы выполняются из газонепроницаемых материалов, выдерживающих высокие температуры и агрессивное воздействие среды. При температурах до 1000^0С применяют металлические чехлы из углеродистой или нержавеющей стали типа *1Х18Н9Т*, *Х27* или *Х25Т*, при более высоких температурах – керамические: фарфоровые, карбофраксовые, алундовые, из диборида циркония и т. п.

Поверка технических термопар (ТТ)

Поверка ТТ сводится к определению температурной зависимости термоЭДС и сравнению полученной градуировки со стандартными значениями. Градуировка производится двумя методами: по реперным точкам и по эталонной термопаре.

Градуировка по постоянным (реперным) точкам является наиболее точной и применяется для образцовых термопар. Поверяемую термопару помещают в тигель с металлом высокой чистоты, установленной в печи, и регистрируют термоЭДС на площадке кривой изменения температуры. Данная площадка соответствует температуре плавления или кристаллизации металла, причем более предпочтительно вести градуировку по точке кристаллизации. В качестве реперных точек металлов используют цинк, серебро, золото, палладий, платину и др.

Метод градуировки термопары по эталонной заключается в непосредственном измерении термоЭДС градуируемой термопары при постоянной температуре свободных концов и различных температурах рабочего спая, причем последняя определяется с помощью образцовой (эталонной) термопары. Измерения термоЭДС производят с помощью переносного потенциометра с точностью измерения не хуже 0.1 *мВ*. Отсчет проводится после 10 минут выдержки при данной температуре.

Пирометры излучения

Термометры, действие которых основано на измерении теплового излучения, называют пирометрами. Они позволяют контролировать температуру от 100 до 6000 ^{0}C и выше. Одним из главных достоинств данных устройств является отсутствие влияния измерителя на температурное поле нагретого тела, так как в процессе измерения они не вступают в непосредственный контакт друг с другом. Поэтому данные методы получили название бесконтактных. На основании законов излучения разработаны пирометры следующих типов:

- оптические пирометры;
- радиационные пирометры;
- пирометры спектрального отношения;
- фотоэлектрические пирометры.

Оптические пирометры

Принцип действия оптических пирометров основан на использовании зависимости плотности потока монохроматического излучения от температуры. На рис. 4.11 представлена схема оптического пирометра с «исчезающей» нитью, принцип действия которого основан на сравнении яркости объекта измерения и градуированного источника излучения.

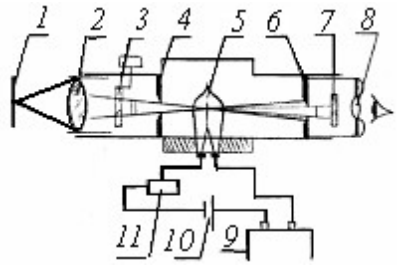


Рис. 4.11. Схема оптического пирометра

Изображения излучателя 1 линзой 2 и диафрагмой 4 объектива пирометра фокусируется в плоскости нити накаливания лампы 5. Оператор через диафрагму 6, линзу 8 окуляра и светофильтр 7 на фоне раскаленного тела видит нить лампы. Перемещая движок реостата 11, оператор изменяет силу тока, проходящего через лампу, и добивается уравнивания яркости нити и яркости излучателя. Если яркость нити меньше яркости тела, то она на его фоне выглядит черной полоской. При большей температуре нити она будет выглядеть как светлая дуга на более темном фоне. При равенстве яркости излучателя и нити последняя «исчезает» из поля зрения оператора. Этот момент

свидетельствует о равенстве яркостных температур объекта измерения и нити лампы. Питание лампы осуществляется с помощью батареи 10. Прибор 9, фиксирующий силу тока, протекающего в измерительной цепи, заранее проградуирован в значениях зависимости между силой тока и яркостной температурой, что позволяет производить считывание результата в ^{0}C.

Данный тип пирометров позволяет измерять температуру от 700 до 8000 ^{0}C. Для оптических пирометров промышленного применения в интервале температур 1200÷2000 ^{0}C основная допустимая погрешность измерения составляет ±20^{0}C. На точность измерения влияют неопределенность и изменяемость спектральной степени черноты, возможное изменение интенсивности излучения за счет ослабления в промежуточной среде, а также за счет отражения посторонних лучей.

Радиационные пирометры

Пирометры суммарного излучения измеряют радиационную температуру тела, поэтому их часто называют радиационными. Принцип действия данных измерителей температуры основан на использовании закона Стефана–Больцмана.

Датчик пирометра выполняется в виде телескопа, линза объектива которого фокусируется на термочувствительном приемнике излучения нагретого тела. В качестве термочувствительного элемента используются термопары, термобатареи, болометры (металлические и полупроводниковые), биметаллические спирали и т. п. Наиболее широко применяются термобатареи (рис. 4.12), в которых используется 6÷10 миниатюрных термопар (например хромель-копелевые), соединенных последовательно.

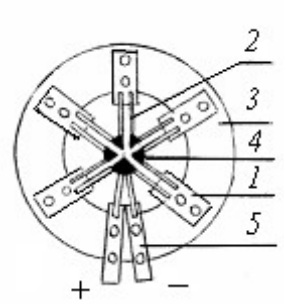


Рис. 4.12. Термобатарея

Поток излучения попадает на расклепанные в виде тонких зачерненных лепестков рабочие концы 4 термопар 2. Свободные концы термопар привариваются к тонким пластинкам 1, закрепленным на слюдяном кольце 3. Металлические выводы 5 служат для присоединения к измерительному прибору, в качестве которого обычно используются потенциометры или милливольтметры.

Рабочие концы термопар поглощают падающую энергию и нагреваются. Свободные концы находятся вне зоны потока излучения и имеют температуру корпуса телескопа. В результате возникновения перепада температур термобатарея развивает термоЭДС, пропорциональную температуре рабочих спаев, а следовательно, и

температуре объекта измерения. Градуировка пирометров производится при температуре корпуса 20±2 ^{0}C, поэтому повышение данной температуры приводит к уменьшению перепада температур в термопарах приемника излучения и к появлению значительных дополнительных погрешностей. Так, при температуре корпуса 40 ^{0}C дополнительная погрешность (при прочих равных условиях) составит ±4 ^{0}C. Для снижения этой погрешности пирометры снабжаются компенсирующими устройствами: электрическим шунтом или биметаллической пружиной.

Радиационные пирометры имеют меньшую точность по сравнению с другими. Методические погрешности измерения температуры при использовании радиационных пирометров возникают вследствие значительной ошибки определения интегральной степени черноты ε_Σ, из-за неправильной наводки телескопа на излучатель, из-за влияния излучения кладки (измерение температуры металла в печах) и из-за поглощения энергии водяным паром и углекислым газом, содержащимися в слое воздуха, находящегося между излучателем и пирометром. Вследствие последней причины оптимальным считается расстояние 0.8–1.3 *м*.

Вид материала линзы определяет интервал измеряемых температур и градуировочную характеристику. Стекло из флюорита обеспечивает возможность измерения низких температур, начиная с 100 ^{0}C, кварцевое стекло используется для температур 400÷1500 ^{0}C, а оптическое стекло для температур 950 ^{0}C и выше. Основная допустимая погрешность технических промышленных пирометров возрастает с увеличением верхнего предела измерения и для температур 1000, 2000 и 3000 ^{0}C составляет, соответственно, ±12; ±20 и ±35 ^{0}C.

Фотоэлектрические пирометры

Фотоэлектрические пирометры обеспечивают непрерывное автоматическое измерение и регистрацию температуры. Их принцип действия основан на использовании зависимости интенсивности излучения от температуры в узком интервале длин волн спектра. В качестве приемников в данных устройствах используются фотодиоды, фотосопротивления, фотоэлементы и фотоумножители.

Фотоэлектрические пирометры частичного излучения делятся на две группы:

- пирометры, в которых мерой температуры объекта является непосредственно величина фототока приемника излучения;

- пирометры, которые содержат стабильный источник излучения, причем фотоприемник служит лишь индикатором равенства яркостей данного источника и объекта.

В фотоэлектрических пирометрах с пределами измерения от 500 до 1100 ^{0}C применяют кислородно-цезиевый фотоэлемент, а в приборах со шкалой 800÷4000 ^{0}C вакуумный сурьмяно-цезиевый. Сочетание последнего с красным светофильтром обеспечивает получение эффективной длины волны пирометра 0.65±0.01 *мкм*, что приводит к совпадению показаний фотоэлектрического пирометра с показаниями визуального оптического пирометра.

Пирометры спектрального отношения

Пирометры данного типа измеряют цветовую температуру объекта по отношению интенсивностей излучения в двух определенных участках спектра, каждая из которых характеризуется эффективной длиной волны λ_1, λ_2.

Спектральные пирометры используются для измерения температур твердого и расплавленного металла в широком интервале температур от 300 до 2200 ^{0}C и имеют класс точности 1 и 1.5 (в зависимости от предела измерения). Данные пирометры имеют в 3÷5 раз меньшую методическую погрешность, связанную с изменением степени черноты излучателя. На их показания значительно меньше влияют поглощения промежуточной среды. Однако в тех случаях, когда объект характеризуется селективным излучением (степень черноты при одной и той же температуре резко изменяется с длиной волны), погрешность может быть выше погрешности пирометров излучения других типов. Спектральные пирометры более сложны и менее надежны, чем другие приборы.

5. ВОПРОСЫ ЭКОЛОГИИ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ТЕПЛОТЫ

5.1. Токсичные газы продуктов сгорания

Продукты сгорания, расчет которых изложен в главе 1, оказывают определяющее влияние на энергетические и экологические показатели различных теплотехнических установок. Однако помимо этих продуктов при сгорании образуется и ряд других веществ, которые вследствие их малого количества не учитываются в энергетических расчетах, но определяют экологические показатели топок, печей, тепловых двигателей и других устройств современной теплотехники.

В первую очередь к числу экологически вредных продуктов сгорания следует отнести так называемые токсичные газы. *Токсичными* называют вещества, оказывающие негативные воздействия на организм человека и окружающую среду. Основными токсичными веществами являются оксиды азота (NO_x), оксид углерода (CO), различные углеводороды (*CH*), сажа и соединения, содержащие свинец и серу.

Оксиды азота. При сгорании топлива главным образом образуется оксид азота *NO*, который затем в атмосфере окисляется до NO_2. Образование *NO* увеличивается с ростом температуры газов и концентрации кислорода и не зависит от углеводородного состава топлива. Находящийся в атмосфере NO_2 представляет собой газ красновато-бурого цвета, обладающий в больших концентрациях удушливым запахом. NO_2 оказывает негативное воздействие на слизистые оболочки глаз.

Оксид углерода (*CO*) образуется во время сгорания при недостатке кислорода или при диссоциации CO_2. Основное влияние на образование *CO* оказывает состав смеси: чем она богаче, тем выше концентрация *CO*. Оксид углерода – бесцветный и не имеющий запаха газ. При вдыхании вместе с воздухом он интенсивно соединяется с гемоглобином крови, что уменьшает ее способность к снабжению организма кислородом. Симптомы отравления организма газом *CO*: головная боль, сердцебиение, затруднение дыхания и тошнота.

Углеводороды (*CH)* состоят из исходных или распавшихся молекул топлива, которые не принимали участия в сгорании. Углеводороды появляются в отработавших газах (*ОГ*) двигателей внутреннего сгорания вследствие гашения пламени вблизи относительно холодных стенок камеры сгорания, в “защемленных” объемах, находящихся в вытеснителях, и в зазоре между поршнем и цилиндром над верхним компрессионным кольцом. В дизелях углеводороды образуются в переобогащенных зонах смеси, где происходит пиролиз молекул топлива. Если в процессе расширения в эти зоны не поступит

достаточное количество кислорода, то *CH* окажется в составе *ОГ*. Количество различных индивидуальных углеводородов, входящих в эту группу токсичных веществ, превышает 200. В тех концентрациях, в которых *CH* содержится в воздухе (например в зонах с интенсивным движением автотранспорта), они не приносят непосредственного вреда здоровью человека, однако могут вызывать реакции, которые ведут к образованию соединений, вредных даже при незначительной концентрации. Так, углеводороды под действием солнечных лучей могут взаимодействовать с NO_x, образуя биологически активные вещества, которые раздражающе действуют на органы дыхательных путей и вызывают появление так называемого смога. Особое влияние оказывают выбросы бензола, толуола, полициклических ароматических углеводородов (ПАУ), и в первую очередь бензпирена ($C_{20}H_{12}$). Эта группа высокотоксичных веществ образуется в результате пиролиза легких и средних фракций топлива при температуре 600...700 К. Такие условия возникают вблизи холодных поверхностей цилиндра при наличии там несгоревших углеводородов. Количество ПАУ в ОГ тем больше, чем выше концентрация в топливе бензола. ПАУ относится к так называемым канцерогенным веществам, они не выводятся из организма человека, а со временем накапливаются в нем, способствуя образованию злокачественных опухолей.

Сажа представляет собой твердый продукт, состоящий в основном из углерода. Кроме углерода в саже содержится 1..3 % (по массе) водорода. Сажа образуется при температуре выше 1500 К в результате объемного процесса термического разложения (пиролиза) при сильном недостатке кислорода. При одинаковом количестве атомов углерода по степени увеличения склонности к образованию сажи углеводороды располагаются следующим образом: парафины, олефины, ароматики. Наличие сажи в ОГ дизелей обуславливает черный дым на выпуске. Сажа представляет собой механический загрязнитель носоглотки и легких. Большая опасность связана со свойством сажи накапливать на поверхности своих частиц канцерогенные вещества и служить их переносчиком. Сажа – не единственное твердое вещество, содержащееся в ОГ. Другие твердые вещества образуются из содержащейся в дизельном топливе серы, а также в виде аэрозолей масла и несгоревшего топлива. Все вещества, которые оседают на специальном фильтре при прохождении через него ОГ, получили общее название – частицы. Содержание в ОГ продуктов неполного сгорания (*CO, CH* и сажи) нежелательно не только из-за их токсичности, но и потому, что при неполном сгорании топлива недовыделяется часть

теплоты, а это обуславливает ухудшение экономических показателей тепловых установок.

Свинец и сера. Примерно 50...70 % свинца, находящегося в бензине, попадает вместе с ОГ в атмосферу в форме свинцовых солей, т.е. в виде частиц диаметром меньше 1 *мкм*. Эти частицы проникают в организм человека вместе с воздухом и через кожу. Соединения свинца очень ядовиты и не выводятся из организма, накапливаясь в нем. Они негативно воздействуют на центральную нервную систему, вызывая нервные и психические расстройства. Сера, содержащаяся в дизельном топливе, мазуте и каменном угле, выбрасывается в атмосферу после сгорания этих топлив в форме диоксида SO_2, который очень вреден для растений и способствует возникновению "кислотных" дождей. Присутствие в ОГ соединений свинца и серы делает невозможным использование каталитических нейтрализаторов, предназначенных для снижения токсичности ОГ. Некоторые токсичные вещества после того, как они попадают в атмосферу в составе продуктов сгорания, претерпевают дальнейшие преобразования. Например, при наличии в атмосфере углеводородов (или их радикалов), оксидов азота и оксида углерода при интенсивном ультрафиолетовом излучении Солнца образуется озон O_3, являющийся сильнейшим окислителем и вызывающий при соответствующей концентрации ухудшение самочувствия людей. При высоком содержании в малоподвижной и влажной атмосфере NO_2, O_3 *и* CH возникает туман коричневого цвета, который получил название "смог" (от английских слов smoke – дым и fog – туман). Смог является смесью жидких газообразных компонентов, он раздражает глаза и слизистые оболочки, ухудшает видимость на дорогах. Основными источниками выброса токсичных продуктов сгорания являются автомобили, промышленность, тепловые и электрические станции. В некоторых городах содержание в атмосфере токсичных продуктов сгорания превышает предельно допустимую концентрацию в несколько десятков раз. Для борьбы с этим злом в большинстве стран мира приняты соответствующие законы, ограничивающие допустимое содержание токсичных веществ в продуктах сгорания, выбрасываемых в атмосферу.

5.2. Воздействие токсичных газов

Для оценки концентраций токсичных выбросов принято сравнивать их фактические концентрации с предельно допустимыми (максимально разовыми, среднесуточными или среднегодовыми). На основании многочисленных эпидемиологических и токсикологических исследований

установлено, что воздействие каждого из вредных компонентов может привести к определенным негативным последствиям.

Оксид углерода CO (время жизни в атмосфере 2...42 мес.) воздействует на нервную систему, вызывает обмороки, так как вступает в реакцию с гемоглобином крови, замещая кислород. В зависимости от концентрации *CO* в воздухе и времени воздействия степень поражения организма может существенно различаться. Когда вдох прекращается, *CO*, связанный гемоглобином, постепенно выделяется, и кровь здорового человека очищается от него на 50 % каждые 3...4 ч. Воздействие *CO* на центральную нервную систему проявляется в изменении цветовой и световой чувствительности глаз – возрастает вероятность аварий. Максимально-разовая ПДК этого вещества в населенных пунктах составляет 3 *мг/м*^{3}, в США – 10 *мг/м*^{3} за 8 ч воздействия.

В атмосфере над автомагистралями и прилегающими территориями из *оксидов азота* встречаются в основном *NO и* NO_2. *NO* является неустойчивым компонентом, который в течение от 0,5...3 до 100 ч (зависит от концентрации в воздухе) окисляется до NO_2. Токсичность NO_2 в 7 раз выше токсичности *NO*. На организм человека NO_2 действует как острый раздражитель при концентрации 15 *мг/м*^{3} и может вызвать отек легких при концентрации 200...300 *мг/м*^{3}. Реагируя с атмосферной влагой, оксиды азота образуют азотную кислоту, вызывающую коррозию металлов, уничтожение растительности и т.д. Наибольшую опасность оксиды азота представляют как активный компонент при образовании фотохимического смога. Максимально-разовая концентрация оксидов азота в атмосфере населенных пунктов – 0,085 *мг/м*^{3}.

Газообразные низкомолекулярные углеводороды оказывают наркотическое действие на организм человека, вызывая состояние эйфории, что увеличивает вероятность ДТП. Токсичность их возрастает при наличии в воздухе других загрязнений, которые в совокупности под действием солнечной радиации образуют фотохимические оксиданты смога. ПДК максимально-разовая составляет 5 *мг/м*^{3}.

Полициклические ароматические углеводороды, содержащиеся в выбросах двигателей, являются канцерогенными. Из них наибольшей активностью обладает бензпирен ($C_{20}H_{12}$), содержащийся в отработавших газах дизелей. ПДК составляет 0,1 *мкг/100 м*^{3} воздуха.

Сажа, содержащаяся в отработавших газах, обладает большей токсичностью, чем обычная пыль. На поверхности частиц сажи адсорбируются канцерогенные вещества. Видимым автомобильный выхлоп становится при концентрации сажи 130 *мг/м*^{3}. Размеры частиц

составляют 0,19...0,54 *мкм* в диаметре и могут достигать альвеол легких или откладываться в носовых пазухах, трахеях или бронхах.

Оксиды серы при малых концентрациях (0,001 %) вызывают раздражение дыхательных путей. При концентрации 0,01 % происходит отравление людей за несколько минут. Наличие в атмосфере сернистых газов препятствует фотосинтезу растений, неблагоприятно воздействует на дыхательные пути человека. При концентрации SO_2 в воздухе более 0,9 *мг/м*^{3} происходит изменение процессов фотосинтеза растений. Через 5...10 дней хвоя сосны, ели начинает рыжеть и преждевременно опадает. Установлено, что смесь SO_2 *и* CO при длительном воздействии вызывает нарушение генетической функции организма. ПДК в рабочей зоне составляет *10 мг/м*^{3}.

Соединения свинца приводят к возникновению головной боли, утомлению, нарушению сна, ферментативной активности белков живых организмов. ПДК среднесуточная составляет 0,0003 *мг/м*^{3}. Свинец накапливается в организме и может вызвать тяжелые расстройства нервной и кровеносной системы. Негативное воздействие автомобильных выбросов на человека проявляется и через питьевую воду, и через продукты питания. Приводят к ухудшению здоровья транспортный шум и электромагнитные излучения.

5.3. Последствия парникового эффекта

Одним из основных продуктов сгорания углеводородных топлив является диоксид углерода (CO_2), который не относится к токсичным газам. Годовая эмиссия CO_2 составляет 130...1100 млрд т/год. Основное количество CO_2 производится природными источниками, и только примерно 1...3 % связаны с технической деятельностью человека (антропогенные выбросы). Однако эти 1...3 % могут нарушать равновесие в атмосфере и служить причиной возникновения так называемого “парникового” эффекта. В верхних слоях атмосферы всегда располагалась смесь газов, состоящая на 60...90 % из водяного пара. Эта смесь газов препятствует отводу теплоты от поверхности нашей планеты, повышая ее среднюю температуру на 33°С (от –18°С до +15°С). В увеличении средней температуры на поверхности Земли и заключается «парниковый» эффект, который обусловил благоприятные условия для возникновения и развития жизни на Земле. Однако в результате деятельности человека в стратосфере и тропосфере стали накапливаться такие вещества как CO_2, CH_4, галогенированные углеводороды, озон и гемиоксид азота (NO_2). Суммарная доля этих газов в «парниковом» слое относительно невелика всего 0,5...15 %. Однако они вызвали за последние 100 лет повышение средней

температуры примерно на 0,45°С, что выразилось в известном потеплении климата. При дальнейшем неконтролируемом усилении «парникового» эффекта может произойти интенсивное таяние ледников, которое может привести к глобальной катастрофе. Из всех антропогенных «парниковых» газов главное значение для усиления «парникового» эффекта имеет CO_2. Важнейшими источниками антропогенных выбросов CO_2 являются: тепловые и электрические станции – 27 %, промышленность – 20 %, отопление жилых помещений и малая энергетика – 20 %, транспорт – 17 %. Снижение антропогенных выбросов CO_2 стало острой экологической проблемой. В то же время известно, что чем больше CO_2 образуется при сгорании углеводородных топлив, тем оно совершеннее. Поэтому решение проблемы уменьшения антропогенных выбросов CO_2 возможно путем:

- уменьшения количества сжигаемого углеводородного топлива, т.е. повышения топливной экономичности теплоэнергетических устройств и тепловых двигателей;
- применения топлив с малым содержанием углерода (сжатый и сжиженный газы, спирты и эфиры);
- использования водорода;
- перехода к широкому применению альтернативных источников энергии (энергия солнца и ветра, гидроэнергия, атомная и ядерная энергия).

Библиографический список

1. Кривандин В.А. Металлургическая теплотехника. Т. 1. Теоретические основы. – М.: Металлургия, 1986. – 424 с.
2. Кривандин В.А. Металлургическая теплотехника. Т. 2. Конструкции и работа печей. – М.: Металлургия, 1986. – 592 с.
3. Миткалинный В.И., Кривандин В.А. Металлургические печи. Атлас. – М.: Металлургия, 1987. – 384 с.
4. Глинков М.А. Металлургические печи. – М.: Металлургия, 1978. – 482 с.
5. Альтгаузен А. П. Электротермическое оборудование. – М.: Энергия, 1980. – 488 с.
6. Луканин В.Н., Шатров М.Г., Камфер Г.М. и др. Теплотехника.– М.: Высшая школа, 2002. – 671 с.
7. Тебеньков Б.П. Рекуператоры для промышленных печей. – М.: Металлургия, 1985. – 404 с.
8. Либенсон Г.А., Панов В.С. Оборудование цехов порошковой металлургии. – М.: Металлургия, 1983. – С. 6–27, 192–228.
9. Телегин А. С. Теплотехнические расчёты металлургических печей. – М.: Металлургия, 1987. – 528 с.

Борис Борисович Овечкин

ОСНОВЫ ТЕПЛОТЕХНИКИ. ПЕРЕНОС ЭНЕРГИИ И МАССЫ

Учебное пособие

Научный редактор
доктор технических наук, профессор А.И. Слосман

Редактор М.В. Сурикова

Подписано к печати 2.06.2006.
Формат 60x84/16. Бумага офсетная.
Печать RISO. Усл. печ. л. 6 . Уч.-изд. л.5,42.
Тираж 100 экз. Заказ . Цена свободная.
Издательство ТПУ. 634050, Томск, пр. Ленина, 30.