

В. Я. ДЗЮЗЕР

ТЕПЛОТЕХНИКА И ТЕПЛОВАЯ РАБОТА ПЕЧЕЙ

Издание второе, исправленное и дополненное

ДОПУЩЕНО

*Уральским отделением УМО вузов РФ по образованию
в области строительства в качестве учебного пособия
для студентов, обучающихся по направлению подготовки
бакалавров и магистров «Строительство» всех форм обучения*



ЛАНЬ®

• САНКТ-ПЕТЕРБУРГ •
• МОСКВА • КРАСНОДАР •
2016

ББК 31.3я73

Д 43

Дзюзер В. Я.

Д 43 Теплотехника и тепловая работа печей: Учебное пособие. — 2-е изд., испр. и доп. — СПб.: Издательство «Лань», 2016. — 384 с.: ил. — (Учебники для вузов. Специальная литература).

ISBN 978-5-8114-1949-4

В учебном пособии изложены основные положения технической термодинамики и теплообмена, которые находят применение при изучении тепловых процессов в производстве строительных материалов и изделий. Рассмотрены особенности генерации и использования теплоты в промышленных печах. Приведены методики расчета тепловой работы печей и теплообменных устройств. Даны основы конструирования и расчета энергоэффективной футеровки стекловаренных печей. Приведены примеры решения прикладных задач, отражающих различные аспекты тепловой работы печей.

Учебное пособие предназначено для бакалавров и магистров, обучающихся по направлению «Строительство», а также для бакалавров и магистров направления «Химическая технология» при изучении дисциплин: «Основы проектирования тепловых агрегатов», «Техническая термодинамика и теплотехника», «Тепловые процессы в производстве стекла и эмали» и др. Книга может быть полезна инженерно-техническим работникам предприятий промышленности строительных материалов.

ББК 31.3я73

Рецензенты:

Р. Ш. АБИЕВ — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой оптимизации химической и биотехнологической аппаратуры Санкт-Петербургского государственного технологического института (технического университета);

А. П. СКУРАТОВ — доктор технических наук, профессор кафедры теплотехники и гидрогазодинамики Политехнического института Сибирского федерального университета.

Обложка

Е. А. ВЛАСОВА

© Издательство «Лань», 2016

© В. Я. Дзюзер, 2016

© Издательство «Лань»,

художественное оформление, 2016



ПРЕДИСЛОВИЕ

В производстве большинства видов строительных материалов и изделий важнейшая роль принадлежит тепловым процессам, реализуемым в печах различного технологического назначения. Поэтому теплотехнические дисциплины являются неотъемлемой частью учебных планов подготовки бакалавров и магистров, обучающихся по направлению «Строительство».

Учебное пособие включает три части: часть I «Техническая термодинамика», часть II «Основы теплообмена», часть III «Тепловая работа печей».

В первой части пособия (главы 1–4) приводятся сведения, составляющие основу технической термодинамики. Прежде всего, раскрывается содержание параметров, характеризующих состояние термодинамической системы. Их последующее использование облегчает восприятие физической природы тепловых процессов, формализованных в виде законов термодинамики.

Изложение сведений о термодинамических циклах ограничено рассмотрением классического цикла Карно. В то же время детально рассматривается термодинамика газовых потоков. В особенности вопросы, связанные с расчетом параметров истечения газовых сред, в том числе — с применением газодинамических функций, широко используемых в инженерных расчетах.

Вторая часть пособия (главы 5–8) посвящена рассмотрению процессов теплообмена, протекающих в промышленных печах. В доступной форме излагаются сведения,

раскрывающие физическую природу теплопереноса. При этом основное внимание акцентируется на решении прикладных задач теплообмена. Для кондуктивного теплообмена к таким задачам относится расчет потерь теплоты через плоскую и цилиндрическую многослойную футеровку печей при различных способах задания граничных условий.

Решение задач конвективного теплообмена базируется на применении критериальных уравнений. Рассмотренные примеры конвективной теплоотдачи отражают специфику этого вида теплообмена в промышленных печах.

При изложении основ радиационного теплообмена, наряду с основными законами излучения, большое внимание уделяется определению радиационных и оптико-геометрических характеристик тел и сред. Данные параметры используются в известных методах расчета лучистого теплообмена в промышленных печах. Детально рассмотрены частные случаи радиационного теплообмена, характеризующие прикладные задачи расчета применительно к обстановке тепловых агрегатов.

Третья часть пособия (главы 9–12) в определенной мере является оригинальной. Ее содержание отражает современный подход к конструированию промышленных печей, технические показатели которых должны соответствовать мировому уровню эффективности. Приводимые методики расчета закрепляются примерами, каждый из которых представляет собой один из аспектов такого емкого понятия, как тепловая работа печей.

Принятая в пособии последовательность изложения материала обеспечивает преемственность получаемых знаний. Она заключается в том, что физическая сущность тепловых процессов и их общая математическая формализация излагаются в разделе технической термодинамики. Последующая детализация способов передачи теплоты раскрывается в основах теплообмена. Прикладное значение основ теплотехники закрепляется в разделе тепловой работы печей.

Следует отметить, что содержание учебного пособия может быть полезно для студентов, обучающихся по специальностям «Технология вяжущих материалов и строи-

тельных изделий», «Технология стекла» и «Химическая технология керамики и огнеупоров» при изучении дисциплин: «Основы проектирования тепловых агрегатов», «Техническая термодинамика и теплотехника», «Тепловые процессы в производстве стекла и эмали» и др.

Автор выражает глубокую благодарность кафедре оптимизации химической и биотехнологической аппаратуры Санкт-Петербургского государственного технологического института (технического университета) и лично заведующему кафедрой, профессору, доктору технических наук Р. Ш. Абиеву, а также профессору, доктору технических наук А. П. Скуратову за ценные замечания и пожелания, высказанные в процессе рецензирования учебного пособия.

Замечания и пожелания по книге можно направлять по адресу: 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19, УрФУ, Институт материаловедения и металлургии.



ВВЕДЕНИЕ

В общем случае любой технологический процесс можно представить как преодоление сил, препятствующих его осуществлению. Для этого должна быть совершена работа с затратой определенного количества энергии. В тепловых агрегатах рабочим видом энергии является теплота.

Основу тепловой работы печей составляют процессы генерации тепловой энергии, ее преобразования и передачи обрабатываемому материалу или изделиям. Совокупность указанных процессов составляет содержание общетехнической дисциплины «Теплотехника», теоретическими разделами которой являются техническая термодинамика и теория теплообмена.

В производстве строительных материалов и изделий принципиальное значение имеет рациональное использование тепловой энергии в технологических целях. Ее потребление должно соответствовать современным параметрам энергоэффективности технологических процессов. Поэтому значительный объем учебного пособия посвящен изложению методов расчета тепловой работы печей, а также теплообменных аппаратов, используемых для регенерации теплоты продуктов сгорания топлива. Кроме того, большое внимание уделено разработке энергоэффективной структуры печных ограждений, применение которой обеспечивает повышение тепловой экономичности печей и их межремонтного периода.

Понятно, что теплотехническая подготовка студентов должна учитывать специфику их последующей профес-

сиональной деятельности. Поэтому объем и структура знаний в области технической термодинамики, теплообмена и тепловой работы печей должны соответствовать тому уровню, который обеспечивает понимание физической сущности изучаемых явлений с минимальным применением математического аппарата для их формализации. При таком подходе представляется возможным ограничить объем учебного пособия, а его содержание адаптировать с трудоемкостью освоения дисциплин, предусмотренной их рабочими программами. При этом у студентов сохраняется возможность более углубленного самостоятельного изучения отдельных разделов темы с использованием специальной учебной литературы.

ЧАСТЬ I

ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА



ГЛАВА 1

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ ТЕРМОДИНАМИКИ

Термодинамика — это наука о наиболее общих свойствах макроскопических систем, находящихся в состоянии термодинамического равновесия, а также о процессах перехода между этими состояниями. Техническая термодинамика изучает закономерности превращения энергии в процессах, происходящих в макроскопических системах и сопровождающихся тепловыми эффектами. Вместе с теорией теплообмена она является теоретическим фундаментом теплотехники.

Физические свойства макроскопических систем изучаются статистическим и термодинамическим методами. Статистический метод, использующий теорию вероятностей и модели систем, представляет собой содержание статистической физики. Термодинамический метод является феноменологическим, так как рассматривает явления в целом без проникновения в структуру вещества. Основные выводы термодинамики получают методом дедукции, используя только два эмпирических закона термодинамики. В то же время применение термодинамического метода не исключает обращения к молекулярно-кинетическим представлениям о структуре вещества.

1.1. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКАЯ СИСТЕМА

Термодинамическая система представляет собой совокупность материальных тел, находящихся в механическом и тепловом взаимодействии друг с другом и с внешними телами. *Система* (целое, составленное из частей) формируется в соответствии с решаемой задачей. Все, что не включено в систему, но может взаимодействовать с ней, является *окружающей средой*. При решении технических задач в качестве системы выбирают макроскопическое тело, состоящее из большого числа частиц. Такую систему принято называть *рабочим телом*. Оно может состоять из одного или нескольких веществ, называемых *компонентами*.

Реальное рабочее тело может представлять собой *гомогенную* или *гетерогенную* систему. Система, состоящая из одной фазы вещества и имеющая одинаковые физические свойства во всех своих частях, называется *гомогенной* (однородной). Система, не отвечающая этому требованию, является *гетерогенной* (неоднородной). Под *фазой* понимается совокупность всех гомогенных частей системы, которые при отсутствии взаимодействий с окружающей средой являются физически однородными. Понятие фазы может не совпадать с понятием агрегатного состояния вещества (твердого, жидкого, газообразного, плазменного). В пределах одного и того же агрегатного состояния вещество может иметь несколько фаз.

Термодинамическая система — физическая система, способная обмениваться с окружающей средой энергией и веществом. Система отделяется от окружающей среды реальной или мысленной границей — *контрольной поверхностью*. В зависимости от свойств этой поверхности термодинамические системы подразделяются на *изолированные* (замкнутые) и *открытые* системы. Изолированные системы не обмениваются с окружающей средой ни энергией, ни веществом. Открытые системы могут обмениваться с окружающей средой не только энергией, но и веществом. Система, которая не может обмениваться с окружающей средой теплотой, называется *термически изолированной*, или *адиабатной*.

1.2. ПАРАМЕТРЫ СОСТОЯНИЯ

Взаимодействие рабочего тела с окружающей средой характеризуется изменением его макропараметров, поддающихся прямому измерению. Физические величины, свойственные конкретному состоянию рабочего тела, подразделяются на *интенсивные* и *экстенсивные* (аддитивные). Первые из них, например, температура и давление, не зависят от количества вещества в системе. Вторые, например, объем, энергия системы и масса составляющих ее компонентов, изменяются пропорционально величине системы. Все удельные (отнесенные к единице вещества) параметры относятся к интенсивным величинам. Следует отметить, что некоторые интенсивные величины, например, удельная теплота, не являются макропараметрами системы.

Параметры состояния — это макроскопические физические величины, характеризующие равновесное состояние системы. Они относятся к системе в целом, не зависят от ее истории и изменяются только в результате взаимодействия с окружающей средой. Для однородной газообразной закрытой системы основными параметрами состояния являются абсолютное давление, абсолютная температура и объем (удельный объем).

Абсолютное давление p (Па) — интенсивная величина, определяемая отношением силы, направленной по нормали к поверхности, к площади этой поверхности. Она характеризует среднюю во времени силу, с которой частицы системы действуют на единицу площади стенки сосуда, в котором заключена система. Давление газа определяется соотношением

$$p = \frac{2}{3} n \frac{m \bar{w}^2}{2}, \quad (1.1)$$

где n — число молекул в единице объема; m — масса молекулы; \bar{w}^2 — среднеквадратичная скорость поступательного движения молекул.

В общем случае абсолютное давление p определяется по показаниям двух приборов — барометра и манометра

(или вакуумметра), т. е. как сумма (разность) барометрического $p_{\text{бар}}$ и избыточного давления $p_{\text{изб}}$ (или разрежения $p_{\text{вак}}$) в системе:

$$p = p_{\text{бар}} + p_{\text{изб}}$$

или

$$p = p_{\text{бар}} - p_{\text{вак}}$$

В прикладных расчетах, наряду с единицами Паскаль (Па, кПа, МПа), используются и другие единицы измерения давления. Соотношение между ними приведено в таблице 1.1.

Абсолютная температура T (К) — интенсивная физическая величина, характеризующая приходящуюся на одну степень свободы среднюю кинетическую энергию частиц макроскопической системы, находящейся в состоянии термодинамического равновесия. В прикладном плане температура — количественная мера степени нагретости тела.

Таблица 1.1

Соотношения между единицами измерения давления

Единица	Наименование единицы					
	Па	бар	кгс/см ²	атм	мм рт. ст.	мм вод. ст.
1 Па	1	10 ⁻⁵	1,02× ×10 ⁻⁵	9,87× ×10 ⁻⁶	7,5024× ×10 ⁻³	0,102
1 бар	10 ⁴	1	1,02	0,987	7,5024× ×10 ²	1,02× ×10 ⁴
1 кгс/см ²	9,8067× ×10 ⁴	0,98067	1	0,97	7,35× ×10 ²	10 ⁴
1 атм	1,013× ×10 ⁵	1,013	1,033	1	760	1,033× ×10 ⁴
1 мм рт. ст.	1,33× ×10 ²	1,33× ×10 ⁻³	1,36× ×10 ⁻³	1,32× ×10 ⁻³	1	13,6
1 мм вод. ст.	9,8067	9,8067× ×10 ⁻⁵	10 ⁻⁴	9,87× ×10 ⁻⁵	7,35× ×10 ⁻²	1

Значение абсолютной температуры связано с величиной средней кинетической энергии молекул вещества соотношением

$$\frac{m\bar{w}^2}{2} = \frac{3}{2}kT, \quad (1.2)$$

где $k = 1,380662 \cdot 10^{-23}$ Дж/К — постоянная Больцмана.

Связь между температурами, измеренными по шкалам Кельвина (T , К), Цельсия (t , °С) и Фаренгейта (t , °F), определяется соотношениями

$$T, \text{ К} = t, \text{ °С} + 273,15; \quad t, \text{ °F} = 32 + \frac{9}{5}t, \text{ °С}$$

или

$$t, \text{ °С} = T, \text{ К} - 273,15; \quad t, \text{ °С} = \frac{5}{9}(t, \text{ °F} - 32).$$

Объем V (м³) — экстенсивная величина, имеющая наиболее простую трактовку. С термодинамической точки зрения любая составляющая газа имеет объем, равный физическому объему сосуда, в котором находится газ.

Удельный объем v (м³/кг) — интенсивная величина, определяемая как отношение объема рабочего тела к массе заключенного в нем вещества

$$v = \frac{V}{M}, \quad (1.3)$$

где M — масса, кг.

Величина, обратная удельному объему, называется *плотностью вещества* ρ , кг/м³:

$$\rho = \frac{1}{v}. \quad (1.4)$$

При *нормальных физических условиях*, соответствующих $p_0 = 101\,325$ Па и $T_0 = 273,15$ К, плотность газа определяется соотношением

$$\rho_0 = \frac{\mu}{V_{\mu 0}} = \frac{\mu}{22,4},$$

где μ — молярная масса газа, кг/кмоль; $V_{\mu 0} \approx 22,4$ м³/кмоль — объем 1 кмоль газа при нормальных физических условиях.

1.3. ТЕРМИЧЕСКОЕ УРАВНЕНИЕ СОСТОЯНИЯ

Уравнением состояния называется функциональная зависимость макроскопических параметров однородной равновесной термодинамической системы. В простейших системах, к которым относятся газы, пары воды и жидкости, объем, температура и давление связаны *термическим уравнением*:

$$f(p, V, T) = 0. \quad (1.5)$$

Из уравнения (1.5) каждый параметр состояния системы может быть выражен в виде функции двух других параметров:

$$p = f_1(V, T); \quad V = f_2(p, T); \quad T = f_3(p, V). \quad (1.6)$$

Вид уравнений (1.5) и (1.6) определяется физической моделью газа (идеальной, реальной) и его индивидуальными свойствами.

Идеальный газ — теоретическая модель газа, в которой при любых давлениях и температурах молекулы не испытывают взаимного притяжения и отталкивания, а их размеры ничтожно малы по сравнению с размерами межмолекулярного пространства.

Уравнение состояния идеального газа называется *объединенным газовым законом Мариотта — Гей-Люссака* и имеет вид

$$\frac{pV}{T} = \text{const}. \quad (1.7)$$

Частным случаем уравнения (1.7) являются законы *Бойля — Мариотта*, *Гей-Люссака* и *Шарля*, представленные соответственно выражениями:

$$pV = \text{const}, \quad \text{при } T = \text{const};$$

$$\frac{V}{T} = \text{const}, \quad \text{при } p = \text{const};$$

$$\frac{p}{T} = \text{const}, \quad \text{при } V = \text{const}.$$

Константа в правой части уравнения (1.7) может быть найдена с использованием закона Авогадро. Представим

ее уравнением параметров состояния при нормальных физических условиях. Тогда выражение (1.7) можно записать в виде соотношения

$$\frac{pV}{T} = \frac{p_0V_0}{T_0}. \quad (1.8)$$

Выразим объем газа через его мольный объем:

$$V = \frac{M}{\mu} V_{\mu} \quad (1.9a)$$

или

$$V_0 = \frac{M}{\mu} V_{\mu 0}. \quad (1.9b)$$

Подставив соотношение (1.9б) в уравнение (1.8), получим выражение

$$\frac{pV}{T} = \frac{M}{\mu} \frac{p_0V_{\mu 0}}{T_0}. \quad (1.10)$$

С учетом $R_{\mu} = \frac{p_0V_{\mu 0}}{T_0}$ и $N = \frac{M}{\mu}$ соотношение (1.10) преобразуется в уравнение состояния Менделеева — Клапейрона для произвольного числа кмоль идеального газа:

$$pV = NR_{\mu}T, \quad (1.11)$$

где $R_{\mu} \approx 8314$ Дж/(кмоль·К) — универсальная газовая постоянная; N — число кмоль газа.

Для 1 кмоль газа из уравнения (1.11) получаем

$$pv_{\mu} = R_{\mu}T, \quad (1.12)$$

где $v_{\mu} = \mu v$ — молярный объем газа, м³/кмоль.

При расчетах с произвольной массой газа уравнение состояния имеет вид

$$pV = MRT, \quad (1.13)$$

где $R = \frac{R_{\mu}}{\mu}$ — индивидуальная газовая постоянная, Дж/(кг·К).

Для 1 кг массы газа выражение (1.13) преобразуется в уравнение Клапейрона:

$$pv = RT \quad (1.14)$$

или

$$p = \rho RT. \quad (1.14a)$$

Пересчет параметров системы на действительные условия производится по соотношениям

$$V = V_0 \frac{p_0 T}{p T_0}; \quad v = \frac{1}{\rho_0} \frac{p_0 T}{p T_0}; \quad \rho = \rho_0 \frac{p T_0}{p_0 T}.$$

Уравнение состояния Менделеева — Клапейрона хорошо учитывает поведение реальных газов при низких давлениях и высоких температурах. В других условиях его соответствие с опытом становится менее корректным.

Реальный газ — газ, молекулы которого взаимодействуют, имеют конечные размеры и занимают определенный объем. Состояние реального газа описывается рядом известных уравнений, одним из которых является уравнение Ван-дер-Ваальса. Согласно модели Ван-дер-Ваальса силы притяжения между молекулами обратно пропорциональны шестой степени расстояния между ними или второй степени объема, занимаемого газом. Считается также, что силы притяжения суммируются с внешним давлением. С учетом этих соображений уравнение состояния идеального газа (1.11) преобразуется в *уравнение Ван-дер-Ваальса*

$$\left[p + a \left(\frac{N}{V} \right) \right] (V - Nb) = N R_{\mu} T, \quad (1.15)$$

где a , b — коэффициенты, зависящие от природы газа (табл. 1.2).

В уравнении (1.15) поправка $a \left(\frac{N}{V} \right)^2$ учитывает уменьшение давления, обусловленное взаимным притяжением молекул, а поправка Nb — конечный объем молекул и силы отталкивания, возникающие между ними.

Для 1 моля газа уравнение (1.15) имеет вид

$$\left(p + \frac{a}{V^2} \right) (V - b) = R_{\mu} T. \quad (1.16)$$

Таблица 1.2

Коэффициенты в уравнении Ван-дер-Ваальса

Газ	$a, \text{ м}^3 \cdot \text{Па} / \text{моль}^2$	$b \cdot 10^6, \text{ м}^3 / \text{моль}$
CH ₄	0,228	42,8
H ₂ O	0,554	30,5
N ₂	0,141	39,1
O ₂	0,138	31,8
CO ₂	0,364	42,7

Пример 1.1. Сопоставить результаты расчета давления газа по уравнениям идеального и реального газа с экспериментальными данными. Рассмотрим 1 моль водяного пара в объеме $1,384 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ при температуре 500 К:

1) из уравнения (1.12)

$$p = \frac{8,314 \cdot 500}{1,384 \cdot 10^{-3}} = 3003,6 \cdot 10^3 \text{ (Па)};$$

2) из уравнения (1.16) (коэффициенты a и b приведены в таблице 1.1)

$$p = \frac{8,314 \cdot 500}{1,384 \cdot 10^{-3} - 30,5 \cdot 10^{-6}} - \frac{0,554}{(1,384 \cdot 10^{-3})^2} = 2782,1 \cdot 10^3 \text{ (Па)}.$$

Сравнение результатов расчета с экспериментальным значением $p = 2633,1 \cdot 10^3 \text{ Па}$ показывает, что уравнение идеального газа и уравнение Ван-дер-Ваальса завышают давление на 14,1 и 5,6% соответственно.

Пример 1.2. При температуре воздуха $t_1 = 22^\circ\text{C}$ давление в шинах автомобиля равно $p_1 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Па}$. После длительной поездки давление возросло до $p_2 = 2,5 \cdot 10^5 \text{ Па}$. Какова температура воздуха в шинах t_2 ?

Поскольку объем шины не изменяется, то, используя уравнение (1.13), для состояний 1 и 2 можно составить соотношение

$$\frac{p_1 V}{p_2 V} = \frac{MRT_1}{MRT_2},$$

из которого получаем

$$T_2 = T_1 \frac{p_2}{p_1} = (273 + 22) \frac{2,5 \cdot 10^5}{2,1 \cdot 10^5} \approx 351 \text{ (К)} \quad (78^\circ\text{C}).$$

Пример 1.3. Рассмотрим воздушный шар диаметром 10 м. Шар наполнен водородом под давлением 1 атм и температурой 300 К.

1. Определить массу водорода в шаре:

- а) из таблицы 1.1 находим, что 1 атм = $1,013 \cdot 10^5$ Па;
 б) объем шара

$$V = \left(\frac{4}{3}\right)\pi r^3 = \left(\frac{4}{3}\right) \cdot 3,14 \cdot 5^3 = 523,3 \text{ (м}^3\text{)};$$

в) из уравнения состояния (1.11) находим

$$N = \frac{pV}{R_\mu T} = \frac{1,013 \cdot 10^5 \cdot 523,3}{8314,3 \cdot 300} = 21,25 \text{ (кмоль)},$$

что составляет $M = \mu N = 2 \cdot 21,25 = 42,5$ (кг).

2. Определить подъемную силу шара при условии, что молекулярная масса воздуха и масса оболочки шара равны 29 кг/кмоль и 10 кг соответственно. Для воздушного шара подъемная сила равна разности между силой тяжести, действующей на шар и его содержимое, и силой тяжести, действующей на воздух, вытесняемый шаром:

а) если пренебречь объемом, занятым оболочкой шара, то объем, температура и давление вытесненного воздуха соответствуют этим параметрам для водорода. Согласно закону Авогадро, число молей вытесненного воздуха равно числу молей водорода в шаре, т. е. 21,25 кмоль;

б) масса вытесненного воздуха равна

$$M_B = 29 \cdot 21,25 = 616,25 \text{ (кг)};$$

в) масса наполненного шара равна

$$M_{\text{ш}} = 42,5 + 10 = 52,5 \text{ (кг)};$$

г) подъемная сила шара равна

$$616,25 - 52,5 = 563,75 \text{ (кг)}.$$

1.4. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС

Термодинамическим процессом называется переход термодинамической системы из одного состояния в другое состояние. В большинстве случаев он обусловлен внешним воздействием на систему со стороны окружающей среды. Термодинамический процесс становится возможным при условии, что контрольная поверхность системы допускает ее взаимодействие с окружающей средой. В изолированной системе побудительной причиной термодинамического процесса является неоднородность параметров в начальный момент времени.

Термодинамическое равновесие системы соответствует условию, при котором ее термодинамическое состояние не меняется во времени. В этом случае состояние системы является *стационарным*. Стационарное состояние системы называется *равновесным*, если ее одноименные макропараметры имеют одно и то же значение во всех точках рассматриваемого пространства. В противном случае состояние системы является *неравновесным*. Время, затрачиваемое на переход от неравновесного состояния системы к равновесному состоянию, называется *временем релаксации*. Его величина определяется типом процесса. Например, для установления равновесного давления в газе требуется 10^{-16} с, а выравнивание температуры в объеме того же газа занимает несколько минут. В объеме нагреваемого твердого тела усреднение температуры происходит за более длительный промежуток времени.

Термодинамические процессы подразделяются на обратимые и необратимые процессы. Классическая термодинамика позволяет рассчитывать только *обратимые процессы*, под которыми понимаются процессы, в результате совершения которых термодинамическая система возвращается в исходное состояние, не вызывая никаких изменений в окружающей среде. В обратимых процессах скорость выравнивания параметров внутри системы значительно больше скорости их изменения, обусловленной внешними воздействиями.

Обратимые термодинамические процессы могут быть прямыми и обратными. В *прямом процессе* система переходит от состояния 1 к состоянию 2. В *обратном процессе* — наоборот, от состояния 2 к состоянию 1. Обратный процесс представляет собой «зеркальное отображение» прямого процесса.

Таким образом, представляется правомерным определить обратимый процесс, как процесс, который можно провести в обратном направлении, затрачивая работу, произведенную в прямом процессе.

Термодинамические процессы, протекающие в неравновесных системах, называются *необратимыми*. Отличительным признаком необратимого процесса является невозможность возвращения системы в исходное состояние при проведении прямого и обратного процессов. Известно, что все естественные самопроизвольные процессы в природе являются необратимыми; обратимых процессов в природе не существует.

1.5. ВНУТРЕННЯЯ ЭНЕРГИЯ. РАБОТА И ТЕПЛОТА

В общем случае внутренняя энергия термодинамической системы U включает в себя:

- 1) кинетическую энергию поступательного, вращательного и колебательного движения частиц, а также потенциальную энергию их взаимодействия;
- 2) энергию электронных оболочек атомов и внутриядерную энергию.

В большинстве теплоэнергетических процессов последние составляющие энергии являются неизменными. Поэтому в дальнейшем под внутренней энергией будем понимать энергию поступательного, вращательного и колебательного молекулярного и внутримолекулярного движений, а также потенциальную энергию сил взаимодействия между молекулами. Кинетическая энергия молекул является функцией температуры. Потенциальная энергия зависит от среднего расстояния между молекулами, т. е. является функцией объема. Поэтому внутренняя энергия есть функ-

ция состояния системы. Для сложных систем она определяется по правилу аддитивности.

Величина

$$u = \frac{U}{M} \quad (1.17)$$

называется *удельной внутренней энергией*. Она представляет собой внутреннюю энергию единицы массы вещества.

Функциональная зависимость внутренней энергии от двух параметров состояния системы имеет вид

$$u = f_1(p, v); \quad u = f_2(p, T); \quad u = f_3(v, T).$$

Изменение внутренней энергии в термодинамическом отношении зависит только от начального и конечного состояния системы. Бесконечно малое изменение внутренней энергии du определяется выражением

$$du = \int_1^2 du = u_1 - u_2,$$

где u_1, u_2 — внутренняя энергия начального и конечного состояния системы соответственно.

Поскольку криволинейный интеграл от любой функции состояния не зависит от пути интегрирования, то дифференциал функции является полным дифференциалом. В частности, для внутренней энергии функции $u = f(v, T)$ можно записать:

$$du = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v dT + \left(\frac{\partial u}{\partial v} \right)_T dv.$$

Количество энергии в равновесной термодинамической системе может быть изменено только посредством работы или теплообмена с окружающей средой. Несмотря на то, что работа L и теплота Q измеряются в единицах энергии Дж (табл. 1.3), они не являются ее видами. Работа и теплота представляют собой два различных способа изменения состояния термодинамической системы при ее взаимодействии с окружающей средой. Затрачиваемая работа может пойти на увеличение любого вида энергии. Теплота,

Таблица 1.3

Соотношения между единицами работы и теплоты

Единица	Наименование единицы				
	Дж	эрг	кгс·м	ккал	кВт·ч
1 Дж	1	107	0,102	$2,39 \cdot 10^{-4}$	$2,78 \cdot 10^{-7}$
1 эрг	10^{-7}	1	$1,02 \cdot 10^{-8}$	$2,78 \cdot 10^{-11}$	$2,78 \cdot 10^{-14}$
1 кгс·м	9,8067	$9,8067 \cdot 10^7$	1	$2,343 \cdot 10^{-3}$	$2,72 \cdot 10^{-6}$
1 ккал	$4,1868 \cdot 10^3$	$4,1868 \cdot 10^{10}$	$4,2686 \cdot 10^2$	1	$1,16 \cdot 10^{-3}$
1 кВт·ч	$3,6 \cdot 10^6$	$3,6 \cdot 10^{13}$	$3,67 \cdot 10^5$	$8,6 \cdot 10^2$	1

без предварительного преобразования в работу, пойдет только на увеличение внутренней энергии системы.

В общем случае под работой понимается воздействие, приводящее к макроскопическим перемещениям оболочки системы или ее частей относительно центра инерции. Примерами подобных воздействий являются расширение (сжатие), удар, деформация, дробление (коагуляция) и др.

Работа, по аналогии с механикой, вычисляется как скалярное произведение силы на путь ее действия. Работа по изменению объема газа называется *работой расширения*. При постоянном давлении работа расширения равна

$$L = p(V_2 - V_1) = p\Delta V, \quad (1.18)$$

где V_1 , V_2 — начальный и конечный объем газа соответственно.

Если с изменением объема изменяется и давление, то работу расширения можно представить в виде

$$L = \int_{V_1}^{V_2} p dV. \quad (1.19)$$

Уравнение (1.19) записано для системы, масса вещества в которой равна M . В расчете на единицу массы вещества оно принимает вид

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv, \quad (1.19a)$$

где l — работа, приходящаяся на единицу массы вещества.

Если газ подчиняется уравнению состояния идеального газа (1.13), то работа расширения равна

$$L = MRT \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{V} = MRT \ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right).$$

В системе p - V -координат работа, произведенная газом при постоянном давлении, изображается заштрихованной площадью под горизонтальной линией (рис. 1.1а). При изменяющемся давлении связь между p и V представляется изотермой (рис. 1.1б). В этом случае работа расширения равна заштрихованной площади под кривой между начальным и конечным значениями объема.

Элементарное количество работы δL против сил внешнего давления равно

$$\delta L = p dV \quad (1.20)$$

или

$$\delta l = p dv. \quad (1.20a)$$

Из уравнения (1.20) следует, что δL и dV всегда имеют одинаковые знаки. Если $dV > 0$, то $\delta L > 0$. При этом тело само совершает работу расширения и эта работа положительна. Если $dV < 0$, то $\delta L < 0$. Отсюда следует, на сжатие тела затрачивается работа внешних сил. В целом, соотношения (1.19) и (1.20) справедливы только для равновесных процессов, при которых давление рабочего тела равно давлению окружающей среды.

Теплота — это мера количества энергии, переданной микроскопическим путем. Теплота может передаваться при непосредственном контакте между телами (теплопро-

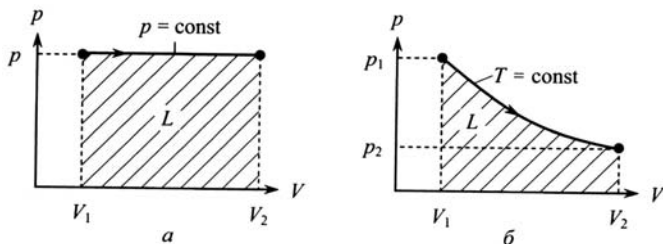


Рис. 1.1

Графическое изображение работы в p - V -координатах при постоянном (а) и переменном (б) давлении

водностью, конвекцией), либо на расстоянии (излучением). Причем во всех случаях процесс передачи теплоты возможен только при наличии разности температур между телами. Примерами теплового воздействия на систему являются нагрев и охлаждение. Очевидно, что возможность осуществления того или иного воздействия связана со свойствами оболочки, отделяющей термодинамическую систему от окружающей среды.

В последующем, наряду с обозначением полной теплоты системы Q , будет использоваться величина q — количество теплоты, подводимой к единице массы вещества (или отводимой от нее).

Следует отметить, что в отличие от дифференциала внутренней энергии dU элементарное количество работы δL и теплоты δQ не является полным дифференциалом. Это обусловлено физическим различием понятий внутренней энергии, работы и теплоты.

Внутренняя энергия — это свойство самой системы; она характеризует состояние системы. Работа и теплота — это энергетические характеристики механического и теплового взаимодействия с окружающей средой. Они характеризуют количества энергии, которые переданы системе через ее границы в определенном процессе.

Пример 1.4. Вычислить работу, затрачиваемую газом в шаре на вытеснение атмосферы в процессе накачки. Из примера 1.3 принимаем, что при постоянном внешнем давлении $1,013 \cdot 10^5$ Па шар изменяет свой объем от 0 до $523,3 \text{ м}^3$. Работа расширения при постоянном давлении определяется по формуле (1.18)

$$L = 1,013 \cdot 10^5 \cdot (523,3 - 0) = 530,1 \cdot 10^5 \text{ (Дж)}.$$

1.6. ТЕПЛОЕМКОСТЬ ГАЗОВ

Теплоемкость — это физическая величина, определяющая отношение бесконечно малого количества теплоты δQ , полученного телом, к соответствующему приращению его температуры dT :

$$C = \frac{\delta Q}{dT},$$

где C — теплоемкость, Дж/К.

Теплоемкость газа, отнесенная к единице количества вещества, называется *удельной теплоемкостью*. В зависимости от выбора единицы количества вещества различают:

1) *удельную массовую теплоемкость* c , отнесенную к 1 кг вещества, Дж/(кг·К);

2) *удельную объемную теплоемкость* c' , отнесенную к количеству газа, содержащегося в 1 м³ объема при нормальных физических условиях, Дж/(м³·К);

3) *удельную мольную теплоемкость* μc , отнесенную к одному киломолю, Дж/(кмоль·К).

Зависимость между удельными теплоемкостями устанавливается соотношениями

$$c = \frac{\mu c}{\mu}; \quad c' = c\rho_0.$$

Теплоемкость является функцией процесса. Это означает, что одно и то же рабочее тело в зависимости от типа процесса требует при нагревании на 1 К разного количества теплоты.

В термодинамических расчетах используется:

1) *удельная теплоемкость при постоянном давлении*, равная отношению количества теплоты, сообщенной телу в процессе при постоянном давлении к изменению температуры тела dT :

$$c_p = \frac{\mu c}{\mu}; \quad c' = c\rho_0; \quad (1.21)$$

2) *удельная теплоемкость при постоянном объеме*, равная отношению количества теплоты, подведенной к телу в процессе при постоянном объеме к изменению температуры тела dT :

$$c_v = \frac{\delta q_v}{dT}. \quad (1.22)$$

Уравнение Майера устанавливает связь между удельными теплоемкостями идеального газа при постоянном давлении и объеме:

$$c_p = c_v + R. \quad (1.23)$$

В изохорном процессе ($v = \text{const}$) теплота, сообщаемая газу, идет на изменение его внутренней энергии. В изобарном процессе ($p = \text{const}$) она расходуется как на увеличение внутренней энергии, так и на совершение работы против внешних сил. Поэтому $c_p > c_v$ на величину R .

В прикладных расчетах используется средняя удельная теплоемкость вещества в интервале температур от t_1 до t_2 . Она определяется выражением

$$c_{\text{cp}} \Big|_{t_1}^{t_2} = \frac{q}{t_2 - t_1}.$$

Отношение изобарной и изохорной удельных теплоемкостей обозначают k и называют *показателем адиабаты*:

$$k = \frac{c_p}{c_v} = \frac{\mu c_p}{\mu c_v} = \frac{c'_p}{c'_v}. \quad (1.24)$$

Для одноатомного газа $k = 1,67$, двухатомного 1,4 и трехатомного (и более) 1,33. Для смеси газов k определяется по аддитивной формуле.

Из уравнений (1.23) и (1.24) получаем

$$c_v = \frac{R}{k-1} \quad (1.25)$$

и

$$c_p = \frac{k}{k-1} R. \quad (1.26)$$

Аналогичные соотношения могут быть записаны для молярных удельных теплоемкостей

$$\mu c_v = \frac{R_\mu}{k-1} \quad (1.27)$$

и

$$\mu c_p = \frac{k}{k-1} R_\mu. \quad (1.28)$$

Для простых газов средняя теплоемкость при постоянном давлении c_p приведена в таблице П.1, для воздуха и продуктов сгорания среднего состава — в таблицах П.2 и П.3 соответственно.

1.7. ГАЗОВЫЕ СМЕСИ

Газовые смеси — это механическая смесь отдельных газообразных компонентов, которые близки по свойствам идеальным газам и не вступают в химическое взаимодействие друг с другом. В качестве примера можно привести продукты полного сгорания газа.

Основным законом, определяющим поведение смесей, является *закон Дальтона*, устанавливающий, что полное давление смеси идеальных газов p равно сумме парциальных давлений p_i всех входящих в нее компонентов:

$$p = \sum_{i=1}^n p_i, \quad (1.29)$$

где n — число компонентов смеси.

Под *парциальным давлением* понимается давление, которое имел бы каждый газ при той же температуре, занимая весь объем смеси.

Состав газовой смеси задается массовыми, объемными или мольными долями.

Массовой долей g_i называется отношение массы отдельного компонента M_i к массе смеси M :

$$g_i = \frac{M_i}{M}.$$

Очевидно, что

$$M = \sum_{i=1}^n M_i \quad \text{и} \quad \sum_{i=1}^n g_i = 1.$$

Массовые доли, как правило, задаются в процентах. Например, для сухого воздуха $g_{N_2} \approx 77$ и $g_{O_2} \approx 23\%$.

Объемные доли r_i представляют собой отношение *конкретного объема* V_i к полному объему смеси V :

$$r_i = \frac{V_i}{V}.$$

Приведенным называется объем, который занимал бы компонент газа, если бы его давление и температура равнялись давлению и температуре смеси. Расчет приведенного объема выполняется по формуле

$$V_i = \frac{V p_i}{p}.$$

Понятно, что

$$V = \sum_{i=1}^n V_i \quad \text{и} \quad \sum_{i=1}^n r_i = 1.$$

Объемные доли также задаются в процентах. Для сухого воздуха $r_{N_2} \approx 79$ и $r_{O_2} \approx 21\%$.

Задание смеси идеальных газов *мольными долями* аналогично заданию ее объемными долями:

$$r_i = \frac{N_i}{N}, \quad N = \sum_{i=1}^n N_i.$$

Здесь N_i — число молей компонента газа; N — общее количество молей.

Газовая постоянная смеси газов находится по формуле

$$R_{\text{см}} = 8314 \sum_{i=1}^n \frac{g_i}{\mu_i}. \quad (1.30)$$

Кажущаяся молекулярная масса смеси, заданная объемными долями, рассчитывается по уравнению

$$\mu_{\text{см}} = \sum_{i=1}^k r_i \mu_i. \quad (1.31)$$

Соотношение между объемными и массовыми долями определяется выражением

$$r_i = \frac{g_i}{\mu_i \sum_{i=1}^n \frac{g_i}{\mu_i}}. \quad (1.32)$$

Расчет удельной теплоемкости смесей идеальных газов выполняется по аддитивным формулам:

- массовая удельная теплоемкость

$$c_v = \sum_{i=1}^n g_i c_{v_i} \quad (1.33)$$

и

$$c_p = \sum_{i=1}^n g_i c_{p_i}; \quad (1.33a)$$

- объемная удельная теплоемкость

$$c'_v = \sum_{i=1}^n r_i c'_{v_i} \quad (1.34)$$

и

$$c'_p = \sum_{i=1}^n r_i c'_{p_i}; \quad (1.34a)$$

- мольная удельная теплоемкость

$$\mu c_v = \sum_{i=1}^n r_i (\mu c_v)_i \quad (1.35)$$

и

$$\mu c_p = \sum_{i=1}^n r_i (\mu c_p)_i. \quad (1.35a)$$

Пример 1.5. При температуре 300°C определить молекулярную массу $\mu_{\text{см}}$ и удельную теплоемкость c'_p смеси продуктов сгорания газа следующего состава (об. %):

$$11,26 \text{ CO}_2; 0,07 \text{ SO}_2,$$

$$17,25 \text{ H}_2\text{O}; 68,01 \text{ N}_2; 3,41 \text{ O}_2.$$

1. По формуле (1.31) находим

$$\begin{aligned} \mu_{\text{см}} = & 0,01 \cdot (11,26 \cdot 44 + 0,07 \cdot 64 + 17,25 \cdot 18 + \\ & + 68,01 \cdot 28 + 3,41 \cdot 32) = 28,2 \text{ (кг/кмоль)}. \end{aligned}$$

2. Удельные теплоемкости (кДж/м³·К) компонентов при постоянном давлении и температуре 300°C находим по таблице П.1:

CO ₂	SO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂
1,8627	1,9547	1,5424	1,3109	1,3561

Далее по формуле (1.34а) находим:

$$c'_p = 0,01 \cdot (11,26 \cdot 1,8627 + 0,07 \cdot 1,9547 + 17,25 \cdot 1,5424 + 68,01 \cdot 1,3109 + 3,41 \cdot 1,3561) = 1,415 \text{ (кДж/(м}^3 \cdot \text{К))}.$$

1.8. ЭНТАЛЬПИЯ

Энтальпия I (кДж) является функцией состояния термодинамической системы. Она определяется суммой внутренней энергии системы и произведения ее давления на объем:

$$I = U + pV. \quad (1.36)$$

Изменение энтальпии не зависит от характера процесса. Оно определяется только начальным и конечным состоянием системы. Энтальпия сложной системы является аддитивной величиной, определяемой как сумма энтальпий ее независимых частей.

Энтальпия может быть представлена в виде функций двух любых параметров системы

$$i = f_1(p, v); \quad i = f_2(p, T); \quad i = f_3(v, T).$$

Поскольку энтальпия является функцией состояния, то ее дифференциал является полным дифференциалом

$$di = \left(\frac{\partial i}{\partial T} \right)_p dT + \left(\frac{\partial i}{\partial p} \right)_T dp.$$

Для понимания физического смысла энтальпии рассмотрим расширенную систему, включающую газ в цилиндре и поршень с грузом общим весом G (рис. 1.2). Энергия системы складывается из внутренней энергии газа и потенциальной энергии поршня с грузом:

$$E = U + Gh.$$

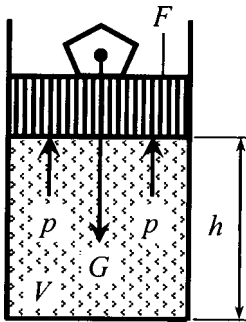


Рис. 1.2
К определению
физического смысла
энтальпии

В условиях равновесия ($G = pF$) уравнение полной энергии системы можно выразить через параметры газа:

$$E = U + pFh = U + pV.$$

С учетом соотношения (1.20) получаем, что $E \equiv I$. Таким образом, энтальпию можно трактовать как *энергию расширенной термодинамической системы*, включающей в себя саму систему и оболочку, удерживающую ее в заданном объеме.

Удельная энтальпия i представляет собой энтальпию системы, содержащейся в 1 кг или 1 м³ вещества. Для удельной энтальпии уравнение (1.36) имеет вид

$$i = u + pv$$

или в дифференциальной форме

$$di = d(u + pv).$$

В прикладных расчетах удельная энтальпия i (кДж/кг, кДж/м³) определяется по формуле

$$i = c_p t, \quad (1.37)$$

где c_p — удельная теплоемкость твердого или газообразного вещества, кДж/(кг·К) и кДж/(м³·К) соответственно.

Для механической смеси веществ c_p рассчитывается по аддитивной формуле, учитывающей теплоемкость c_{pi} и долю каждого компонента, выраженную в массовых g_i или объемных r_i процентах

$$c_p = 0,01 \sum_{i=1}^n c_{pi} g_i; \quad (1.38)$$

$$c_p = 0,01 \sum_{i=1}^n c_{pi} r_i. \quad (1.38a)$$

Пример 1.6. Определить удельную энтальпию продуктов сгорания топлива при температуре 1400°C. Состав дыма (об.%):

$$8,95 \text{ CO}_2; 17,51 \text{ H}_2\text{O};$$

$$71,78 \text{ N}_2; 1,76 \text{ O}_2.$$

По таблице П.1 находим:

$$c_{\text{CO}_2} = 2,2136, \quad c_{\text{H}_2\text{O}} = 1,828, \quad c_{\text{N}_2} = 1,4407$$

и

$$c_{\text{O}_2} = 1,5202 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}).$$

По формуле (1.38a)

$$c_p = 0,01 \cdot (2,2136 \cdot 8,95 + 1,828 \cdot 17,51 + 1,4407 \cdot 71,78 + 1,5202 \cdot 1,76) = 1,5791 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}).$$

По формуле (1.37)

$$i = 1,5791 \cdot 1400 = 2210,74 \text{ (кДж}/\text{м}^3).$$

1.9. ВЛАЖНЫЙ ВОЗДУХ

Влажный воздух представляет собой смесь сухого воздуха и паров воды, для которой масса и давление равны:

$$M_{\text{в. в}} = M_{\text{в}} + M_{\text{п}} \quad (1.39)$$

и

$$p_{\text{в. в}} = p_{\text{в}} + p_{\text{п}}, \quad (1.40)$$

где $M_{\text{в. в}}$, $M_{\text{в}}$, $M_{\text{п}}$ — масса влажного воздуха, сухого воздуха и паров воды соответственно, кг; $p_{\text{в. в}}$, $p_{\text{в}}$, $p_{\text{п}}$ — парциальное давление влажного воздуха, сухого воздуха и водяного пара соответственно, Па.

Состояние влажного воздуха определяется соотношением парциального давления паров воды $p_{\text{п}}$ с давлением насыщенных паров p_s при температуре влажного воздуха $t_{\text{в. в}}$. Температура, при которой $p_{\text{п}} = p_s$, называется *темпе-*

Таблица 1.4

Температурная зависимость парциального давления насыщенных паров воды по ГСССД 125-88 ($p_{в.в} = 101\,325\text{ Па}$)

$t_{в.в}, ^\circ\text{C}$	$p_s, \text{кПа}$	$t_{в.в}, ^\circ\text{C}$	$p_s, \text{кПа}$	$t_{в.в}, ^\circ\text{C}$	$p_s, \text{кПа}$
-5	0,422	13	1,498	30	4,245
-4	0,455	14	1,598	35	5,626
-3	0,490	15	1,705	40	7,381
-2	0,528	16	1,818	45	9,59
-1	0,568	17	1,938	50	12,345
0	0,611	18	2,064	55	15,752
5	0,872	19	2,197	60	19,933
6	0,935	20	2,338	65	25,023
7	1,002	21	2,487	70	31,177
8	1,073	22	2,644	75	38,564
9	1,148	23	2,810	80	47,374
10	1,228	24	2,985	85	57,816
11	1,313	25	3,169	90	70,118
12	1,402	27	3,567	95	84,53

ратурой насыщения t_s или температурой точки росы. Если $t_{в.в} > t_s$, то $p_{п} < p_s$ и влажный воздух является ненасыщенным. При равенстве температур $t_{в.в}$ и t_s парциальное давление паров воды равно давлению насыщения ($p_{п} = p_s$) и состояние влажного воздуха характеризуется как насыщенное.

Парциальное давление (упругость) насыщенных паров воды зависит только от температуры влажного воздуха (табл. 1.4). Чем больше водяного пара находится во влажном воздухе, тем больше его парциальное давление.

Процессы, совершаемые с влажным воздухом, рассчитываются по уравнениям состояния идеальных газов в условиях термодинамического равновесия ($t_{в.в} = t_{в} = t_{п}$). Для сухого воздуха и паров воды уравнения состояния имеют вид соответственно

$$p_{\text{в}} = \rho_{\text{в}} R_{\text{в}} T_{\text{в.в}} = \frac{\rho R T_{\text{в.в}}}{\mu_{\text{в}}}; \quad (1.41)$$

$$p_{\text{п}} = \rho_{\text{п}} R_{\text{п}} T_{\text{в.в}} = \frac{\rho_{\text{п}} R T_{\text{в.в}}}{\mu_{\text{п}}}, \quad (1.42)$$

где $\rho_{\text{в}} = \frac{M_{\text{в}}}{V}$, $\rho_{\text{п}} = \frac{M_{\text{п}}}{V}$ — плотность сухого воздуха и паров воды соответственно, кг/м³; $R_{\text{в}} = 287$, $R_{\text{п}} = 461,3$ — газовая постоянная сухого воздуха и водяного пара соответственно, Дж/(кг·К); $\mu_{\text{в}} = 28,96$, $\mu_{\text{п}} = 18,016$ — молярная масса сухого воздуха и водяного пара соответственно, кг/кмоль; V — объем влажного воздуха, м³.

Расчет основных параметров влажного воздуха выполняется на 1 кг сухого воздуха.

Абсолютная влажность характеризуется плотностью насыщенных паров воды $\rho_{\text{п}}$ при парциальном давлении p_s и температуре влажного воздуха $t_{\text{в.в}}$. Из уравнения состояния

$$\rho_{\text{п}} = \frac{p_s}{R_{\text{п}} T_{\text{в.в}}}. \quad (1.43)$$

Относительной влажностью φ называется отношение парциального давления паров воды $p_{\text{п}}$ к давлению насыщенных водяных паров p_s :

$$\varphi = \frac{p_{\text{п}}}{p_s}. \quad (1.44)$$

Величина φ выражается в долях единицы или процентах. Поскольку $0 \leq p_{\text{п}} \leq p_s$, то $0 \leq \varphi \leq 100\%$. Для сухого и насыщенного влажного воздуха $\varphi = 0$ и 100% соответственно.

Удельное массовое влагосодержание d (кг/кг)

$$d = \frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{в}}}. \quad (1.45)$$

С учетом уравнений состояния сухого воздуха (1.41) и паров воды (1.42), а также соотношений (1.40) и (1.44) выражение (1.45) преобразуется к виду

$$d = \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{в}}} = \frac{p_{\text{п}} \mu_{\text{п}}}{p_{\text{в}} \mu_{\text{в}}} = 0,622 \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{в.в}} - p_{\text{п}}} = 0,622 \frac{\varphi p_s}{p_{\text{в.в}} - \varphi p_s}. \quad (1.46)$$

Из уравнения (1.46) следует, что удельное влагосодержание насыщенного воздуха ($\varphi = 1$) равно

$$d_s = \frac{0,622 p_s}{p_{в.в} - p_s}. \quad (1.47)$$

Молярное влагосодержание x определяется отношением количества киломолей паров воды $N_{п}$, содержащихся во влажном воздухе, к количеству киломолей сухого воздуха $N_{в}$:

$$x = \frac{N_{п}}{N_{в}} = \frac{\frac{M_{п}}{\mu_{п}}}{\frac{M_{в}}{\mu_{в}}} = 1,608 d = \frac{\varphi p_s}{p_{в.в} - \varphi p_s}. \quad (1.48)$$

Относительное влагосодержание (степень насыщения)

$$\psi = \frac{d}{d_s} = \varphi \frac{p_{в.в} - p_s}{p_{в.в} - \varphi p_s}. \quad (1.49)$$

При малой величине относительной влажности ($\varphi \ll 1$) $\psi \approx \varphi$.

Плотность влажного воздуха

$$\rho_{в.в} = \rho_{в} + \rho_{п}.$$

Выразим $\rho_{в}$ и $\rho_{п}$ через парциальные давления $p_{в}$ и $p_{п}$. С учетом (1.40) и (1.44) получаем

$$\rho_{в.в} = \frac{3,48 \cdot 10^{-3}}{T_{в.в}} (p_{в.в} - 0,378 \varphi p_s). \quad (1.50)$$

При заданном удельном влагосодержании d

$$\rho_{в.в} = \rho_{в} \frac{1+d}{1+1,608 d}. \quad (1.50a)$$

Из выражения (1.50a) следует, что чем больше влажность воздуха (т. е. $p_{п}$), тем меньше его плотность. Следовательно, влажный воздух всегда легче, чем сухой.

Кажущаяся молярная масса $\mu_{в.в}$ влажного воздуха

$$\mu_{в.в} = \mu_{п} r_{п} + \mu_{в} (1 - r_{п}),$$

где $r_{п} = \frac{\varphi p_s}{p_{в.в}}$ — объемная доля паров воды во влажном воздухе.

После преобразований и подстановки значений $\mu_{\text{в}}$ и $\mu_{\text{п}}$ получаем

$$\mu_{\text{в.в}} = 28,96 - \frac{10,94 \varphi p_{\text{s}}}{p_{\text{в.в}}}. \quad (1.51)$$

Газовая постоянная $R_{\text{в.в}}$ влажного воздуха

$$R_{\text{в.в}} = \frac{R}{\mu_{\text{в.в}}} = \frac{R}{28,96 - \frac{10,94 p_{\text{п}}}{p_{\text{в.в}}}}. \quad (1.52)$$

Удельная энтальпия сухого воздуха (кДж/кг) при больших температурах и теплоемкости $c_{\text{рв}} = 1$ кДж/(кг·К) равна $i_{\text{в}} \approx t_{\text{в.в}}$.

Удельная энтальпия паров воды при температуре $t_{\text{в.в}}$ равна

$$i_{\text{п}} = r_0 + c_{\text{рп}} t_{\text{в.в}}, \quad (1.53)$$

где $r_0 = 2501$ — скрытая теплота парообразования воды, кДж/кг; $c_{\text{рп}} = 1,97$ кДж/(кг·К) — теплоемкость паров воды.

Удельная энтальпия влажного воздуха (кДж/кг) равна энтальпии 1 кг сухого воздуха и d кг водяного пара:

$$i_{\text{в.в}} = i_{\text{в}} + i_{\text{п}} d = t_{\text{в.в}} + d(2501 + 1,97 t_{\text{в.в}}). \quad (1.54)$$

Для насыщенного влажного воздуха ($d = d_{\text{s}}$)

$$i_{\text{в.в.с}} = t_{\text{в.в}} + d_{\text{s}}(2501 + 1,97 t_{\text{в.в}}). \quad (1.55)$$

В приближенных термодинамических расчетах удельная теплоемкость влажного воздуха $c_{\text{рв.в}}$, выраженная в кДж/(кг·К), равна

$$c_{\text{рв.в}} = 1 + 2d. \quad (1.56)$$

Температура насыщения влажного воздуха (температура точки росы) находится по формуле

$$t_{\text{s}} = \frac{T_{\text{в.в}}}{1 - \frac{T_{\text{в.в}}}{5200} \ln \varphi} - T_0. \quad (1.57)$$

Пример 1.7. Рассчитать параметры влажного воздуха при температуре 20°C, относительной влажности 60% и давлении 101 325 Па.

По таблице 1.4 находим $p_s = 2338$ Па.

Из формулы (1.44)

$$p_{\pi} = 2338 \cdot 0,6 = 1403 \text{ (Па)}.$$

По формуле (1.43)

$$\rho_{\pi} = \frac{2338}{461,53} (20 + 273,15) = 0,0173 \text{ (кг/м}^3\text{)}.$$

По формуле (1.46)

$$d = 0,622 \cdot \frac{1403}{101\,325 - 1403} = 8,73 \cdot 10^{-3} \text{ (кг/кг)}.$$

По формуле (1.47)

$$d_s = 0,622 \cdot \frac{2338}{101\,325 - 2338} = 14,69 \cdot 10^{-3} \text{ (кг/кг)}.$$

По формуле (1.48)

$$x = 1,608 \cdot 8,73 \cdot 10^{-3} = 14,04 \cdot 10^{-3} \text{ (кмоль/кмоль)}.$$

По формуле (1.49)

$$\psi = \frac{8,73 \cdot 10^{-3}}{14,69 \cdot 10^{-3}} = 0,59.$$

По формуле (1.50)

$$\rho_{\text{вв}} = \frac{3,48 \cdot 10^{-3}}{20 + 273,15} (101\,325 - 0,378 \cdot 0,6 \cdot 2338) = 1,196 \text{ (кг/м}^3\text{)}.$$

По формуле (1.51)

$$\mu_{\text{в.в}} = 28,96 - 10,94 \cdot 0,6 \cdot \frac{2338}{101\,325} = 28,81 \text{ (кг/кмоль)}.$$

По формуле (1.52)

$$R_{\text{в.в}} = \frac{8314}{28,82} = 288,48 \text{ (Дж/(кг} \cdot \text{К))}.$$

По формуле (1.53)

$$i_{\pi} = 2501 + 1,97 \cdot 20 = 2540,4 \text{ (кДж/кг)}.$$

По формуле (1.54)

$$i_{в.в} = 20 + 8,73 \cdot 10^{-3}(2501 + 1,97 \cdot 20) = 42,2 \text{ (кДж/кг)}.$$

По формуле (1.55)

$$i_{в.в.s} = 20 + 14,69 \cdot 10^{-3}(2501 + 1,97 \cdot 20) = 57,3 \text{ (кДж/кг)}.$$

По формуле (1.56)

$$c_{рв.в} = 1 + 2 \cdot 8,73 \cdot 10^{-3} = 1,0175 \text{ (кДж/(кг·К))}.$$

По формуле (1.57)

$$t_s = \frac{20 + 273,15}{1 - \frac{20 + 273,15}{5200} \ln 0,6} - 273,15 = 11,8 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что изучает техническая термодинамика?
2. Термодинамические параметры состояния.
3. Термическое уравнение состояния идеального газа.
4. Термодинамическое понятие внутренней энергии, работы и теплоты.
5. Дать определение понятия теплоемкости газа. Удельная теплоемкость.
6. Что называется газовой смесью? Закон Дальтона для газовой смеси.
7. Расчет удельной теплоемкости газовой смеси.
8. Физический смысл энтальпии. Расчетное уравнение.
9. Основные параметры влажного воздуха.
10. Физический смысл понятия точки росы. Расчетное уравнение.



ГЛАВА 2

ЗАКОНЫ ТЕРМОДИНАМИКИ

2.1.

НУЛЕВОЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

Нулевой закон термодинамики — физический принцип, постулирующий, что вне зависимости от начального состояния системы она приходит к термодинамическому равновесию, при достижении которого все ее части будут иметь одинаковую температуру. Другими словами, если система A находится в термодинамическом равновесии с системой B , а та, в свою очередь, с системой C , то система A находится в равновесии с системой C . При этом системы A , B и C имеют одинаковую температуру. Таким образом, в основу нулевого начала термодинамики положено свойство реального мира, называемое *температурой*.

2.2.

ПЕРВЫЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

Первый закон термодинамики является обобщением принципа сохранения энергии в механических системах, учитывающим тепловые эффекты. Согласно первому началу термодинамики энергия не может быть создана или уничтожена; она передается от одной системы к другой и превращается из одной формы в другую. Важным следствием первого начала является утверждение о невозможности создания машины, способной совершать полезную работу без потребления энергии извне и без каких-либо изменений внутри самой машины. Тем самым постулируется невозможность создания вечного двигателя.

2.2.1.

УРАВНЕНИЕ ПЕРВОГО ЗАКОНА ТЕРМОДИНАМИКИ

Первый закон термодинамики утверждает, что любое изменение полной энергии системы равно количеству теплоты, поглощенному системой, минус работа, выполненная системой. Для малого изменения энергии в изолированной системе

$$dE = \delta Q - \delta L, \quad (2.1)$$

где dE — полный дифференциал полной энергии системы, Дж; δQ — элементарное количество теплоты, переданное системе, Дж; δL — элементарная работа, совершенная системой, Дж.

Полная энергия системы E может включать несколько различных видов энергии. Например, потенциальную энергию гравитационного притяжения $E_{\text{пот}}$, кинетическую энергию $E_{\text{кин}}$, внутреннюю энергию U и другие виды энергии. В общем случае можно записать

$$E = E_{\text{пот}} + E_{\text{кин}} + U + \dots$$

или

$$dE = Mgdh + Md\left(\frac{w}{2}\right)^2 + dU + \dots,$$

где g — ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; h — высота в гравитационном поле, м; w — скорость, м/с.

В простых системах, которые не изменяют своего положения и скорости и могут совершать работу только за счет изменения объема, $dE = dU$. В этом случае, с учетом выражения (1.19), уравнение (2.1) преобразуется к виду

$$dU = \delta Q - pdV \quad (2.2)$$

или

$$\delta Q = dU + pdV. \quad (2.3)$$

Из уравнения (2.3) следует, что количество теплоты, полученное системой, идет на изменение ее внутренней энергии и совершение работы против внешних тел. Если $\delta Q > 0$ или $\delta Q < 0$, то это означает, что теплота к системе подводится или отводится. Если $\delta Q = 0$, то система не обменивается теплотой с окружающей средой и является адиабатически изолированной.

Изменение внутренней энергии проявляется в изменении температуры, фазы и химического состава. Оно может быть вызвано либо теплообменом, либо совершением работы. Можно сказать, что U является единственной формой энергии, которая непосредственно связана с тепловым взаимодействием. Когда два тела A и B , имеющие разные температуры, вступают в тепловое взаимодействие без совершения работы, то более нагретое тело теряет внутреннюю энергию, а менее нагретое ее получает:

- для системы (A) с более высокой температурой

$$\Delta U_A = U_{A_2} - U_{A_1} = Q_{AB} < 0;$$

- для системы (B) с более низкой температурой

$$\Delta U_B = U_{B_2} - U_{B_1} = Q_{BA} > 0.$$

Таким образом, тепловое взаимодействие можно представить как передачу внутренней энергии от тела A к телу B .

Используя определение удельной внутренней энергии (1.17) и удельной теплоты, уравнение первого закона термодинамики (2.3) для единицы массы преобразуется в соотношение

$$\delta q = du + pdv. \quad (2.4)$$

2.2.2.

ПРИЛОЖЕНИЕ ПЕРВОГО ЗАКОНА ТЕРМОДИНАМИКИ К ИЗОПРОЦЕССАМ В ИДЕАЛЬНОМ ГАЗЕ

В *изохорном процессе* ($dv = 0$) газ не совершает работы расширения и $\delta l = pdv = 0$. Поэтому для единицы вещества уравнение (2.4) будет иметь вид

$$\delta q = du. \quad (2.5)$$

Из уравнения (2.5) следует, что теплота, подведенная к системе в изохорном процессе, расходуется только на изменение ее внутренней энергии. Следовательно, выражение для изохорной теплоемкости (1.22) может быть представлено соотношением

$$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v, \quad (2.6)$$

из которого следует, что в изохорном процессе теплоемкость c_v характеризует темп роста внутренней энергии с ростом температуры.

С учетом соотношения (2.6) выражение для дифференциала внутренней энергии (1.18) приобретает вид

$$du = c_v dT + \left(\frac{\partial u}{\partial v} \right)_T dv. \quad (2.7)$$

В уравнении (2.7) частная производная $\left(\frac{\partial u}{\partial v} \right)_T$ характеризует зависимость внутренней энергии от удельного объема v . В то же время законом Джоуля установлено, что внутренняя энергия идеального газа не зависит от объема и давления:

$$\left(\frac{\partial u}{\partial v} \right)_T = 0; \quad (2.8)$$

$$\left(\frac{\partial u}{\partial p} \right)_T = 0. \quad (2.8a)$$

С учетом (2.7) и (2.8) уравнение (2.5) преобразуется к виду

$$\delta q = du = c_v dT. \quad (2.9)$$

После интегрирования (2.9) получаем

$$\int \delta q = \int du = \int_{T_1}^{T_2} c_v dT$$

или

$$q = \Delta u = u_2 - u_1 = c_v (T_2 - T_1). \quad (2.10)$$

Таким образом, можно констатировать, что внутренняя энергия системы в изохорном процессе зависит только от температуры.

Для *изобарного процесса* ($dp = 0$) уравнение первого закона термодинамики представлено выражением (2.4), которое с учетом математически очевидного соотношения

$$pdv = d(pv) - vdp$$

может быть записано в виде

$$\delta q = du + d(pv) - vdp = d(u + pv) - vdp. \quad (2.11)$$

С учетом определения удельной энтальпии (1.25) соотношение (2.11) преобразуется к виду

$$\delta q = di - vdp. \quad (2.12)$$

Поскольку $dp = 0$, то

$$\delta q = di. \quad (2.13)$$

Из уравнения (2.13) следует, что в изобарном процессе теплота, подводимая к системе, расходуется только на изменение ее энтальпии. Следовательно, выражение для удельной теплоемкости при постоянном давлении (1.21) можно записать в виде

$$c_p = \left(\frac{\partial i}{\partial T} \right)_p. \quad (2.14)$$

Из соотношения (2.14) видно, что теплоемкость c_p характеризует темп роста внутренней энергии в изобарном процессе с ростом температуры.

С учетом (2.14) выражение для полного дифференциала энтальпии (1.26) принимает вид

$$di = c_p dT + \left(\frac{\partial i}{\partial p} \right)_T dp. \quad (2.15)$$

Частная производная $\left(\frac{\partial i}{\partial p} \right)_T$ характеризует зависимость энтальпии от давления. Используя условие (2.8a) и соотношение (2.13), можно записать

$$\left(\frac{\partial u}{\partial p} \right)_T = \left(\frac{\partial i}{\partial p} \right)_T = 0. \quad (2.16)$$

С учетом (2.16) уравнение первого закона термодинамики (2.4) преобразуется к виду

$$dq = di = c_p dT. \quad (2.17)$$

Выполнив интегрирование (2.17), получаем

$$\int \delta q = \int di = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT$$

или

$$q = \Delta i = i_2 - i_1 = c_p(T_2 - T_1).$$

Таким образом, в изобарном процессе внутренняя энергия и энтальпия системы определяются только ее температурой. Можно отметить, что при изобарном расширении тепло поглощается газом ($q > 0$), который совершает положительную работу. При изобарном сжатии тепло отдается внешним телам ($q < 0$), поэтому $l < 0$. При этом температура газа уменьшается ($T_2 < T_1$), а внутренняя энергия системы убывает ($du < 0$).

В *изотермическом процессе* температура газа не изменяется ($dT = 0$) и $du = 0$. Следовательно, уравнение (2.4) приобретает вид

$$dq = pdv. \quad (2.18)$$

Из уравнения состояния (1.14) имеем

$$p = \frac{RT}{v}.$$

Подставим это соотношение в уравнение (2.18) и получим

$$dq = \left(\frac{RT}{v} \right) dv = RT d(\ln v), \quad (2.19)$$

где $d \ln(v)$ — малое изменение натурального логарифма удельного объема.

Интегрируя выражение (2.19) от v_1 до v_2 , получаем уравнение

$$q = RT \ln \left(\frac{v_2}{v_1} \right) = l, \quad (2.20)$$

из которого следует, что при изотермическом расширении идеального газа количество теплоты, поглощенное системой, равно работе системы. Кроме того, выражение (2.20)

показывает, что для данного отношения $\frac{v_2}{v_1}$ работа l и, следовательно, поглощенная теплота q пропорциональны температуре, при которой происходит расширение. При этом чем выше температура, тем больше величина выполненной работы.

В *адиабатическом процессе* система не обменивается теплом с окружающей средой ($\delta q = 0$), а работа совершается за счет изменения ее внутренней энергии. Поэтому уравнение (2.4) трансформируется к виду

$$-du = dl \quad (2.21)$$

или

$$-c_v dT = p dv, \quad (2.21a)$$

или

$$c_v dT = RT \left(\frac{dv}{v} \right). \quad (2.21б)$$

Разделим обе части уравнения (2.21б) на T . После интегрирования получаем

$$-c_v \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right) = R \ln \left(\frac{v_2}{v_1} \right). \quad (2.22)$$

Из соотношения (2.22) следует, что для адиабатического процесса в идеальном газе отношение конечного и начального удельных объемов не зависит от давления и целиком определяется отношением конечной и начальной температур. Уравнение (2.22) позволяет выразить отношение $\frac{T_2}{T_1}$ через отношение $\frac{v_2}{v_1}$. Если известна температура T_1 или T_2 , то можно рассчитать работу адиабатического расширения от v_1 до v_2 .

Работу расширения можно также определить по известному значению p_1 или p_2 . Для этого в уравнение (2.22) следует подставить $v = \frac{RT}{p}$. После алгебраических преобразований получаем выражение

$$\ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right) = \frac{k-1}{k} \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right), \quad (2.23)$$

в котором $k = \frac{c_p}{c_v}$ (1.24).

Обратимся вновь к уравнению (2.22). Разделим обе его части на c_v . После алгебраических преобразований получим

$$\ln\left(\frac{T}{T}\right) = \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{\frac{R}{c_v}}. \quad (2.24)$$

Применим операцию потенцирования к обеим частям (2.24). В результате получаем

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{\frac{R}{c_v}} \quad (2.25)$$

или после преобразований

$$T_1 v_1^{\frac{R}{c_v}} = T_2 v_2^{\frac{R}{c_v}}. \quad (2.26)$$

Соотношение (2.26) справедливо для любых двух состояний системы в адиабатическом процессе. Таким образом, можно записать известное выражение для адиабатического процесса в идеальном газе:

$$T v^{\frac{R}{c_v}} = \text{const}. \quad (2.27)$$

Если использовать уравнение состояния идеального газа (1.14), а также соотношения $c_p = c_v + R$ (1.23) и $k = \frac{c_p}{c_v}$ (1.24), то из уравнения (2.27) можно получить:

$$T v^{k-1} = \text{const}; \quad (2.28a)$$

$$p v^k = \text{const}; \quad (2.28б)$$

$$T p^{\frac{1-k}{k}} = \text{const}. \quad (2.28в)$$

Соотношения (2.28a)–(2.28в) устанавливают связь между параметрами идеального газа в адиабатическом процессе.

2.3. ВТОРОЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

2.3.1. ЭНТРОПИЯ

Термодинамическое описание системы основано на взаимосвязях двух групп величин: параметров и взаимодействий. Значения параметров — это числа, полученные в результате измерений. Они отражают состояние системы

в момент измерения и не содержат никакой информации относительно прошлых и будущих ее состояний. Изменение значений параметров при переходе системы из одного состояния в другое не зависит от пути этого перехода. Указанная независимость означает, что небольшое изменение значения параметра (например, давления) можно представить полным дифференциалом dp . Под этим понимается,

что $\int_1^2 dp = p_2 - p_1$. Данное выражение является математическим отражением независимости пути перехода системы от состояния 1 к состоянию 2.

Взаимодействие происходит между системой и ее окружением при наличии устойчивого соответствия между изменениями в этой системе и окружающей среде. В термодинамике различают два вида взаимодействий — тепловое и механическое (теплообмен и работу). Их малые величины, обозначаемые соответственно символами δq и δl , являются неполными дифференциалами. Они обладают тем свойством, что значения интегралов $\int_1^2 \delta q$ и $\int_1^2 \delta l$ зависят от конкретного пути перехода системы от состояния 1 к состоянию 2.

Параметры и взаимодействия могут быть связаны между собой посредством уравнения (2.4). Запишем его в развернутом виде

$$\delta q = c_v dT + \frac{RT}{v} dv. \quad (2.29)$$

Если рассматривать конечное изменение состояния системы, то уравнение (2.29) нужно проинтегрировать. При этом не возникает затруднений с первым слагаемым правой части, поскольку c_v — величина постоянная. Во время при интегрировании второго слагаемого необходимо знать вид зависимости T от v , так как полная величина теплового взаимодействия зависит от конкретного пути.

Разделим обе части уравнения (2.29) на T :

$$\frac{\delta q}{T} = \frac{c_v dT}{T} + \frac{R dv}{v}. \quad (2.30)$$

Поскольку R , как и c_v , является постоянной величиной, то уравнение (2.30) можно проинтегрировать для любого изменения состояния системы:

$$\int_1^2 \frac{\delta q}{T} = c_v \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + R \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right). \quad (2.31)$$

Очевидно, что значение правой части уравнения (2.31) полностью определяется начальными и конечными значениями параметров T и v . При этом единственное значение интеграла $\int_1^2 \left(\frac{\delta q}{T}\right)$ не зависит от пути перехода системы с параметрами T_1 и v_1 в конечное состояние с параметрами T_2 и v_2 . Отношение $\frac{\delta q}{T}$ является точным дифференциалом некоторой величины, представляющей собой параметр или функцию состояния системы.

Из уравнения (2.31) вытекает важное следствие, касающееся интегрирования точного дифференциала функции состояния по замкнутому (циклическому) пути. Известно, что в результате циклического процесса система возвращается в исходное состояние. Для такого процесса (или пути) имеем $T_1 = T_2$ и $v_1 = v_2$. Следовательно, правая часть уравнения (2.31) обращается в нуль:

$$\oint \left(\frac{\delta q}{T}\right) = 0.$$

Обращение в нуль интеграла по замкнутому циклу является необходимым и достаточным условием того, что подинтегральное выражение представляет собой полный дифференциал некоторой функции состояния, которая Клаузиусом (1865) названа *энтропией*. Для произвольного количества газа энтропия обозначается через S и измеряется в Дж/К. Удельная величина энтропии $s = \frac{S}{M}$ измеряется в Дж/(кг·К).

Аналитическое выражение энтропии задается соотношением, которое справедливо для любой системы, находящейся при постоянной температуре T и совершающей

переход в другое состояние благодаря тепловому взаимодействию δq :

$$ds = \frac{\delta q}{T}. \quad (2.32)$$

Если известна зависимость энтропии от других параметров состояния системы, то нет необходимости придерживаться определения (2.32). В этом случае достаточно вычислить изменение энтропии через изменение других параметров:

$$s = f_1(p, v); \quad s = f_2(p, T); \quad s = f_3(v, T).$$

Абсолютное значение энтропии для заданного состояния системы определяется интегрированием уравнения (2.32):

$$s = \int \frac{\delta q}{T} + s_0, \quad (2.33)$$

где s_0 — константа интегрирования.

Изменение энтальпии в процессе от произвольно выбранного начального состояния равно

$$\Delta s = s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{\delta q}{T}. \quad (2.34)$$

Используя уравнения (2.31) и (2.34), получим алгебраическое выражение для расчета изменения энтальпии идеального газа:

$$\Delta s = c_v \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right) + R \ln \left(\frac{v_2}{v_1} \right). \quad (2.35)$$

Из уравнения Клапейрона (1.14), записанного для состояний идеального газа 1 и 2, следует

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{p_1 v_1}; \quad \frac{v_2}{v_1} = \frac{p_2 T_2}{p_1 T_1}.$$

Подстановка отношений $\frac{T_2}{T_1}$ и $\frac{v_2}{v_1}$ в уравнение (2.35) позволяет получить следующие формулы для расчета изменения энтальпии при переходе системы от состояния 1 к состоянию 2:

$$\Delta s = c_p \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - R \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right); \quad (2.36)$$

$$\Delta s = c_v \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) + c_p \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right). \quad (2.37)$$

Обратимся к уравнению (2.32), из которого следует, что в равновесном процессе

$$\delta q = T ds, \quad (2.38)$$

а количество теплоты

$$q = \int_1^2 T ds. \quad (2.39)$$

Понятие энтропии позволяет ввести в рассмотрение T - s -диаграмму, на которой состояние системы отображается точкой, а равновесный термодинамический процесс линией (рис. 2.1). Очевидно, что элементарная теплота процесса δq на диаграмме изображается элементарной площадкой с высотой T и основанием ds . При этом площадь, ограниченная линией процесса $T(s)$, крайними ординатами и осью абсцисс, эквивалентна теплоте процесса.

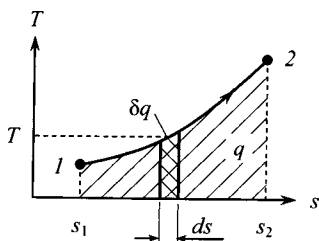


Рис. 2.1
Графическое изображение
теплоты в T - s -координатах

Из формулы (2.38) следует, что ds и δq имеют одинаковые знаки. Следовательно, по характеру изменения энтропии можно судить о том, в каком направлении происходит теплообмен. При подводе теплоты к телу ($\delta q > 0$) его энтропия возрастает ($ds > 0$), а при отводе теплоты ($\delta q < 0$) энтропия убывает ($ds < 0$).

В заключение следует отметить, что использование понятия энтропии позволяет выразить первый закон термодинамики только через параметры системы и их изменение. Для простых систем, способных совершать лишь механическую работу по расширению, он принимает вид

$$du = T ds - p dv. \quad (2.40)$$

2.3.2. ФОРМУЛИРОВКА ВТОРОГО ЗАКОНА ТЕРМОДИНАМИКИ

Первый закон термодинамики (п. 2.2.1) характеризует количественную сторону процессов превращения энергии. Он дает все необходимое для составления энергетического баланса процессов. Однако он не рассматривает возможность их протекания. Именно эта, качественная сторона процессов, характеризуется вторым законом термодинамики.

Второй закон термодинамики — это физический принцип, накладывающий ограничение на направление процессов передачи теплоты между телами. Он является постулатом, в основу которого положены опытные данные, имеющие экспериментальное подтверждение.

В формулировке Клаузиуса второй закон термодинамики гласит, что *невозможен самопроизвольный переход теплоты от менее нагретого тела к более нагретому телу*. При этом процесс, при котором не происходит других изменений, кроме передачи теплоты от горячего тела к холодному, является *необратимым*. Все необратимые процессы сопровождаются *рассеиванием* или *дисперсией энергии*, т. е. переходом упорядоченной формы движения в неупорядоченную, хаотическую форму движения молекул и других структурных единиц макроскопических тел. Наиболее распространенными необратимыми процессами являются теплообмен при конечной разности температур, диффузия и другие.

Известны и другие (альтернативные) формулировки второго закона термодинамики, в которых акцентирует внимание на том или ином аспекте проблемы превращения теплоты в работу. Например, в *постулате Кельвина* — *Планка* утверждается, что в циклическом процессе невозможно превратить в работу всю теплоту, взятую от источника с однородной температурой, не проведя других изменений в системе. Другими словами, невозможен круговой процесс, единственным результатом которого было бы производство работы за счет охлаждения теплового резервуара. Тем самым постулируется *невозможность созда-*

ния вечного двигателя второго рода, что является одной из формулировок второго закона.

Закон неубывания энтропии утверждает, что любой спонтанный процесс в любой изолированной системе всегда приводит к росту энтропии этой системы. Из этой частной формулировки второго закона термодинамики вытекает, что если каждый спонтанный процесс в изолированной системе приводит к увеличению энтропии этой системы, то такой процесс может протекать только в том случае, когда возможно увеличение энтропии. Если увеличение энтропии невозможно, то в такой системе не может происходить никаких спонтанных изменений. Невозможность спонтанных изменений может быть связана с максимумом энтропии системы, т. е. состоянием *абсолютного термодинамического равновесия*.

Рассмотрим выражение

$$d_i s \geq 0, \quad (2.41)$$

в котором индекс «*i*» обозначает изменение энтропии, обусловленное необратимыми процессами внутри изолированной системы. Иначе говоря, $d_i s$ — любое бесконечно малое (дифференцированное) изменение энтропии, не скомпенсированное равным по величине, но противоположным по знаку изменением энтальпии в окружающей среде. Второй закон термодинамики утверждает, что такое изменение может быть только положительным или равным нулю, но никогда не может быть отрицательным. В величину $d_i s$ входят изменения энтропии, обусловленные изменениями внутренней энергии, которые вызваны необратимыми механическими взаимодействиями путем совершения работы. По существу, такие изменения связаны с увеличением внутренней энергии внутри системы. То, что «пересекает» границу системы — это работа.

Следует также понимать, что энтропия системы может измениться за счет теплообмена с окружающей средой. Для этого случая запишем

$$d_e s = \frac{\delta q}{T}. \quad (2.42)$$

Здесь индекс «*e*» обозначает обмен энтропией между системой и окружающей средой: ее переход от внешних источников к системе или в обратную сторону. Как уже отмечалось (п. 2.2.1), энтропия системы в результате теплообмена с окружающей средой может повышаться или понижаться в соответствии с тем, положительна или отрицательна величина δq .

Полное бесконечно малое приращение энтропии складывается из ее внутреннего изменения и обмена со средой:

$$ds = d_e s + d_i s. \quad (2.43)$$

С учетом (2.42) получаем выражение

$$ds = \frac{\delta q}{T} + d_i s, \quad (2.44)$$

в котором всегда выполняется условие (2.41).

Объединив выражения (2.41) и (2.44), приводим к неравенству

$$ds \geq \frac{\delta q}{T}. \quad (2.45)$$

Только в случае обратимого процесса, когда $d_i s = 0$, можно записать $ds = \frac{\delta q}{T}$. В отсутствии теплообмена, т. е.

для адиабатической или изолированной системы, неравенство (2.45) принимает вид

$$ds \geq 0. \quad (2.46)$$

При указанных ограничениях любое из неравенств (2.45) или (2.46) можно принять за формулировку второго закона термодинамики. Более наглядным, хотя и менее строгим, выражением второго закона могут служить соотношения (2.41), (2.43) и (2.44), указывающие, как происходит изменение энтропии: за счет ее внутреннего производства или за счет обмена с внешней средой. Суть второго закона заключается в том, что энтропия системы может производиться внутри системы (за счет необратимых процессов) или может поступать в систему в резуль-

тате теплового взаимодействия с внешними источниками. *Энтропия может переходить от системы к окружающей среде или наоборот, но ее количество никогда не уменьшается.*

2.4. ТРЕТИЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

Третий закон термодинамики — это физический принцип, определяющий поведение энтропии при приближении температуры тела (системы) к абсолютному нулю. Третий закон термодинамики является обобщением опытных данных и в рамках классической термодинамики не может иметь доказательств.

Впервые третий закон был сформулирован Нернстом, согласно которому энтропия любой системы стремится к конечному для нее пределу, не зависящему от давления, плотности или фазы, при стремлении температуры к абсолютному нулю:

$$\lim_{T \rightarrow 0} [s(T, x_2) - s(T, x_1)] = 0, \quad (2.47)$$

где x — любой термодинамический параметр.

Из выражения (2.47) следует, что приращение энтропии при абсолютном нуле температуры стремится к конечному пределу, не зависящему от того, в каком равновесном состоянии находится система.

В соответствии с *тепловым законом Нернста* при вычислении энтропии по формуле (2.33) постоянная интегрирования s_0 для всех веществ равна нулю. Учет этого условия позволяет определять абсолютное значение энтропии и других термодинамических потенциалов системы.

Среди альтернативных формулировок третьего закона можно отметить *формулировку Планка* — условием обращения в нуль энтропии всех тел является приближение их температуры к абсолютному нулю:

$$\lim_{T \rightarrow 0} s = 0. \quad (2.48)$$

Соотношение (2.48) также предполагает, что $s_0 = 0$.

Общим выводом из третьего закона термодинамики является утверждение о том, что абсолютного нуля температуры нельзя достигнуть ни в каком конечном процессе, связанном с изменением энтропии, к нему можно лишь асимптотически приближаться. При условии $T \rightarrow 0$ изменение температуры при постоянном объеме не приводит к изменению давления. В свою очередь объем тела перестает зависеть от температуры.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Дать формулировку нулевого закона термодинамики.
2. Привести уравнение для полной энергии системы.
3. Дать формулировку первого закона термодинамики.
4. Уравнение первого закона термодинамики в изохорном процессе.
5. Уравнение первого закона термодинамики в изобарном процессе.
6. Уравнение первого закона термодинамики в изотермическом процессе.
7. Уравнение первого закона термодинамики в адиабатическом процессе.
8. Физический смысл энтропии.
9. Привести дифференциальное уравнение энтропии.
10. Физический смысл второго закона термодинамики.
11. Второй закон термодинамики в формулировке Клаузиуса.
12. Второй закон термодинамики в формулировке Кельвина — Планка.
13. Обосновать невозможность создания «вечного» двигателя.
14. Третий закон термодинамики в формулировке Нернста.
15. Третий закон термодинамики в формулировке Планка.

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ

3.1. ЦИКЛИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС. ТЕПЛОВОЙ ДВИГАТЕЛЬ

Циклическим процессом называется любое изменение параметров системы, в результате которого система возвращается в исходное состояние — к первоначальным значениям своих параметров. Понятие циклического процесса впервые введено *Сади Карно* в его трактате «О движущей силе огня», вышедшего в 1824 г.

Наблюдая действие паровой машины, Карно понял, что суть происходящих в ней процессов заключается в следующем. Некоторое количество воды попадает в котел, где она превращается в пар. Пар расширяется в цилиндре, двигая поршень. Затем пар выпускается в холодильник, где он конденсируется и снова превращается в жидкую воду. Карно понимал, что конденсированную воду можно снова вернуть в котел. При этом вода будет проходить полный цикл — ряд процессов, в результате которых она возвратится в начальное состояние. Карно приходит к выводу: чтобы паровая машина работала непрерывно, она должна отдавать тепло охлаждающей воде в конденсаторе, а не только получать тепло от сжигаемого в котле топлива. С точки зрения современных представлений о теплоте, как способе взаимодействия, правильнее сказать: *чтобы непрерывно совершать работу, тепловая машина должна взаимодействовать как с холодильником, так и с нагревателем.*

Циклические процессы, в результате которых производится работа, осуществляются в различных тепловых двигателях. *Тепловой двигатель* — это непрерывно действующая система, осуществляющая круговые процессы, в которых теплота превращается в работу. Вещество, за счет изменения состояния которого получают работу в цикле, называют *рабочим телом*.

Как свидетельствует опыт, все без исключения тепловые двигатели должны иметь (рис. 3.1):

1) горячий источник теплоты с температурой T_1 , отдающий рабочему телу за цикл количество теплоты q_1 ;

2) рабочее тело, совершающее замкнутый цикловой процесс и производящее за цикл работу $l_{ц}$;

3) холодный источник теплоты с температурой $T_2 < T_1$, получающий от рабочего тела за цикл количество теплоты q_2 .

Чтобы производить работу, любой тепловой двигатель, действующий непрерывным образом, должен отдавать теплоту при низкой температуре и потреблять тепло при более высокой температуре. В существующих тепловых двигателях горячим источником теплоты служит химическая теплота сжигаемого топлива. В качестве холодного источника теплоты используется окружающая среда (атмосфера). Рабочим телом являются газы (продукты сгорания топлива) или пары. Графическая интерпретация

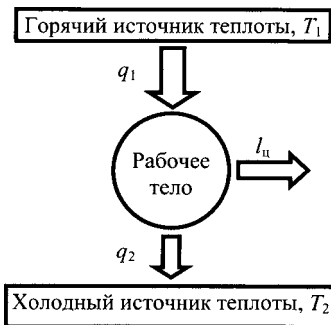


Рис. 3.1
Принципиальная схема
теплового двигателя

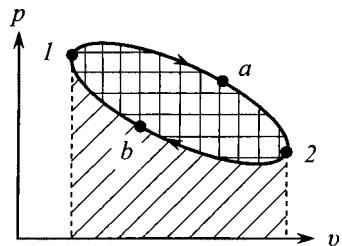


Рис. 3.2
Циклический процесс
в p - v -координатах

работы цикла теплового двигателя в p - v -координатах приведена на рисунке 3.2.

Представим процесс расширения кривой $1-a-2$, процесс сжатия кривой $2-b-1$. Тогда площадь под кривой $1-a-2$ равна работе расширения, под кривой $2-b-1$ — работе сжатия. Площадь, ограниченная замкнутой кривой $1-a-2-b-1$, представляет собой работу цикла. Из диаграммы видно, что для того, чтобы работа цикла была положительной, кривая процесса сжатия должна располагаться ниже кривой процесса расширения.

Применим первый закон термодинамики к циклу, который совершает 1 кг рабочего тела. При интегрировании по замкнутому контуру $1-a-2-b-1$ уравнение первого закона имеет вид

$$\oint \delta q = \oint du + \oint \delta l. \quad (3.1)$$

Для циклового процесса $\oint du = 0$, поэтому выражение (3.1) превращается в равенство

$$q_{\text{ц}} = l_{\text{ц}}, \quad (3.2)$$

где $q_{\text{ц}} = \oint \delta q = q_1 - q_2$ — часть теплоты горячего источника, полезно использованной в цикле для совершения работы. Разность $q_1 - q_2$ эквивалента площади, ограниченной на p - v -диаграмме замкнутым контуром $1-a-2-b-1$.

Отношение количества работы, производимой тепловым двигателем за один цикл, к количеству теплоты, подведенной за этот цикл от горячего источника, называется *термическим коэффициентом полезного действия (КПД) цикла*:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{l_{\text{ц}}}{q_1}. \quad (3.3)$$

Термический КПД цикла характеризует степень его совершенства. Чем больше η_t , тем совершеннее цикл теплового двигателя и тем большая часть подведенной теплоты превращается в работу.

Соотношение (3.2) является математическим выражением принципа эквивалентности тепловой и механической

энергии. Если исключить из схемы теплового двигателя (см. рис. 3.1) холодный источник теплоты, то формально принцип эквивалентности не нарушается. Однако, как следует из второго закона термодинамики (п. 2.3.2), невозможно создать тепловой двигатель, в котором бы вся полученная от горячего источника теплота была бы полностью превращена в работу.

3.2. ЦИКЛ КАРНО

3.2.1. ИДЕАЛИЗИРОВАННЫЙ ЦИКЛ КАРНО

Признав, что циклический характер является существенным свойством процесса, при помощи которого тепловая машина производит работу, Карно предложил *упрощенный идеализированный цикл*, в котором рабочим телом является воздух. Тем самым он избавился от сложностей, связанных с изменением фазы, т. е. превращения воды в пар, а затем пара в воду.

Рассмотрим цикл Карно на примере цилиндра с поршнем, движущимся без трения (рис. 3.3). В цилиндре находится 1 моль воздуха. Поршень и стенки цилиндра являются идеальными теплоизоляторами. Теплообмен между газом и стенками цилиндра отсутствует. Толщина дна цилиндра столь мала, что его можно считать нематериальным, имеющим нулевую теплоемкость. Цилиндр стоит на массивной плите, изготовленной из материала с высокой теплопроводностью. Плита имеет температуру T_1 , постоянная величина которой поддерживается за счет контакта с источником теплоты. Источник теплоты, температура которого остается постоянной независимо от количества тепла, отобранного у него или переданного ему, называется *тепловым резервуаром*, или *термостатом*.

При закрепленном поршне (рис. 3.3a) воздух в цилиндре нагревается до температуры $T_a = T_1$; он имеет давление p_a и удельный объем v_a . Освободим поршень и позволим газу медленно толкать его вверх (рис. 3.3b). Так как воз-

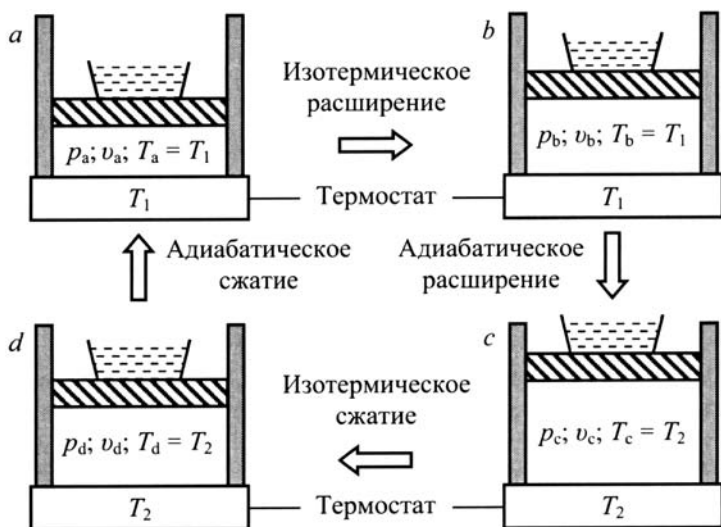


Рис. 3.3
Идеализированный цикл Карно

дух подчиняется уравнению состояния идеального газа, то в процессе расширения его давление уменьшается, а температура, за счет теплообмена с термостатом, сохраняется равной $T_b = T_1$. Изотермическое расширение будет продолжаться до тех пор, пока давление и удельный объем воздуха не достигнут значений p_b и v_b соответственно.

Между позициями b и c цилиндр должен быть установлен на плиту из теплоизолятора. Теперь воздух со всех сторон окружен теплоизолирующей оболочкой, исключаяющей его тепловое взаимодействие с окружающей средой. Адиабатическое расширение воздуха будет продолжаться до тех пор, пока его температура не станет равной T_2 — температуре холодного термостата, на который необходимо переместить цилиндр с поршнем. Понятно, что $T_2 < T_1$. На позиции c воздух характеризуется температурой $T_c = T_2$ и параметрами p_c и v_c .

Если увеличить массу поршня, то направление его движения изменится на противоположное. Изотермическое сжатие будет продолжаться до момента, которому соот-

ветствует положение d . Теперь воздух будет иметь давление p_d , удельный объем v_d и температуру $T_d = T_2$. В процессе изотермического сжатия воздух отдает теплоту термостату.

Установим цилиндр с поршнем на теплоизолятор, расположенный между позициями d и a . В результате адиабатического сжатия положение поршня в цилиндре и параметры воздуха должны прийти в соответствии с положением a . Тем самым завершится круговой циклический процесс $a - b - c - d - a$, упрощенная иллюстрация которого приведена на рисунке 3.3.

Таким образом, цикл Карно состоит из следующей последовательности процессов:

- 1) изотермического ($dT = 0$) расширения при высокой температуре T_1 ;
- 2) адиабатического ($\delta q = 0$) расширения, при котором температура понижается от T_1 до T_2 ;
- 3) изотермического сжатия при температуре T_2 ;
- 4) адиабатического сжатия, при котором температура повышается от T_2 до T_1 .

3.2.2.

ОБРАТИМЫЙ ЦИКЛ КАРНО

Обратимый циклический процесс — это циклический процесс, в котором отсутствует механическое трение, противоположно направленные механические силы отличаются на бесконечно малую величину и все тепловые взаимодействия происходят при бесконечно малой разности температур между системой и средой.

Идеализированный цикл Карно (п. 3.2.1) является обратимым. Он может протекать как по часовой стрелке, так и против часовой стрелки. В первом случае цикл называется *прямым циклом Карно*, во втором — *обратным циклом Карно*.

На p - v -диаграмме (рис. 3.4а) прямой цикл Карно начинается из точки a расширением газа вдоль изотермы T_1 по пути $a - b$. В процессе расширения газ находится в контакте с термостатом (см. рис. 3.3), который поддерживает его температуру постоянной и равной T_1 .

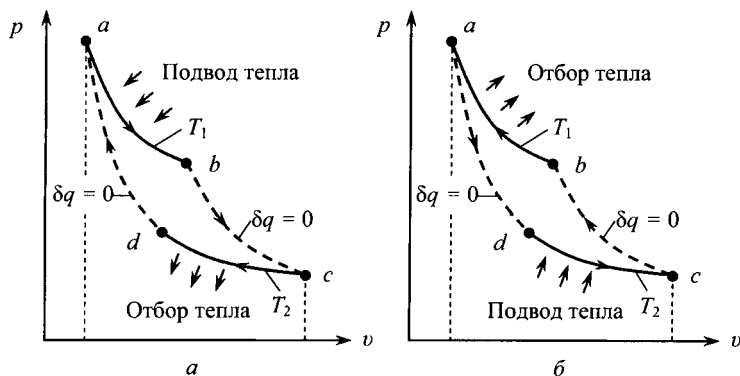


Рис. 3.4

Прямой (а) и обратный (б) циклы Карно на p - v -диаграмме

В точке b начинается следующий этап цикла — адиабатическое расширение газа ($\delta q = 0$), которое завершается в точке c , характеризуемой температурой T_2 , а также параметрами p_c и v_c . Для адиабатического расширения не известна связь между давлением p_c и удельным объемом v_c . В то же время известно, что температура рабочего тела падает и $T_2 < T_1$. Поэтому адиабатический участок удела изображается пунктирной линией. При этом наклон кривой адиабаты к оси абсцисс должен превышать наклон изотермы.

Третий этап цикла заключается в изотермическом сжатии при температуре T_2 . Процесс сжатия происходит вдоль сплошной линии от точки c до точки d .

В точке d начинается заключительный четвертый этап цикла — адиабатическое сжатие ($\delta q = 0$) вдоль пунктирной линии до точки a . При неправильном выборе значений p_d и v_d адиабатическое сжатие приводит на изотерму T_1 , но в другую точку, не совпадающую с точкой a . Важно подчеркнуть, что только при возвращении в начальную точку процесса газ проходит полный замкнутый цикл.

Площадь под участками $a-b$ и $b-c$ от точки a до точки b представляет работу, выполненную системой в процессе расширения. В процессе сжатия вдоль пути $c-d-a$ совершается работа над системой. Разность между полной

работой, выполненной системой и полной работой, выполненной над системой, равна результирующему количеству работы системы за полный цикл. Численно она равна площади, ограниченной замкнутой кривой $a - b - c - d - a$.

Каждый этап цикла $a - b - c - d - a$ является обратимым. Бесконечно малое увеличение внешней силы, действующей со стороны поршня и противодействующей расширению, привело бы к замене расширения сжатием. В результате не система совершала бы работу над средой, а среда совершала бы работу над системой. Точно так же бесконечно малое уменьшение внешней силы в процессе сжатия привело бы к замене сжатия на расширение. Иначе говоря, можно также легко заставить систему совершать цикл против часовой стрелки по пути $a - b - c - d - a$ (рис. 3.4б). Тогда площадь под кривой $a - d - c$ будет представлять работу, выполненную системой в процессе расширения, а площадь под кривой $c - b - a$ — работу, выполненную над системой в процессе сжатия. В этом случае площадь внутри замкнутой кривой $a - b - c - d - a$ будет равна результирующей работе, выполненной над системой.

Следует отметить и другое обстоятельство, связанное с обратимостью цикла. В прямом процессе (рис. 3.4а) система совершает цикл по часовой стрелке. В процессе изотермического расширения от точки a до точки b она поглощает тепло от высокотемпературного источника при температуре T_1 . В процессе изотермического сжатия от точки c до точки d система отдает тепло низкотемпературному источнику при температуре T_2 . Результатом циклического процесса, совершаемого по часовой стрелке, является работа, выполняемая системой над окружающей средой. Такая система называется *тепловой машиной* (рис. 3.5а).

В обратном циклическом процессе (рис. 3.4б) система совершает цикл против часовой стрелки. В течение изотермического расширения $d - c$ теплота поглощается от низкотемпературного источника с температурой T_2 . В процессе изотермического сжатия $b - a$ теплота отдается высокотемпературному источнику с температурой T_1 . При этом результирующая работа выполняется окружающей

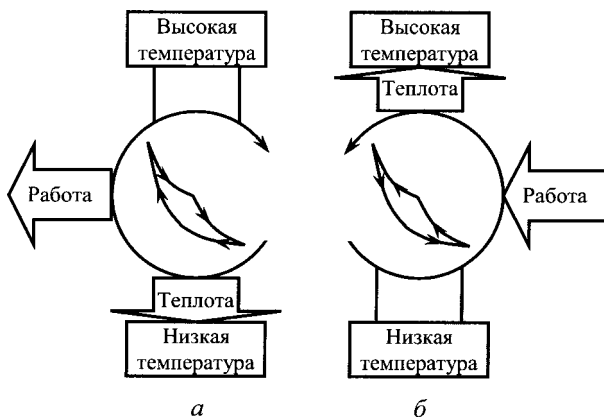


Рис. 3.5
Схема тепловой (а) и холодильной (б) машины

средой над системой. Подобная система называется *холодильной машиной*, или *тепловым насосом* (рис. 3.5б).

Пример 3.1. Рассмотрим машину, работающую по идеальному циклу Карно (см. рис. 3.4а). Предположим, что работа, выполненная в процессе адиабатического расширения $b-c$, равна по величине работе, необходимой для адиабатического сжатия $d-a$: $L_{bc} = -L_{da}$. Положим, что

$$\frac{V_b}{V_a} = \frac{V_c}{V_d} = 2,$$

количество газа в цилиндре равно 1 кмоль, температура нагревателя $T_1 = 746$ К.

Требуется определить отношение полезной работы, совершенной при $T_2 = 273$ К, к полезной работе при температуре $T_2 = 373$ К.

1. Полезная работа машины за один цикл равна

$$L_{abcd} = L_{ab} + L_{bc} + L_{cd} + L_{da} = L_{ab} + L_{cd}.$$

2. При изотермическом расширении или сжатии 1 моль идеального газа совершает работу

$$L = RT \ln \left(\frac{V_{\text{кон}}}{V_{\text{нач}}} \right).$$

Поэтому

$$L_{ab} = RT_1 \ln \left(\frac{V_b}{V_a} \right) = RT_1 \ln 2,$$

$$L_{cd} = RT_2 \ln \left(\frac{V_d}{V_c} \right) = RT_2 \left(\frac{1}{2} \right) = -RT_2 \ln 2,$$

$$L_{abcd} = (RT_1 - RT_2) \ln 2.$$

3. При $T_2 = 273 \text{ К}$ имеем

$$L_{abcd} = (746 - 273)R \ln 2 = 473R \ln 2;$$

при $T_2 = 373 \text{ К}$ —

$$L_{abcd} = (746 - 373)R \ln 2 = 373R \ln 2.$$

Следовательно,

$$\frac{L_{273\text{К}}}{L_{373\text{К}}} = \frac{473R \ln 2}{373R \ln 2} = 1,27.$$

3.3. ПРИМЕНЕНИЕ ЗАКОНОВ ТЕРМОДИНАМИКИ К ЦИКЛУ КАРНО

Рассмотрим прямой цикл Карно. Расширение газа вдоль изотермы T_1 (см. рис. 3.4а) происходит от точки a до точки b . В процессе расширения газ находится в контакте с термостатом T_1 (см. рис. 3.3), который поддерживает его температуру постоянной. Для этого процесса из уравнения первого закона термодинамики (2.4) интегрированием получаем

$$\begin{aligned} q_{ab} &= (u_b - u_a) + l_{ab} = c_v(T_b - T_a) + \int p dv = \\ &= 0 + \int_{v_a}^{v_b} RT_1 \left(\frac{dv}{v} \right) = RT_1 \ln \left(\frac{v_b}{v_a} \right) = l_{ab}. \end{aligned} \quad (3.4)$$

Из уравнения (3.4) следует, что поскольку $dT = 0$, то внутренняя энергия системы не изменяется ($du = 0$) и вся поглощенная теплота преобразуется в работу газа над средой.

При адиабатическом расширении от точки b до точки c газ не участвует в тепловом взаимодействии с окружающей средой ($\delta q = 0$). Температура газа понижается до T_2 . На этом этапе первый закон термодинамики дает:

$$\begin{aligned} q_{bc} &= (u_c - u_b) + l_{bc}; \\ 0 &= c_v(T_c - T_b) + l_{bc}; \\ l_{bc} &= -c_v(T_c - T_b) = c_v(T_1 - T_2). \end{aligned} \quad (3.5)$$

Таким образом, работа, совершенная газом в процессе адиабатического расширения, равна произведению теплоемкости при постоянном объеме на изменение температуры ($T_1 - T_2$).

Следующий этап цикла — изотермическое сжатие газа от точки c до точки d . Результат полностью аналогичен выражению (3.4):

$$q_{cd} = RT_2 \ln\left(\frac{v_d}{v_c}\right) = l_{cd}. \quad (3.6)$$

Заметим, что и теперь l_{cd} представляет собой работу, выполненную системой. Величина этой работы отрицательна, поскольку v_d меньше v_c , а логарифм числа $\frac{v_d}{v_c}$, меньшего единицы, всегда отрицателен.

Для адиабатического сжатия от точки d до точки a аналогично (3.5) можно записать

$$l_{da} = -c_v(T_a - T_d) = -c_v(T_1 - T_2). \quad (3.7)$$

Поскольку газ под действием среды сжимается, то работа, выполненная системой, опять отрицательна. В правой части уравнения c_v и $(T_1 - T_2)$ имеют положительный знак, поэтому отрицательный знак сохраняется.

Полная работа, выполненная системой за цикл, равна сумме работ на каждом этапе:

$$l_{\text{ц}} = l_{ab} + l_{bc} + l_{cd} + l_{da}. \quad (3.8)$$

Из выражений (3.5) и (3.7) видно, что работы на адиабатических участках l_{bc} и l_{da} равны по величине и противоположны по знаку. Поэтому их сумма равна нулю. Сле-

довательно, результирующая работа цикла равна сумме работ на изотермических участках:

$$l_{\text{ц}} = l_{ab} + l_{cd}.$$

Используя выражения (3.4), (3.6) и (3.8), получаем

$$l_{\text{ц}} = RT_1 \ln\left(\frac{v_b}{v_a}\right) + RT_2 \ln\left(\frac{v_d}{v_c}\right). \quad (3.9)$$

Поскольку количество теплоты, поглощенной от высокотемпературного источника с температурой T_1 , равно работе адиабатического расширения $q_1 = q_{ab} = l_{ab}$, то формула для расчета КПД имеет вид

$$\eta_t = \frac{l_{\text{ц}}}{q_1} = \frac{RT_1 \ln\left(\frac{v_b}{v_a}\right) + RT_2 \ln\left(\frac{v_d}{v_c}\right)}{RT_1 \ln\left(\frac{v_b}{v_a}\right)}. \quad (3.10)$$

Обратимся к соотношению (2.22), полученному при анализе адиабатического процесса:

$$R \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) = -c_v \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) = c_v \ln\left(\frac{T_1}{T_2}\right).$$

Оно показывает, что отношение начального и конечного удельных объемов идеального газа при адиабатическом расширении определяется только отношением температур. В рассматриваемом цикле начальные и конечные температуры на обоих адиабатических участках равны либо T_1 , либо T_2 . Поэтому для участков расширения $b - c$ и сжатия $d - a$ соответственно имеем

$$c_v \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) = R \ln\left(\frac{v_b}{v_a}\right) \quad \text{и} \quad c_v \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) = R \ln\left(\frac{v_a}{v_d}\right). \quad (3.11)$$

Отсюда получаем

$$\frac{v_b}{v_c} = \frac{v_a}{v_d} \quad (3.12)$$

или

$$\frac{v_b}{v_a} = \frac{v_c}{v_d}. \quad (3.13)$$

Учитывая соотношение $\ln\left(\frac{v_d}{v_c}\right) = \ln\left(\frac{v_c}{v_d}\right)$, после преобразований формулы (3.10) получаем известное выражение для расчета КПД цикла

$$\eta_t = \frac{T_1 - T_2}{T_1}. \quad (3.14)$$

Из соотношения (3.14) следует, что КПД теплового двигателя равно отношению разности температур горячего и холодного источников теплоты к температуре горячего источника. Выражение (3.14) отражает фундаментальное свойство реального мира. Оно включает *нулевой закон* (существование температуры) и *первый закон термодинамики* (сохранение энергии).

Учитывая все допущения и ограничения, свойственные циклу Карно, соотношение (3.14) представляет собой *максимально возможный КПД* для любой мыслимой тепловой машины, которая поглощает теплоту при T_1 и отдает ее при T_2 . Поэтому правомерно записать

$$\eta_t \leq \frac{T_1 - T_2}{T_1}. \quad (3.15)$$

Соотношение (3.15) означает, что КПД любой тепловой машины, действующей между двумя *тепловыми резервуарами* — высокотемпературным (нагревателем) и низкотемпературным (холодильником), — не может быть больше отношения разности температур резервуаров к температуре горячего резервуара, т. е. больше единицы. Последнее утверждение является одной из возможных формулировок *второго закона термодинамики*.

Обратимся к обратному циклу Карно, который является идеальным циклом для холодильных машин (тепловых насосов). Их эффективность определяется *холодильным коэффициентом* ε . Он рассчитывается как отношение количества теплоты q_2 , отнятой за цикл от холодильной машины, к затраченной в цикле работе:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l_{\text{ц}}} = \frac{q_2}{q_1 - q_2}$$

или

$$\varepsilon \leq \frac{T_2}{T_1 - T_2}. \quad (3.16)$$

В заключение отметим, что КПД теплового двигателя можно увеличить либо за счет повышения температуры горячего источника, либо за счет снижения температуры холодного источника теплоты. Причем последнее действие представляется более эффективным. Для теплового насоса, чем меньше разность температур между холодильной машиной и окружающей средой, тем меньше нужно затратить энергии для передачи теплоты от холодного тела к горячему и тем выше холодильный коэффициент.

3.4. ЭКСЕРГИЯ

Используя второй закон термодинамики, установим количественное соотношение между величиной возможной и действительной работы системы в равновесном и неравновесном процессах при сопоставимых внешних условиях. Рассмотрим изолированную систему, состоящую из горячего источника с температурой T_1 , холодного (окружающей среды) источника с температурой T_0 и рабочего тела, совершающего цикл.

Эксергией, или *работоспособностью теплоты* q_1 , отбираемой от горячего источника с температурой T_1 , называется максимальная полезная работа l'_m , которая может быть получена за счет этой теплоты при условии, что холодным источником является окружающая среда с температурой T_0 . С учетом выражений (3.3) и (3.14), полученных для равновесного цикла Карно, а также замены T_2 на T_0 получаем

$$l'_m = \eta_t q_1, \quad (3.17)$$

где $\eta_t = \frac{T_1 - T_0}{T_1} = 1 - \frac{T_0}{T_1}$.

Таким образом, эксергия теплоты определяется выражением

$$l'_m = q_1 \left(1 - \frac{T_0}{T_1} \right). \quad (3.18)$$

Из соотношения (3.18) видно, что работоспособность теплоты тем больше, чем меньше отношение температур окружающей среды и горячего источника. При равенстве этих температур эксергия теплоты равна нулю.

Полезную работу, полученную за счет теплоты горячего источника, можно определить соотношением $l' = q_1 - q_{\text{окр}}$, где $q_{\text{окр}}$ — теплота, отдаваемая в цикле окружающей среде с температурой T_0 . С учетом приращения энтальпии окружающей среды $\Delta s_{\text{окр}}$

$$q_{\text{окр}} = \Delta s_{\text{окр}} T_0$$

и

$$l' = q_1 - \Delta s_{\text{окр}} T_0. \quad (3.19)$$

Для равновесных процессов, протекающих в изолированной системе, ее энтропия остается неизменной. При этом увеличение энтропии окружающей среды равно уменьшению энтропии теплового источника Δs_1 . В этом случае можно получить максимальную полезную работу

$$l'_m = q_1 - \Delta s_1 T_0. \quad (3.20)$$

Действительное количество работы, произведенной в тех же условиях при неравновесных процессах, определяется уравнением (3.19). С учетом (3.19) и (3.20) потерю работоспособности теплоты можно рассчитать по выражению

$$\Delta l = l'_m - l' = T_0 (\Delta s_{\text{окр}} - \Delta s_1),$$

где $\Delta s_{\text{сист}} = (\Delta s_{\text{окр}} - \Delta s_1)$ — изменение энтропии системы.

Таким образом, можно записать

$$\Delta l = \Delta s_{\text{сист}} T_0. \quad (3.21)$$

Уравнение (3.21) называют *уравнением Гюи — Стодолой*. Оно получено французским физиком М. Гюи и впервые применено словацким теплотехником А. Стодолой. В уравнении (3.21) величина Δl определяет потерю работы, обусловленную диссипацией энергии в неравновесном процессе. Чем больше неравновесность процесса, мерой которого является увеличение энтропии изолированной системы $\Delta s_{\text{сист}}$, тем меньше величина работы, которую производит система.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какой процесс называется циклическим?
2. Что называется тепловым двигателем? Структура теплового двигателя.
3. Изображение циклического процесса в $p-v$ -координатах.
4. Термический коэффициент полезного действия цикла.
5. Последовательность процессов в идеализированном цикле Карно.
6. Дать определение прямого и обратимого циклического процесса.
7. Прямой и обратный циклический процесс в $p-v$ -координатах.
8. Структура уравнения для работы, совершаемой в цикле.
9. Максимальный коэффициент полезного действия тепловой машины.
10. Что называется холодильным коэффициентом?
11. Дать определение эксергии.



ГЛАВА 4

ТЕРМОДИНАМИКА ГАЗОВЫХ ПОТОКОВ

4.1. УРАВНЕНИЕ ПЕРВОГО ЗАКОНА ТЕРМОДИНАМИКИ ДЛЯ ПОТОКА

Термодинамическая система газового потока является открытой, т. е. способной обмениваться с окружающей средой энергией (тепловой и механической) и веществом (массой). В технике широко используются процессы преобразования энергии в потоке, когда рабочее тело перемещается из области с одними параметрами (ρ_1, v_1) в область других параметров (ρ_2, v_2).

Уравнения, связывающие между собой параметры газового потока в различных сечениях канала, как правило, рассматриваются применительно к *одномерному и установившемуся (стационарному) потоку*. Для такого потока параметры состояния зависят только от одной координаты, совпадающей с направлением вектора скорости, и не зависят от времени t .

Допущение об одномерности движения означает одинаковость параметров потока во всех точках поперечного сечения канала. При исследовании реальных потоков это допущение предполагает соответствующее осреднение параметров газа по сечению канала. Из стационарности потока, при условии его неразрывности, следует равенство массового расхода газа ($G = \frac{\Delta M}{\Delta \tau}$) через любое проходное сечение канала.

По уравнению неразрывности

$$G = \frac{wF}{v} = w\rho F = \text{const}, \quad (4.1)$$

где G — массовый расход, кг/с; w — скорость газа, м/с; F — площадь проходного сечения канала, м².

Рассмотрим термодинамическую систему, схема которой приведена на рисунке 4.1. По каналу 1 газ с параметрами T_1, p_1, v_1 и со скоростью w_1 подается в тепломеханический агрегат 2. Здесь каждый килограмм газа может получить от внешнего источника теплоту q и совершить *техническую работу* $l_{\text{тех}}$, т. е. работу, отбираемую от потока за счет технического устройства (например, рабочие лопатки турбины). Затем с параметрами T_2, p_2 и v_2 газ со скоростью w_2 по отводящему каналу 3 покидает рабочую зону.

Выделим в потоке газа замкнутый объем, ограниченный сечениями I и II. Для описания изменения параметров состояния газа в процессе перемещения от сечения I до сечения II используется уравнение первого закона термодинамики

$$q = \Delta u + l.$$

Поскольку внутренняя энергия является функцией состояния, то значения u_1 и u_2 будут определяться параметрами газа на входе (сечение I) и выходе (сечение II) из системы. Работа расширения l совершается газом на поверхностях, ограничивающих его выделенный объем.

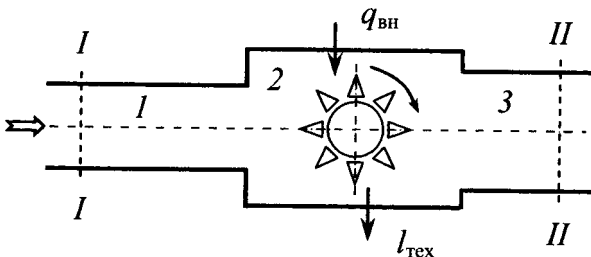


Рис. 4.1

Схема открытой термодинамической системы

Стенки каналов неподвижны, и работа расширения на них равна нулю. Рабочие лопатки турбины подвижны, и газ совершает на них техническую работу $l_{\text{тех}}$.

На входе в систему газ преодолевает давление p_1 . Поскольку $p_1 = \text{const}$, то каждый килограмм газа может занимать удельный объем v_1 , лишь совершив *работу выталкивания*:

$$l_{\text{вт}} = -p_1 v_1.$$

Для выхода в канал 3 должна быть совершена работа *выталкивания*:

$$l_{\text{выт}} = p_2 v_2.$$

Сумма $l_{\text{в}} = p_2 v_2 - p_1 v_1$ называется *работой вытеснения*.

При условии, что $w_2 > w_1$, часть работы расширения затрачивается на увеличение кинетической энергии рабочего тела в потоке, равное для 1 кг газа $\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}$. Кроме того, в неравновесном процессе затрачивается работа $l_{\text{тр}}$ на преодоление сил трения. В итоге, выражение для работы расширения 1 кг газа имеет вид

$$l = l_{\text{тех}} + (p_2 v_2 - p_1 v_1) + \left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} \right) + l_{\text{тр}}. \quad (4.2)$$

Теплота q , переданная 1 кг газа при прохождении его через тепломеханический агрегат, складывается из подведенной к нему внешней теплоты $q_{\text{вн}}$ и теплоты $q_{\text{тр}} = l_{\text{тр}}$, в которую переходит работа трения внутри системы:

$$q = q_{\text{вн}} + q_{\text{тр}}.$$

Таким образом, в развернутом виде уравнение первого закона термодинамики для потока имеет вид

$$q_{\text{вн}} + q_{\text{тр}} = u_2 - u_1 + l_{\text{тех}} + p_2 v_2 - p_1 v_1 + \frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} + l_{\text{тр}}. \quad (4.3)$$

Поскольку $u + pv = i$, то после преобразований (4.3) приходим к выражению, из которого следует, что теплота, подведенная к потоку извне, расходуется на увеличение

энтальпии и кинетической энергии газа, а также производство технической работы:

$$q_{\text{вн}} = i_2 - i_1 + l_{\text{тех}} + \frac{(w_2^2 - w_1^2)}{2} \quad (4.4)$$

или

$$\delta q_{\text{вн}} = di + \delta l_{\text{тех}} + wdw. \quad (4.5)$$

С учетом $wdw = -vdp$ выражение первого закона термодинамики для закрытой системы применительно к замкнутому объему рабочего тела, выделенному в потоке, можно записать в виде

$$\delta q = \delta q_{\text{вн}} + \delta q_{\text{тр}} = di - vdp,$$

откуда

$$\delta q_{\text{вн}} = di - vdp - \delta l_{\text{тр}}. \quad (4.6)$$

Сравнивая (4.6) с уравнением (4.5), получаем

$$-vdp = \delta l_{\text{тех}} + wdw + \delta l_{\text{тр}} \quad (4.7)$$

или

$$\int_{p_2}^{p_1} vdp = l_{\text{тех}} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + l_{\text{тр}}. \quad (4.7a)$$

Величина $\int_{p_2}^{p_1} vdp$ называется *располагаемой работой*,

которая в тепломеханическом агрегате реализуется в техническую работу. При отсутствии такого агрегата она расходуется на изменение кинетической энергии газового потока.

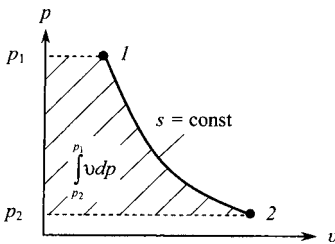


Рис. 4.2
Изображение располагаемой работы на p - v -диаграмме

На p - v -диаграмме располагаемая работа представляет собой площадь, ограниченную изобарой и изобарой p_1 и p_2 (рис. 4.2). Для реальных газов этот интеграл вычисляется численными методами по экспериментальным значениям T , p и v , а для идеальных газов — по уравнению адиабаты.

Для большинства технических задач наибольший интерес представляет обратимое адиабатное течение газа, для которого $q_{\text{вн}} = 0$ и $q_{\text{тр}} = l_{\text{тр}} = 0$. Если поток не производит технической работы и эта работа не подводится к нему, то $l_{\text{тех}} = 0$. Таким образом, уравнение (4.3) можно переписать в соотношении

$$u_1 + p_1 v_1 + \frac{w_1^2}{2} = u_2 + p_2 v_2 + \frac{w_2^2}{2}. \quad (4.8)$$

Для несжимаемой жидкости $v_1 = v_2$ и $u_1 = u_2$. С учетом (1.4) соотношение (4.8) преобразуется к виду

$$p_1 + \frac{\rho w_1^2}{2} = p_2 + \frac{\rho w_2^2}{2}. \quad (4.9)$$

Комплекс $\frac{\rho w^2}{2}$ носит название *динамического давления (напора)*, тогда как p иногда называют *статическим давлением*. Сумма статического и динамического давлений называется *полным давлением*. Из уравнения (4.9) видно, что в обратимом адиабатном процессе несжимаемой жидкости при $i = \text{const}$ полное давление постоянно по длине потока. При торможении потока ($w = 0$) статическое давление становится равным полному давлению.

4.2.

ПАРАМЕТРЫ ЗАТОРМОЖЕННОГО ПОТОКА

При адиабатическом торможении потока до нулевой скорости кинетическая энергия 1 кг массы $\frac{\rho w^2}{2}$ преобразуется в тепловую энергию с увеличением температуры и энтальпии газа. Одновременно возрастают его давление и плотность. Параметры заторможенного потока называются *параметрами торможения* и обозначаются как T^* , p^* , v^* .

Энтальпия торможения i^* по сравнению с энтальпией газа в потоке i увеличивается на величину кинетической энергии, преобразуемой в теплоту:

$$i^* = i + \frac{w^2}{2}. \quad (4.10)$$

Для идеального газа теплоемкость является величиной постоянной, не зависящей от температуры. Поэтому при выражении энтальпии через температуру формула (4.10) имеет вид

$$c_p T^* = c_p T + \frac{w^2}{2}, \quad (4.11)$$

откуда

$$T^* = T + \frac{w^2}{2c_p}. \quad (4.12)$$

Для других параметров состояния заторможенного потока в адиабатическом процессе имеем

$$p^* = p_1 \left(\frac{T^*}{T} \right)^{\frac{k}{k-1}}; \quad \rho^* = \rho_1 \left(\frac{T^*}{T} \right)^{\frac{1}{k-1}}; \quad v^* = v_1 \left(\frac{T^*}{T} \right)^{\frac{1}{1-k}}. \quad (4.13)$$

С увеличением скорости движения газа в потоке его температура, давление и плотность уменьшаются, а удельный объем увеличивается. В любом сечении заторможенного потока указанные статические параметры, а также энтальпия торможения остаются неизменными. Для произвольно выбранных сечений 1 и 2

$$\begin{aligned} T_1^* &= T_2^* = T = \text{idem}; \\ p_1^* &= p_2^* = p = \text{idem}; \\ \rho_1^* &= \rho_2^* = \rho = \text{idem}. \end{aligned} \quad (4.14)$$

С учетом соотношения $i_1^* = i_2^* = i = \text{idem}$ уравнение (4.10) может быть записано в следующем виде:

$$i_1 + \frac{w_1^2}{2} = i_2 + \frac{w_2^2}{2}. \quad (4.15)$$

При условии, что $w_2 = w$ и $i_2 = i$, из (4.15) получаем уравнения для расчета скорости w в произвольном сечении потока, справедливые как для идеальных, так и для реальных газов:

$$w_2 = \sqrt{2(i_1 - i_2) + w_1^2} \quad (4.16)$$

или

$$w_2 = \sqrt{2(i_1^* - i_2)}. \quad (4.16a)$$

4.3. СОПЛА И ДИФФУЗОРЫ

Сопла и диффузоры — это конструктивные элементы, с помощью которых обеспечивается процесс истечения газа под давлением в окружающую среду. В качестве примера можно привести истечение газа в рабочее пространство печей и топок различного технологического назначения.

Соплом называется канал, в котором с уменьшением давления скорость газового потока возрастает. *Диффузор* — это канал, в котором скорость газа уменьшается, а давление возрастает. Иными словами, в сопле за счет уменьшения давления газа обеспечивается ускорение потока, а в диффузоре за счет торможения потока достигается увеличение его давления.

4.3.1. СКОРОСТЬ И МАССОВЫЙ РАСХОД ГАЗА

Расчет истечения газа базируется на изоэнтропической модели процесса, сущность которой заключается в следующем. Во-первых, предполагается, что газовый поток при движении внутри канала сопла (диффузора), из которого происходит истечение, не обменивается теплотой с окружающей средой, т. е. является адиабатным. Во-вторых, трение движущегося газа о стенки канала отсутствует, и скорость потока равномерно распределена по поперечному сечению сопла или диффузора. Процессы, в ходе которых система не участвует в теплообмене с окружающей средой и сама не вырабатывает теплоту, называются изоэнтропическими, т. е. протекающими при постоянном значении энтропии ($ds = 0$).

В действительности процесс истечения газа является адиабатным и неизоэнтропическим. В то же время результаты расчета параметров истечения по изоэнтропической модели достаточно близки к реальности и поэтому используются в инженерной практике.

Основными параметрами расчета сопел является определение скорости и массового расхода газа. Преобразуем (4.16а) с учетом уравнения состояния и соотношений между параметрами газа в адиабатном процессе. В результате

получим зависимость скорости w в заданном сечении от параметров газа на входе в канал:

$$\begin{aligned} w &= \sqrt{2(i_1^* - i)} = \sqrt{2c_p(T_1^* - T_2)} = \sqrt{2\frac{k}{k-1}RT_1^*(T_1^* - T_2)} = \\ &= \sqrt{2\frac{k}{k-1}RT_1^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \end{aligned} \quad (4.17)$$

По уравнению состояния $p_1^*v_1^* = RT_1^*$, поэтому формулу (4.17) можно записать в виде

$$w = \sqrt{2\frac{k}{k-1}p_1^*v_1^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad (4.17a)$$

Таким образом, для расчета скорости истечения газа необходимо знать только начальные параметры его состояния.

В соответствии с уравнением неразрывности (4.1) при стационарном течении газа его массовый расход может определяться по параметрам в любом сечении канала сопла.

В адиабатном процессе $\frac{p_2}{p_1^*} = \left(\frac{v_1^*}{v_2} \right)^k$, откуда имеем

$$\frac{1}{v_2} = \frac{\left(\frac{p_2}{p_1^*} \right)^{\frac{1}{k}}}{v_1^*}. \quad (4.18)$$

Подставив в уравнение (4.1) соотношения (4.17) и (4.18), получим выражение для расчета массового расхода газа

$$\begin{aligned} G &= F \frac{\left(\frac{p_2}{p_1^*} \right)^{\frac{1}{k}}}{v_1^*} \sqrt{2\frac{k}{k-1}RT_1^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} = \\ &= F \sqrt{2\frac{k}{k-1} \frac{RT_1^*}{v_1^{*2}} \left[\left(\frac{p_2}{p_1^*} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1^*} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}. \end{aligned} \quad (4.19)$$

В соответствии с уравнением состояния $v_1^* = \frac{RT_1^*}{p_1^*}$, по этому уравнение (4.19) преобразуется к виду

$$G = F \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{p_1^*}{v_1^*} \left[\left(\frac{p_2}{p_1^*} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1^*} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (4.19a)$$

или к виду формулы Сен-Венана и Вентцеля

$$G = F \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_1^* v_1^* \left[\left(\frac{p_2}{p_1^*} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1^*} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}. \quad (4.19б)$$

4.3.2. СКОРОСТЬ ЗВУКА. КРИТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ГАЗА

Скорость звука. Скорость газового потока в выходном сечении канала зависит от его формы и отношения давлений $\frac{p_2}{p_1^*}$. Она может быть меньше, равной или больше скорости звука.

Скоростью звука называют скорость распространения в среде малых возмущений. Малыми называют такие возмущения среды, в которых изменение давления в точке возмущения пренебрежительно мало по сравнению с общим давлением.

Скорость звука зависит от свойств и параметров среды. Для ее расчета используется выражение

$$c = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}}, \quad (4.20)$$

где c — скорость звука, м/с.

Как установлено П. Лапласом, колебания среды при распространении звуковой волны можно считать адиабатными. Для адиабатного течения газа

$$p\rho^{-k} = \text{const}. \quad (4.21)$$

Выполнив дифференцирование (4.21), получаем

$$\rho^{-k} dp - k p \rho^{-(k+1)} d\rho = 0. \quad (4.22)$$

Из уравнения (4.22) следует $dp = k p \rho^{-1} d\rho$ и $\frac{dp}{d\rho} = k \frac{p}{\rho}$.

Подставив последнее соотношение в формулу (4.20), получаем выражение

$$c = \sqrt{k \left(\frac{p}{\rho} \right)} = \sqrt{k p v} = \sqrt{k R T}, \quad (4.23)$$

из которого следует, что скорость звука пропорциональна \sqrt{T} и увеличивается с уменьшением молекулярной массы газа (табл. 4.1).

Отношение скорости газа к скорости звука в данном сечении канала называется числом Маха M :

$$M = \frac{w}{c}. \quad (4.24)$$

Скорость газа при $M < 1$, $M = 1$ и $M > 1$ называется дозвуковой, звуковой и сверхзвуковой скоростью соответственно.

Таблица 4.1

Скорость звука для газов при температуре 20°C

Газ	μ	R , Дж/(кг·К)	k	c , м/с
Азот, N ₂	28,016	296,8	1,40	349
Воздух	28,97	287	1,40	343,2
Водяной пар, H ₂ O	18,016	461,5	1,33	424,4
Диоксид углерода, CO ₂	44,01	188,9	1,3	268,3
Кислород, O ₂	32	259,8	1,4	326,6
Метан, CH ₄	16,043	518,3	1,32	447,8
Этан, C ₂ H ₆	30,069	276,5	1,22	314,5
Пропан, C ₃ H ₈	44,096	188,5	1,13	249,9

Критические параметры газа. При $w_{кр} = c_{кр}$ параметры газового потока называются *критическими* и обозначаются с нижним индексом «кр».

В соответствии с уравнениями (4.17) и (4.23) имеем

$$\sqrt{2 \frac{k}{k-1} R T_1^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} = \sqrt{k R T_{кр}}$$

или

$$\frac{T_{кр}}{T_1^*} = \frac{2}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_{кр}}{p_1^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (4.25)$$

В адиабатном процессе $\frac{T_{кр}}{T_1^*} = \left(\frac{p_{кр}}{p_1^*} \right)^{\frac{k-1}{k}}$. С учетом этого соотношения перепишем уравнение (4.25) относительно $\frac{p_{кр}}{p_1^*}$:

$$\frac{p_{кр}}{p_1^*} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (4.26)$$

или

$$\beta_{кр} = \frac{p_{кр}}{p_1^*} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (4.26a)$$

Для других критических параметров газа имеем

$$\frac{T_{кр}}{T_1^*} = \frac{2}{k+1}; \quad (4.27)$$

$$\frac{v_{кр}}{v_1^*} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{1-k}}; \quad (4.27a)$$

$$\frac{\rho_{кр}}{\rho_1^*} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}}. \quad (4.27b)$$

Таким образом, безразмерная величина критических параметров определяется показателем адиабаты газа. Результаты расчета указанных параметров в зависимости от k приведены в таблице 4.2.

Таблица 4.2

Безразмерные параметры газа при критическом режиме

Параметры	k							
	1,1	1,2	1,25	1,3	1,35	1,4	1,45	1,5
$\frac{T_{кр}}{T_1^*}$	0,951	0,910	0,889	0,870	0,850	0,833	0,815	0,800
$\frac{p_{кр}}{p_1^*}$	0,585	0,564	0,555	0,546	0,537	0,528	0,520	0,512
$\frac{v_{кр}}{v_1^*}$	1,629	1,611	1,602	1,593	1,585	1,577	1,570	1,563
$\frac{\rho_{кр}}{\rho_1^*}$	0,614	0,621	0,624	0,628	0,631	0,634	0,637	0,640

С учетом выражения (4.27) критическая скорость газа равна

$$w_{кр} = c_{кр} = \sqrt{kRT_{кр}} = \sqrt{2 \frac{k}{k+1} RT_1^*}. \quad (4.28)$$

Подставим в уравнение (4.19а) соотношение (4.26). После преобразований получим формулу для расчета максимального массового расхода газа при критическом истечении

$$G_{\max} = F \sqrt{2 \frac{k}{k+1} \frac{p_1^*}{v_1^*} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}}}. \quad (4.29)$$

4.3.3.

ФОРМА КАНАЛОВ СОПЛ И ДИФФУЗОРОВ

Из уравнения неразрывности (4.1) видно, что при постоянном расходе газа площадь любого сечения канала будет определяться текущими значениями плотности и скорости газа. Анализ взаимосвязи указанных параметров может быть выполнен с использованием уравнения (4.7а). Для идеального газа ($\delta l_{тр} = 0$), не совершающего технической работы ($\delta l_{тех} = 0$), оно преобразуется виду

$$-vdp = wdw \quad (4.30)$$

или

$$\frac{dp}{\rho} = -wdw. \quad (4.30a)$$

Разделим и умножим левую часть уравнения (4.30a) на $d\rho$, а правую — на w . С учетом формулы (4.20) полученное выражение преобразуется в соотношение

$$\frac{d\rho}{\rho} = -\frac{w^2}{c^2} \frac{dw}{w}, \quad (4.31)$$

из которого с учетом формулы (4.24) для числа Маха получаем

$$\frac{d\rho}{\rho} = -M^2 \frac{dw}{w}. \quad (4.31a)$$

Знак минус в уравнении (4.31a) показывает, что при увеличении скорости ($dw > 0$) плотность газа уменьшается ($d\rho < 0$). Степень уменьшения плотности не является постоянной, она зависит от величины скорости (от значения числа Маха). При очень малых скоростях ($M \ll 1$) сжимаемостью газа пренебрегают и считают $\rho = \text{const}$. С увеличением числа Маха сжимаемость газа проявляется в большей степени и уменьшение плотности возрастает. Для дозвукового течения ($M < 1$) изменение плотности отстает от прироста скорости. При $M = 1$ степени уменьшения плотности и роста скорости становятся одинаковыми. С переходом к сверхзвуковому течению ($M > 1$) уменьшение плотности превышает прирост скорости. Причем эта тенденция усиливается с возрастанием скорости.

Рассмотрим влияние изменения площади проходного сечения канала на скорость газа. Для этого продифференцируем уравнение неразрывности (4.1a):

$$w\rho dF + wFd\rho + \rho Fdw = 0.$$

Разделим это соотношение на $w\rho F$ и перепишем новое уравнение относительно изменения площади $\frac{dF}{F}$:

$$\frac{dF}{F} = -\left(\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dw}{w}\right).$$

Подставив в него (4.31a), получаем выражение, известное под названием *принципа обращения геометрического воздействия*:

$$\frac{dF}{F} = (M^2 - 1) \frac{dw}{w}. \quad (4.32)$$

Рассмотрим движение газа через сопло. Поскольку сопло предназначено для ускорения потока, то $dw > 0$ и знак у dF , в соответствии с уравнением (4.32), определяется отношением скорости потока к скорости звука в данном сечении. Остановимся на трех возможных соотношениях $\frac{w}{c}$, заданных числом Маха (рис. 4.3).

При дозвуковом течении газа ($M < 1$) из формулы 4.32 следует, что $(M^2 - 1) < 0$ и $dF < 0$. Поэтому на всей длине сопла должно быть суживающимся, т. е. представлять собой *конфузор*. Следует отметить, что дозвуковой режим истечения газа обеспечивается при отношении давлений меньше критического $\left(\beta_{кр} < \frac{p_2}{p_1^*}\right)$.

При критическом отношении давлений $\left(\beta_{кр} = \frac{p_2}{p_1^*}\right)$ скорость газа становится равной скорости звука. Условие $M = 1$ обеспечивается при течении газа через конфузор, внутри которого $dF < 0$ и только в выходном сечении $dF = 0$. Необходимо подчеркнуть, что в конфузоре скорость газа не может превысить скорость звука. В пределах длины суживающейся части канала удельный объем (величина обратная плотности) не может возрастать в большей сте-

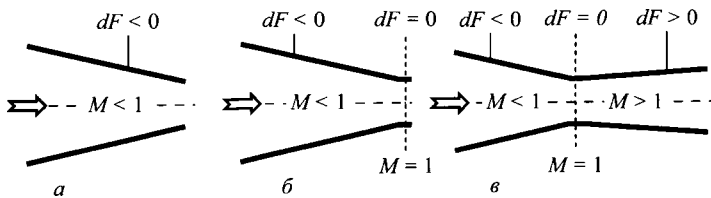


Рис. 4.3

Зависимость формы канала сопла от скорости истечения газа:

$$a - w < c; \quad б - w_{кр} = c_{кр}; \quad в - w > c.$$

пени по сравнению с ростом скорости, и происходит «запирание» канала. На срезе сопла параметры газа становятся равными критическим и остаются неизменными при давлениях среды меньше критического. Дальнейшее расширение газа с понижением давления от критического до давления среды происходит за пределами сопла.

При сверхзвуковом течении газа ($M > 1$) сопло должно быть расширяющимся, т. е. соответствовать условию $dF > 0$. Для перехода от звуковой скорости к сверхзвуковой скорости требуется сопло, состоящее из двух частей: конфузора и диффузора. Такое комбинированное сопло называется *соплом Лавала* в честь шведского инженера, впервые применившего его для получения сверхзвуковой скорости пара.

В суживающейся части сопла Лавала скорость газа достигает местной скорости звука, а в расширяющейся части она становится больше скорости звука. Переход через звуковой барьер происходит в самом узком сечении сопла, в котором параметры газового потока достигают критических значений.

Рассмотрим движение газа через диффузор, в котором давление газа повышается за счет уменьшения скоростного напора ($dw < 0$). Из уравнения (4.32) следует, что если $M < 1$, то $dF > 0$. Другими словами, если скорость газа при входе в канал меньше скорости звука, то диффузор должен расширяться по направлению движения газа (рис. 4.4). При условии, что $M > 1$, площадь проходного сечения диффузора должна уменьшаться ($dF < 0$).

4.4. ИСТЕЧЕНИЕ ЧЕРЕЗ СУЖИВАЮЩЕЕСЯ СОПЛО. СОПЛО ЛАВАЛЯ

4.4.1. ИСТЕЧЕНИЕ ИДЕАЛЬНОГО ГАЗА

Рассмотрим процесс адиабатного истечения газа (без учета трения) через суживающееся сопло из резервуара (рис. 4.4), объем которого позволяет пренебречь изменением его внутреннего давления. В резервуаре газ имеет

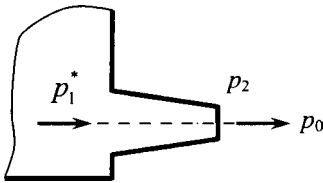


Рис. 4.4
Истечение газа из резервуара
через суживающееся сопло

параметры p_1^* , T_1^* , v_1^* и w_1^* , а на выходе из сопла — p_2 , T_2 , v_2 и w_2 . Давление в среде, в которую происходит истечение газа, обозначим p_0 . В зависимости от отношения давлений

$\frac{p_2}{p_1^*} = \beta$, рассматриваются три режима истечения.

При докритическом режиме истечения ($1 > \beta > \beta_{кр}$) в сопле происходит полное расширение газа. Давление на срезе сопла равно давлению окружающей среды $p_2 = p_0$. Расчет скорости истечения газа производится по формуле (4.17а). При заданном массовом расходе газа площадь выходного сечения сопла находится из уравнения (4.19а). Форма сопла должна соответствовать профилю конфузора (см. рис. 4.3а).

При критическом режиме истечения ($\beta = \beta_{кр}$) также происходит полное расширение газа в пределах сопла. Давление газа на срезе сопла равно $p_2 = p_{кр} = p_1^* \beta_{кр} = p_0$. При этом скорость истечения газа равна скорости звука. Расчет критической скорости истечения газа $w_{кр}$ выполняется по формуле (4.28). Максимальный массовый расход газа G_{max} определяется выражением (4.29).

Площадь критического сечения сопла находится по формуле

$$F_{кр} = \frac{G_{max} v_{кр}}{w_{кр}}. \quad (4.33)$$

Здесь критический объем газа $v_{кр}$ рассчитывается по выражению (4.27а). Конический профиль сопла, как показано на рисунке 4.3б, заканчивается суживающимся участком.

Сверхкритический режим истечения ($0 < \beta < \beta_{кр}$) реализуется с использованием *сопла Лавы*, в пределах которого происходит неполное расширение газа. Давление понижается до критического, и на срезе сопла $p_2 = p_{кр} = p_1^* \beta_{кр} > p_0$. Дальнейшее расширение газа и понижение его давления до давления окружающей среды p_0 происходит за пределами сопла.

Как отмечалось выше, сопло Лавая состоит из сужающейся и расширяющейся частей (см. рис. 4.3в). Для уменьшения потерь энергии расширяющаяся часть соединяется с сужающейся частью плавным переходом, называемым горловиной, площадь сечения которой равна $F_{кр}$. Поэтому расход газа через сопло Лавая равен расходу через горловину. Для расчета скорости и массового расхода газа применяются формулы (4.28) и (4.29) соответственно, т. е. формулы, используемые при критическом режиме истечения.

Следует отметить, что при дозвуковом режиме сопло Лавая работает как обычный диффузор. Давление p_2 на выходе из диффузора не зависит от скорости. Оно остается постоянным и равным давлению в среде, т. е. $p_2 = p_0$. Колебание давления p_1^* сопровождается уменьшением или увеличением скорости истечения газа, что наглядно видно из уравнения (4.17), если принять $p_2 = p_0$.

4.4.2. ИСТЕЧЕНИЕ РЕАЛЬНОГО ГАЗА

При расчете скорости истечения реального газа необходимо учитывать следующие явления:

1) снижение скорости струи из-за наличия сопротивления трения и потерь энергии за счет завихрения потока;

2) сжатия струи, заключающегося в том, что площадь ее минимального сечения F_{min} при истечении оказывается меньше площади выходного сечения сопла F .

С учетом указанных причин действительная скорость w_d уменьшается по сравнению с величиной w , определенной по изоэнтропической модели истечения:

$$w_d = \varphi_c w, \quad (4.34)$$

где φ_c — коэффициент скорости.

При истечении из отверстий с острыми кромками φ_c приближается к единице. Для хорошо профилированных сопел $\varphi_c = 0,95-0,98$. Причем значение коэффициента скорости зависит от отношения длины канала сопла l к внутреннему диаметру d . Для нецилиндрических профилей

канала l относится к гидравлическому (эквивалентному) диаметру выходного сечения d_3 , м:

$$d_3 = \frac{4F}{\Pi},$$

где Π — периметр выходного сечения сопла, м.

Сжатие струи происходит из-за наличия инерции газовых струй при входе в отверстие или канал сопла. В общем случае коэффициент сжатия ε_c равен отношению

$$\varepsilon_c = \frac{F_{\min}}{F}.$$

Коэффициент сжатия увеличивается с увеличением относительной длины канала сопла, приближаясь к $\varepsilon_c = 1$ при $\frac{l}{d} = 0,4 - 2$. Кроме того, коэффициент сжатия зависит от профиля канала сопла.

Действительный массовый расход газа G_d через сопло определяется по формуле

$$G_d = \mu_G G, \quad (4.35)$$

где $\mu_G = \varphi_c \varepsilon_c$ — коэффициент расхода.

Для наиболее распространенных типов сопел и отверстий средние значения коэффициентов φ_c и μ_G приведены в таблице 4.3.

Таблица 4.3

Коэффициенты к формулам (4.34) и (4.35)

Тип сопла	φ_c	μ_G
С острыми краями в тонкой стенке	0,97	0,62
Цилиндрическое с закругленными краями	0,96–0,99	0,96–0,99
Коническое, сходящееся при угле конусности:		
$\alpha = 13^\circ$	0,96	0,94
$\alpha = 30^\circ$	0,97	0,9
$\alpha = 45^\circ$	0,98	0,85
С расширяющимся насадком	0,95–0,98	0,95–0,98

В случае истечения из щелевого канала с острыми входными кромками коэффициент расхода можно брать как для цилиндрического сопла. При относительной длине канала сопла $\frac{l}{d_3} = 1,6-2,5$ коэффициент расхода газа $\mu_G = 0,8$.

4.5. ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ФУНКЦИИ

Газодинамическими функциями называются безразмерные комплексы, связывающие параметры газового потока с параметрами торможения и приведенной скоростью (критерием скорости) λ :

$$\lambda = \frac{w}{w_{кр}}$$

В отличие от местной скорости звука c , входящей в определение числа Маха (4.24), критическая скорость является постоянной величиной по ходу потока. Поэтому ее удобно применять как эталон сравнения скоростей. При использовании λ все параметры газового потока можно выразить через этот критерий.

Разделив выражение (4.17) для скорости истечения газа w на выражение (4.28) для критической скорости $w_{кр}$, получим

$$\lambda^2 = \frac{k+1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (4.36)$$

Из уравнения (4.36) видно, что критерий скорости данного газа зависит только от отношения $\frac{p_2}{p_1^*}$. Напомним, что при дозвуковых скоростях истечения ($M < 1$) величина p_2 равна давлению в среде, в которую происходит истечение газа, т. е. $p_2 = p_0$. При критическом режиме ($M = 1$) отношение давлений $\frac{p_2}{p_1^*}$ находится по соотношению (4.26). При сверхзвуковых скоростях истечения ($M > 1$) p_2 может

быть меньше, больше или равно p_0 . В тех случаях, когда p_1^* неограниченно велико по сравнению с p_0 , критерий скорости согласно (4.36) имеет максимальное значение:

$$\lambda_{\max} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1}}. \quad (4.37)$$

Результаты расчета λ_{\max} по уравнению (4.37) приведены ниже:

k	1,10	1,20	1,30	1,35	1,40	1,45	1,50
λ_{\max}	4,58	3,32	2,77	2,59	2,45	2,33	2,24

Решая уравнение (4.36) относительно $\frac{p_2}{p_1^*}$ и обозначая указанное отношение как $\pi(\lambda)$, получаем

$$\pi(\lambda) = \frac{p_2}{p_1^*} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (4.38)$$

Из уравнения (4.38) следует, что при изменении критерия скорости в пределах $0 \leq \lambda \leq \lambda_{\max}$ функция $\pi(\lambda)$ меняется в диапазоне $\lambda \geq \pi(\lambda) \geq 0$. В критическом сечении $\lambda = 1$ и $\pi(\lambda)$ может быть рассчитана по формуле (4.26).

По уравнению адиабаты $\frac{p_2}{p_1^*} = \left(\frac{\rho_2}{\rho_1^*}\right)^k$. С учетом этого соотношения выражение (4.38) преобразуется в газодинамическую функцию $\varepsilon(\lambda)$, предназначенную для расчета плотности газа:

$$\varepsilon(\lambda) = \frac{\rho_2}{\rho_1^*} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}}. \quad (4.39)$$

Диапазону изменения критерия $0 \leq \lambda \leq \lambda_{\max}$ соответствует изменение функции $1 \geq \varepsilon(\lambda) \geq 0$. Условию $\lambda = 1$ соответствует $\varepsilon(\lambda) = \varepsilon_{\text{кр}}$. При этом уравнение (4.39) обращается в (4.27б).

Температура газа зависит от скорости истечения. Заменяя в выражении (4.38) отношение $\frac{p_2}{p_1^*}$ на $\frac{T_2}{T_1^*}$ по урав-

нению изоэнтропы, получаем газодинамическую функцию для температуры:

$$\tau(\lambda) = \frac{T_2}{T_1^*} = 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2. \quad (4.40)$$

При изменении λ от 0 до λ_{\max} функция $\tau(\lambda)$ убывает от 1 до 0. В критическом сечении при $\lambda = 1$ она обращается в уравнение (4.27). С уменьшением k функция $\tau(\lambda)$ возрастает (см. табл. 4.2).

Функции $\pi(\lambda)$, $\varepsilon(\lambda)$ и $\tau(\lambda)$, характеризующие изменение трех основных параметров состояния ($T, p, v = \frac{1}{\rho}$), называются *основными газодинамическими функциями*. Значения этих функций вычислены и сведены в таблицы. Расчет параметров истечения при помощи таблиц газодинамических функций позволяет не только сократить объем вычислений, но и существенным образом упростить саму процедуру расчета. При этом более четко выявляются качественные закономерности течения и связи между параметрами газового потока. Использование газодинамических функций дает возможность вести расчет течений сжимаемого (реального) газа так же просто, как и в случае течения несжимаемой газовой среды.

Из числа других газодинамических функций наибольшее прикладное значение имеют:

1. Функция $q(\lambda)$, являющаяся характеристикой потока массы

$$q(\lambda) = \frac{F_{\text{кр}}}{F} = \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \lambda \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right)^{\frac{1}{k-1}}. \quad (4.41)$$

Уравнение (4.41) применяется для расчета сопла Лаваля. Исследование (4.41) показывает, что при $\lambda = 0$ и $\lambda = \lambda_{\max}$ $q(\lambda) = 0$. Максимальное значение функция $q(\lambda)$ имеет при $\lambda = 1$. В прикладных расчетах выражение (4.41) используется в виде

$$\frac{F}{F_{\text{кр}}} = \frac{1}{\lambda} \left[\frac{2}{k+1} \right]^{\frac{1}{k-1}} \left[1 - \frac{k-1}{(k+1)\lambda^2} \right]^{\frac{1}{k-1}}. \quad (4.42)$$

Функция $q(\lambda)$ может быть использована для расчета массового расхода газа. Используя уравнение неразрывности, запишем

$$G = m \frac{q(\lambda) p_1^* F}{\sqrt{T_1^*}}, \quad (4.43)$$

где $m = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$.

2. Функция скоростного напора $j(\lambda)$:

$$j(\lambda) = \frac{\rho w^2}{2 p_1^*} = \frac{k}{k+1} \lambda^2 \varepsilon^2(\lambda). \quad (4.44)$$

Уравнение (4.44) позволяет определить долю от давления p_1^* , которая в процессе истечения преобразуется в динамическое давление газа. При $\lambda = 0$ и $\lambda = \lambda_{\max}$ функция $j(\lambda) = 0$. Максимальное значение функция имеет при

$$\lambda = \sqrt{\frac{k+1}{k}}.$$

3. Функция $Z(\lambda)$, характеризующая количество движения потока:

$$Z(\lambda) = \frac{1}{2} \left(\lambda + \frac{1}{\lambda} \right). \quad (4.45)$$

В заключение приведем соотношения между числом Маха и критерием скорости

$$M^2 = \frac{\frac{2\lambda^2}{k+1}}{1 - \frac{\lambda^2(k-1)}{k+1}}; \quad (4.46)$$

$$\lambda^2 = \frac{M^2 \frac{k+1}{2}}{1 + M^2 \frac{k-1}{2}}. \quad (4.47)$$

Очевидно, что если $M = 1$, то $\lambda = 1$; если $M \rightarrow \infty$, то $\lambda = \frac{k+1}{k-1}$.

Пример 4.1. Определить скорость и массовый расход природного газа при истечении через конфузور с углом конусности 30° и диаметром 30 мм.

Исходные данные:

- полное давление заторможенного газа — $p_1^* = 130\,745$ Па;
- давление окружающей среды — $p_0 = 101\,325$ Па;
- температура заторможенного газа — $T_1^* = 313$ К;
- показатель адиабаты газа — $k = 1,3$;
- газовая постоянная природного газа — $R = 475$ Н·м/(кг·К);
- критическое отношение давлений (табл. 4.2) — $\frac{p_{кр}}{p_1^*} = 0,546$.

Последовательность расчета.

Определим отношение давлений

$$\frac{p_0}{p_1^*} = \frac{101\,325}{130\,745} = 0,775.$$

Поскольку $\frac{p_0}{p_1^*} > \frac{p_{кр}}{p_1^*}$, то режим истечения является докритическим и $p_2 = p_0$. Расчет скорости истечения и массового расхода газа выполняется по формуле (4.17) или (4.17а):

$$w = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,3 \cdot 475 \cdot 313}{1,3 - 1} \left(1 - 0,775^{\frac{1,3-1}{1,3}}\right)} = 271,3 \text{ (м/с)}.$$

Для того чтобы воспользоваться формулой (4.17а), определим удельный объем заторможенного газа. Из уравнения состояния

$$v_1^* = \frac{RT_1^*}{p_1^*} = \frac{475 \cdot 313}{130\,745} = 1,137 \text{ (м}^3 \text{/кг)}.$$

В результате по формуле (4.17а) получаем результат аналогичный формуле (4.17):

$$w = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,3 \cdot 130\,745 \cdot 1,137}{1,3 - 1} \left(1 - 0,775^{\frac{1,3-1}{1,3}}\right)} = 271,3 \text{ (м/с)}.$$

С учетом коэффициента скорости $\varphi_c = 0,97$ (табл. 4.3) действительная скорость истечения газа равна

$$w_d = 0,97 \cdot 271,3 = 263,2 \text{ (м/с)}.$$

Применим газодинамическую функцию (4.36) для расчета w . По уравнению (4.28) находим

$$w_{кр} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,3 \cdot 475 \cdot 313}{1,3 + 1}} = 410 \text{ (м/с)}.$$

Критерий скорости истечения:

$$\lambda = \sqrt{\frac{1,3 + 1}{1,3 - 1} \left(1 - 0,775^{\frac{1,3 - 1}{1,3}} \right)} = 0,662.$$

Таким образом, скорость истечения газа равна

$$w = 410 \cdot 0,662 = 271,4 \text{ (м/с)}.$$

Определим площадь выходного сечения сопла

$$F = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4} = 7,06 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2\text{)}.$$

Подставив исходные данные в формулу (4.19a), находим массовый расход газа

$$G = 7,06 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{2 \cdot 1,3 \cdot 130 \cdot 745}{(1,3 - 1) \cdot 1,137} \left(0,775^{\frac{2}{1,3}} - 0,775^{\frac{1,3 + 1}{1,3}} \right)} = 0,138 \text{ (кг/с)}.$$

Применим газодинамическую функцию $q(\lambda)$ для расчета G . По уравнению (4.41) находим

$$q(\lambda) = \left(\frac{1,3 + 1}{2} \right)^{\frac{1}{1,3 - 1}} 0,662 \left(1 - \frac{1,3 - 1}{1,3 + 1} 0,662^2 \right)^{\frac{1}{1,3 - 1}} = 0,867.$$

Определяем комплекс

$$m = \sqrt{\frac{1,3}{475} \left(\frac{2}{1,3 + 1} \right)^{\frac{1,3 + 1}{1,3 - 1}}} = 0,0307$$

и далее по формуле (4.43) получаем

$$G = 0,0307 \frac{0,867 \cdot 130 \cdot 745 \cdot 7,06 \cdot 10^{-4}}{\sqrt{313}} = 0,139 \text{ (кг/с)}.$$

Массовый расход газа можно определить с использованием термодинамической функции $\tau(\lambda)$. По уравнению (4.40) находим

$$\tau(\lambda) = \frac{T_2}{T_1^*} = 1 - \frac{1,3-1}{1,3+1} 0,662^2 = 0,9428.$$

Отсюда температура газа при истечении:

$$T_2 = 0,9428 \cdot 313 = 295,1 \text{ (К)}.$$

Плотность газа при давлении истечения $p_2 = p_0 = 101\,325 \text{ Па}$ равна

$$\rho_2 = \frac{p_0}{RT_2} = \frac{101\,325}{475 \cdot 295,1} = 0,723 \text{ (кг/м}^3\text{)}.$$

По уравнению неразрывности находим

$$G = 0,723 \cdot 271,4 \cdot 7,06 \cdot 10^{-4} = 0,138 \text{ (кг/с)}.$$

С учетом коэффициента расхода $\mu_G = 0,9$ (табл. 4.3) максимальный массовый расход газа равен

$$w_d = 0,9 \cdot 0,138 = 0,124 \text{ (кг/с)}.$$

При этом объемный расход газа составляет

$$V_d = \frac{0,124}{0,723} = 0,172 \text{ (м}^3\text{/с)}.$$

Таким образом, расхождение результатов определения скорости истечения и массового расхода газа по термодинамическим функциям и традиционным формулам не превышает 1%, что не имеет принципиального значения в прикладных расчетах.

Пример 4.2. Истечение воздуха происходит через сопло Лавала. Требуется определить параметры истекающего газа T и ρ , а также проходные сечения конического сопла и его длину.

Исходные данные:

- полное давление заторможенного газа — $p_1^* = 600\,000$ Па;
- давление на срезе сопла — $p_2 = p_0 = 101\,325$ Па;
- температура заторможенного газа — $T_1^* = 293$ К;
- показатель адиабаты — $k = 1,4$ (табл. 4.1);
- газовая постоянная воздуха — $R = 287$ Н·м/(кг·К) (табл. 4.1);
- массовый расход — $G = 3$ кг/с.

Последовательность расчета.

Параметры воздуха и сопла в критическом сечении.

По формуле (4.26)

$$\beta_{кр} = \frac{p_{кр}}{p_1^*} = \left(\frac{2}{1,4 + 1} \right)^{\frac{1,4}{1,4 - 1}} = 0,528; \quad p_{кр} = 0,528 \cdot 600\,000 = 316\,800 \text{ (Па)}.$$

Определяем режим истечения

$$\frac{p_0}{p_{кр}} = \frac{101\,325}{316\,800} = 0,320; \quad \frac{p_0}{p_{кр}} < \frac{p_0}{p_1^*},$$

т. е. сверхкритический режим истечения.

По уравнению (4.28)

$$w_{кр} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,4 \cdot 287 \cdot 293}{1,4 + 1}} = 313,2 \text{ (м/с)}.$$

По формуле (4.27)

$$\frac{T_{кр}}{T_1^*} = \frac{2}{1,4 + 1} = 0,833,$$

откуда

$$T_{кр} = 0,833 \cdot 293 = 244,1 \text{ К}.$$

Из уравнения состояния

$$\rho_{кр} = \frac{p_{кр}}{RT_{кр}} = \frac{316\,800}{287 \cdot 244,1} = 4,522 \text{ (кг/м}^3\text{)}.$$

Из уравнения неразрывности

$$F_{кр} = \frac{G}{\rho_{кр} w_{кр}} = \frac{3}{4,522 \cdot 313,2} = 21,18 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2\text{)}.$$

Критический диаметр

$$d_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{кр}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 21,18 \cdot 10^{-4}}{3,14}} = 0,0519 \text{ (м)}.$$

Параметры воздуха в выходном сечении сопла Лавала при $p_2 = p_0 = 101\,325$ Па.

По формуле (4.36) находим критерий скорости

$$\lambda^2 = \frac{1,4+1}{1,4-1} \left[1 - \left(\frac{101\,325}{600\,000} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \right] = 2,39; \quad \lambda = 1,546.$$

Скорость истечения из сопла

$$w = \lambda w_{\text{кр}} = 1,546 \cdot 313,2 = 484,2 \text{ (м/с)}.$$

Из формулы (4.40) определяем

$$T_2 = T_1^* \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right) = 293 \left(1 - \frac{1,4-1}{1,4+1} 2,39 \right) = 176,3 \text{ (К)}.$$

Из уравнения состояния рассчитываем

$$\rho_2 = \frac{p_2}{RT_2} = \frac{101\,325}{287 \cdot 176,3} = 2 \text{ (кг/м}^3\text{)}.$$

По выражению (4.42) находим

$$\frac{F_2}{F_{\text{кр}}} = \frac{1}{1,546} \left[\frac{\frac{2}{1,4+1}}{1 - \frac{1,4-1}{(1,4+1)2,39}} \right]^{\frac{1}{1,4-1}} = 1,46.$$

$$F_2 = 1,46 \cdot 21,18 \cdot 10^{-4} = 30,92 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2\text{)}.$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{4F_2}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 30,92 \cdot 10^{-4}}{3,14}} = 0,0628 \text{ (м)}.$$

Длина диффузора при центральном угле раскрытия $\alpha_2 = 8$

$$l_{\text{д}} = \frac{d_2 - d_{\text{кр}}}{2 \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha_2}{2}\right)} = \frac{0,0628 - 0,0519}{2 \operatorname{tg} 4} = 0,078 \text{ (м)}.$$

Из уравнения состояния

$$\rho_1^* = \frac{p_1^*}{RT_1^*} = \frac{600\,000}{287 \cdot 293} = 7,135 \text{ (кг/м}^3\text{)}.$$

Критерий скорости истечения

$$\lambda = \sqrt{\frac{1,4+1}{1,4-1} \left(1 - 0,528 \frac{1,4-1}{1,4}\right)} = 1.$$

Таким образом, скорость истечения газа равна

$$w_1 = 313,2 \cdot 1 = 313,2 \text{ (м/с)}.$$

Из уравнения неразрывности

$$F_{кр} = \frac{G}{\rho_{кр} w_{кр}} = \frac{3}{7,135 \cdot 313,2} = 13,42 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2\text{)}.$$

$$\frac{F_2}{F_{кр}} = \frac{1}{1} \left[\frac{\frac{2}{1,4+1}}{1 - \frac{1,4-1}{(1,4+1)1}} \right]^{\frac{1}{1,4-1}} = 1.$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Физический смысл уравнения неразрывности потока.
2. Характеристика открытой термодинамической системы.
3. Параметры заторможенного газового потока.
4. Применение конфузора, диффузора и сопла Лавалья.
5. Привести формулы для расчета скорости и массового расхода газа.
6. Дать определение скорости звука.
7. Критические параметры газа.
8. Расчет критической скорости газа.
9. Классификация режимов истечения.
10. Особенности расчета параметров реального газа.
11. Назначение газодинамических функций.
12. Основные газодинамические функции.

ЧАСТЬ II
ОСНОВЫ ТЕПЛООБМЕНА

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ТЕПЛООБМЕНА

5.1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Энергия — это общая мера различных форм движения материи. Принятое в технических науках разделение энергии на виды (механическую, кинетическую, гравитационную, электромагнитную, ядерную и т. д.) обусловлено необходимостью количественной характеристики качественно различных форм движения и соответствующих им взаимодействий.

Теплота (тепло) является наиболее универсальной формой энергии. Теплота занимает совершенно особое место среди прочих видов энергии. Лишь только гравитационная энергия в гидравлических турбинах может быть превращена непосредственно в механическую энергию. Прочие виды энергии поступают в распоряжение человека через тепло.

Различные тела могут обмениваться внутренней энергией в форме теплоты. Это количественно выражается первым законом термодинамики, согласно которому внутренняя энергия системы изменяется только при ее взаимодействии с окружающей средой.

Теплообмен — это самопроизвольный необратимый процесс переноса теплоты в пространстве, обусловленный неоднородным полем температуры. Направленность теплообмена определяется вторым законом термодинамики. Когда физические тела одной системы находятся при разной температуре, то происходит передача тепловой энергии от более нагретого тела к менее нагретому телу до на-

ступления термодинамического равновесия. *Температура* — свойство реального мира, лежащее в основе нулевого закона термодинамики.

Температурное поле — совокупность мгновенных значений температуры во всех точках рассматриваемой системы или физического тела. Поскольку температура является скалярной величиной, то и температурное поле — скалярное поле.

Температура, осредненная по поверхности, объему, массе тела, характеризует температуру в данной точке тела. Если соединить точки температурного поля с одинаковой температурой, то получим *изотермическую поверхность*. При пересечении изотермической поверхности плоскостью получим на этой плоскости *семейство изотерм* — линий постоянной температуры.

Если температурное поле не зависит от времени, то теплообмен называется *стационарным*, в противном случае — *нестационарным*. *Стационарно-периодический теплообмен* характеризуется периодическим изменением температурного поля.

Перепад температур Δt — разность температур между двумя точками одного тела, двумя изотермическими поверхностями и т. п. Перепад температуры вдоль изотермы равен нулю. Наибольший перепад температуры наблюдается по направлению нормали к изотермической поверхности. Возрастание температуры вдоль нормали характеризуется градиентом температуры.

Средний градиент температуры $\frac{\Delta t}{\Delta n}$ (°C/м) — отношение перепада температур Δt между двумя изотермическими поверхностями к расстоянию между ними Δn , измеренному по нормали n к этим поверхностям.

5.2.

ВИДЫ ТЕПЛОБМЕНА

В зависимости от характера теплового движения различают перенос теплоты теплопроводностью (кондукцией), конвекцией и тепловым излучением.

Теплопроводность — это перенос тепла структурными частицами вещества (молекулами, атомами, электронами) в процессе их движения. Такой теплообмен может происходить в любых телах с неоднородным распределением температуры. Механизм переноса тепла будет определяться агрегатным состоянием вещества. Физическая сущность теплопроводности заключается в том, что кинетическая энергия атомов и молекул, которая определяет температуру тела, передается другому телу при их контакте или от более нагретой части тела к менее нагретой части.

Кондуктивный теплообмен состоит из трех основных частей:

- 1) стационарной теплопроводности, в которой температура зависит от одной пространственной координаты;
- 2) стационарной теплопроводности, в которой температура зависит от двух или трех пространственных координат;
- 3) нестационарной теплопроводности.

При разработке теплотехнических агрегатов промышленности строительных материалов в основном используются методы расчета стационарной одномерной теплопроводности. Эта область кондуктивного теплообмена и будет предметом нашего рассмотрения.

Теоретической основой теории теплопроводности являются закон Фурье и уравнение теплопередачи. В установившемся режиме плотность потока энергии, передающейся посредством теплопроводности, пропорциональна градиенту температуры:

$$q = -\lambda \frac{dt}{dx}, \quad (5.1)$$

где q — плотность теплового потока, характеризующая количество энергии, проходящей в единицу времени через единицу площади, перпендикулярной оси x , Вт/м²; λ — коэффициент пропорциональности, называемый коэффициентом теплопроводности среды, Вт/(м·К).

Знак минус в правой части уравнения (5.1) указывает на то, что тепловой поток направлен противоположно гра-

диенту температуры. Уравнение (5.1) является выражением *основного закона теплопроводности Фурье*

$$q = -\lambda \text{grad}t, \quad (5.2)$$

где q — вектор плотности теплового потока.

Закон Фурье неявно предполагает, что скорость распространения теплоты является бесконечно большой. Для стационарных процессов и умеренной интенсивности возможность такого допущения подтверждается соответствием расчетных и опытных данных.

В прикладных задачах печной теплотехники процесс теплообмена теплопроводностью рассматривается преимущественно в твердых телах, частицы которых сближены друг с другом. В капельных жидкостях и газах, в силу незначительности их коэффициента теплопроводности, данный вид теплообмена не играет существенной роли. Как следствие, процессы передачи теплоты теплопроводностью в указанных средах, как правило, не являются методом расчета при разработке печных агрегатов.

Конвекция — это процесс переноса теплоты потоками неравномерно нагретых объемов жидкости или газов. В общем случае теплообмен между движущимся потоком теплопередающего или тепловоспринимающего вещества и поверхностью твердого тела, наряду с конвекцией, всегда сопровождается явлениями теплопроводности. При ламинарном режиме перенос теплоты определяется только молекулярным переносом вещества, который зависит от коэффициента теплопроводности жидкости или газа. При турбулентном режиме перенос теплоты обусловлен поперечным перемешиванием микро- и макрообъемов вещества. Чем выше скорость потока, тем меньше влияние молекулярного переноса теплоты на процесс теплообмена.

При обтекании потоком жидкости (газа) твердых тел на поверхности контакта образуется тонкий слой заторможенной движущейся среды, называемый *гидродинамическим пограничным слоем*. В пределах этого слоя скорость жидкости изменяется от нуля до скорости невозмущенного потока, находящегося вдали от тела. Аналогичным является и понятие *теплового пограничного слоя*, в пределах

которого температура жидкости изменяется от температуры стенки до температуры потока вдали от нее. Существование двух пограничных слоев является особенностью конвективного теплообмена. Для газовых потоков толщины этих слоев практически одинаковы, поэтому конвективный теплообмен в этих условиях характеризуется подобием скоростных и температурных полей.

Конвективный теплообмен между движущимся потоком газа и твердой поверхностью называется *теплоотдачей*. Например, в стекловаренных печах примерами конвективной теплоотдачи являются нагрев поверхности стекломассы и кладки рабочего пространства движущимися продуктами сгорания топлива, естественное и принудительное охлаждение наружной поверхности боковых стен варочного бассейна и др.

Различают естественную (свободную) и вынужденную конвекцию. Естественная конвекция возникает при неравномерном нагреве веществ, находящихся в поле силы тяжести (или в системе, движущейся с ускорением). Под действием силы Архимеда более нагретое вещество (с меньшей плотностью) перемещается относительно менее нагретого вещества. Направление действия силы Архимеда противоположно направлению силы тяжести. При стационарном режиме нагрева в веществе возникают конвекционные потоки, переносящие тепло от более нагретых слоев вещества к менее нагретым слоям. С уменьшением разности температур между слоями интенсивность конвективного теплообмена падает.

Естественная конвекция расплава высоковязкого вещества (стекломасса в варочном бассейне стекловаренной печи) обусловлена действием иного механизма. Неравномерный нагрев (сверху) стекломассы приводит к возникновению на поверхности ванны градиента гидростатического давления. В результате в ванне образуются два разнонаправленных конвекционных потока. При этом граница разделения потоков (квельпункт) совпадает с расположением максимума температуры на поверхности стекломассы.

При вынужденной конвекции перемещение вещества происходит под воздействием внешних сил, обусловленных

применением насосов, мешалок и т. п. В плавильных печах непрерывного действия основным фактором возникновения вынужденной конвекции является принудительный отбор расплава на выработку.

Следует отметить, что температурные поля при свободной и вынужденной конвекции аналогичны по форме. В обоих случаях механизмом переноса теплоты на поверхности теплообмена является теплопроводность.

Согласно закону Ньютона — Рихмана для теплоотдачи, плотность теплового потока от движущейся среды к твердой стенке пропорциональна разности температур газа и стенки:

$$q = \alpha(t_r - t_{ст}) = \alpha\Delta t, \quad (5.3)$$

где α — коэффициент конвективной теплоотдачи, Вт/(м²·К); t_r , $t_{ст}$ — температура газа и стенки соответственно, °С.

Из уравнения (5.3) видно, что коэффициент конвективной теплоотдачи есть плотность теплового потока, отнесенная к единичному перепаду температур. В отличие от коэффициента теплопроводности, являющегося физической характеристикой вещества, коэффициент конвективной теплоотдачи — гидродинамическая характеристика системы. В то время как разность температур является величиной термодинамической. В уравнение (5.3) подставляется только положительное значение Δt .

Коэффициент теплоотдачи зависит от плотности, вязкости, скорости, газов, а также их теплофизических свойств (коэффициента теплопроводности и удельной теплоемкости) и других факторов:

$$\alpha = f(X, \Phi, t, \rho, \mu, w, \lambda, c_p, p), \quad (5.4)$$

где X — характер движения среды (свободное, вынужденное); Φ — форма нагреваемой (охлаждаемой) поверхности; μ — коэффициент молекулярной динамической вязкости, Па·с.

Вид функции (5.4) свидетельствует о сложности получения аналитического выражения для определения α , пригодного для всех случаев конвективного теплообмена. В то же время широкий диапазон изменения численных зна-

Таблица 5.1

Диапазон изменения коэффициента теплоотдачи

Режим движения	α , Вт/(м ² ·К)
Свободная конвекция газов	5–50
Вынужденная конвекция газов	30–5·10 ²
Свободная конвекция воды	10 ² –10 ³
Вынужденная конвекция воды	5·10 ² –2·10 ⁴
Кипение воды	2·10 ³ –4·10 ⁴

чений коэффициента теплоотдачи (табл. 5.1) свидетельствует о важности точного определения величины этого параметра для каждой решаемой задачи. Поэтому проблема конвективного теплообмена в основном состоит в корректном определении коэффициента теплоотдачи.

В практических расчетах коэффициент теплоотдачи находится с использованием обобщенных (критериальных) уравнений, составленных с использованием коэффициентов, определенных опытным путем для конкретных задач теплообмена.

Тепловое излучение — это электромагнитное излучение нагретых тел. Оно обладает как волновыми, так и корпускулярными свойствами, которые дополняют друг друга, но никогда не проявляются одновременно. Лучистая энергия испускается и поглощается телами не непрерывно, а отдельными дискретными порциями — квантами энергии. Поэтому процессы излучения и поглощения лучистой энергии описываются законами квантовой механики, а процессы распространения этого вида энергии — законами распространения электромагнитных колебаний.

В отличие от теплопроводности и конвекции лучистый теплообмен всегда сопровождается переходом энергии из одной формы в другую. При излучении теплота тела превращается в энергию электромагнитных колебаний, которая распространяется в пространстве со скоростью света. При поглощении энергия электромагнитных колебаний частично или полностью вновь трансформируется в теплоту.

Тепловое излучение происходит в ультрафиолетовой (0,02–0,4 мкм), видимой (0,4–0,8 мкм) и инфракрасной (0,8–1000 мкм) областях спектра. Спектр инфракрасного излучения подразделяется на ближнюю (0,8–1,5 мкм), среднюю (1,5–10 мкм) и дальнюю (10–1000 мкм) области. В высокотемпературных печах основная доля теплового излучения приходится на ближнюю и среднюю области инфракрасного спектра.

Различают монохроматическое и интегральное (полное) излучение. *Монохроматическое* излучение лежит в интервале длин волн от λ до $\lambda + d\lambda$. Все величины, отнесенные к этому виду излучения, обозначаются индексом λ . *Интегральное* излучение характеризует суммарное излучение в интервале длин волн от $\lambda = 0$ до $\lambda = \infty$.

В лучистом теплообмене используются понятия лучистого потока Q , Вт, энергии E , Вт/м², и интенсивности монохроматического излучения I_λ , Вт/м³, которые могут относиться как к полусферическому излучению, так и к излучению в заданном направлении.

Полусферическим лучистым потоком называется полное количество энергии, излучаемое элементом поверхности dF в полупространство в единицу времени:

$$dQ = EdF, \quad (5.5)$$

где dQ — мощность излучателя.

Энергией полусферического излучения называется количество энергии, излучаемой телом с единицы поверхности в единицу времени. Величина $E = \frac{Q}{F}$ — удельная мощность излучателя, Вт/м².

Интенсивность полусферического излучения — энергия монохроматического полусферического излучения, отнесенная к рассматриваемому интервалу длин волн:

$$I_\lambda = \frac{dE}{d\lambda}. \quad (5.6)$$

В общем случае падающий на поверхность тела тепловой поток распадается на составляющие:

$$Q_{\text{пад}} = Q_{\text{погл}} + Q_{\text{отр}} + Q_{\text{проп}}, \quad (5.7)$$

где $Q_{\text{пад}}$, $Q_{\text{погл}}$, $Q_{\text{отр}}$ и $Q_{\text{проп}}$ — падающий, поглощенный, отраженный и пропущенный тепловой поток соответственно, Вт.

Способность тела поглощать, отражать и пропускать падающий тепловой поток определяется коэффициентами:

- коэффициент поглощения

$$a = \frac{Q_{\text{погл}}}{Q_{\text{пад}}}; \quad (5.8)$$

- коэффициент отражения

$$r = \frac{Q_{\text{отр}}}{Q_{\text{пад}}}; \quad (5.8a)$$

- коэффициент пропускания

$$d = \frac{Q_{\text{проп}}}{Q_{\text{пад}}}. \quad (5.8b)$$

При этом $a + r + d = 1$. Для непрозрачных тел $d = 0$ и $a + r = 1$, для абсолютно черного тела $a = 1$ и $r = d = 0$, для абсолютно белого тела $r = 1$ и $a = d = 0$.

Абсолютно черное тело — это физическая абстракция, применяемая в термодинамике. В природе абсолютно черных тел не существует, поэтому в физике используется модель, представляющая собой замкнутую полость с небольшим отверстием (рис. 5.1). Излучение, попадающее через отверстие внутрь полости, после многократных отражений полностью поглощается.

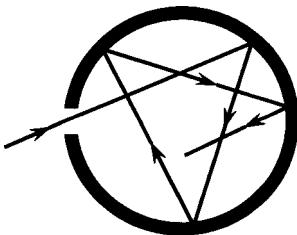


Рис. 5.1
Модель абсолютно
черного тела

При этом абсолютно черное тело может испускать электромагнитное излучение любой частоты и визуально иметь цвет. Спектр излучения абсолютно черного тела определяется его температурой.

Степень черноты тела ε — отношение энергии излучения реального (серого) тела E к энер-

гии излучения абсолютно черного тела E_0 при той же температуре:

$$\varepsilon = \frac{E}{E_0}. \quad (5.9)$$

Сложный теплообмен — это совокупность элементарных способов переноса тепла. В тепловых агрегатах наиболее распространенными видами сложного теплообмена являются:

- *конвективный теплообмен* — теплообмен при совместном протекании молекулярного и конвективного переноса теплоты (теплопроводность и конвекция);
- *теплоотдача* — конвективный теплообмен между движущейся средой и поверхностью ее раздела с другой средой (твердым телом, жидкостью или газом);
- *теплопередача* — процесс теплообмена между двумя теплоносителями через разделяющую стенку;
- *радиационно-кондуктивный теплообмен* — теплообмен, обусловленный совместным переносом теплоты излучением и теплопроводностью;
- *радиационно-конвективный теплообмен* — теплообмен, обусловленный совместным переносом теплоты излучением, конвекцией и теплопроводностью.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Определение процесса теплообмена и градиента температуры.
2. Основные виды теплообмена.
3. Процессы теплообмена, называемые теплоотдачей и теплопередачей.
4. Уравнение теплопроводности Фурье. Коэффициент теплопроводности.
5. Уравнение теплоотдачи Ньютона — Рихмана. Коэффициент теплоотдачи.
6. Виды конвекции.
7. Основные параметры теплового излучения.
8. Структура падающего на тело теплового потока.
9. Абсолютно черное тело. Степень черноты реального тела.
10. Коэффициенты поглощения, отражения и пропускания.
11. Виды сложного теплообмена.

КОНДУКТИВНЫЙ ТЕПЛОБМЕН

6.1.

КРАЕВЫЕ УСЛОВИЯ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ

Дифференциальное уравнение (5.1) описывает явление теплопроводности в самом общем виде. Для конкретизации процесса кондуктивного теплопереноса выражение (5.1) необходимо дополнить математическим описанием всех частных особенностей рассматриваемого процесса, которые называются *условиями однозначности*.

Условия однозначности включают в себя:

- *геометрические условия*, определяющие форму и размеры тела, в котором протекает процесс теплопереноса;
- *физические условия*, характеризующие физические свойства среды и тела;
- *начальные (временные) условия*, устанавливающие распределение температуры в изучаемом теле в начальный момент времени;
- *граничные условия*, отображающие взаимодействие рассматриваемого тела с окружающей средой.

Краевые условия теплопроводности — это совокупность начальных и граничных условий.

Начальные условия учитываются только при решении задач нестационарной теплопроводности. Они задаются распределением температуры в момент времени, условно принятый за нулевой:

$$t = f(x, y, z, 0).$$

В частном случае начальное распределение температуры может быть равномерным

$$t = f(x, y, z) = t_0 = \text{const},$$

где t_0 — начальная температура тела; x, y, z — пространственные координаты.

Граничные условия — это условия теплообмена на поверхности тела, которые могут быть заданы несколькими способами.

1. *Граничные условия I рода* состоят в задании распределения температуры на поверхности тела как функция координат и времени:

$$t_{\text{п}} = f_1(x, y, z, \tau), \quad (6.1)$$

где $t_{\text{п}}$ — температура поверхности.

Для процессов стационарной теплопроводности функция f_1 в условии (6.1) не зависит от времени, и это условие обычно называется *условием Дирихле*. При решении одномерных и многомерных задач часто принимается допущение о том, что температура во всех точках поверхности одинакова или постоянна, или изменяется по заданному закону во времени. В этом случае задается

$$t_{\text{п}} = \text{const} \quad \text{или} \quad t_{\text{п}} = f(\tau). \quad (6.1a)$$

2. *Граничные условия II рода* задаются распределением плотности теплового потока на поверхности тела как функция координат и времени:

$$q_{\text{п}} = f_2(x, y, z, \tau). \quad (6.2)$$

Для стационарного теплообмена функция f_2 в условии (6.2) не зависит от времени, и это условие называют *условием Неймана*:

$$q_{\text{п}} = q_0 = \text{const}. \quad (6.2a)$$

3. *Граничные условия III рода* задаются зависимостью плотности теплового потока вследствие теплопроводности со стороны тела от температуры поверхности $t_{\text{п}}$ до температуры окружающей среды $t_{\text{окр}}$. Задание граничных условий III рода, как правило, производится в виде уравнения Ньютона (5.3).

При решении некоторых задач теплопроводности задаются смешанные граничные условия. Например, при расчете потерь теплоты через кладку ставятся граничные условия I и III рода.

Дифференциальное уравнение (5.1) с заданными условиями однозначности дает полную математическую формулировку краевой задачи теплопроводности. Поставленная таким образом задача может быть решена аналитическими или численными методами.

6.2. КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ

Коэффициент теплопроводности является физической характеристикой среды. Он зависит от ее локального состояния и прежде всего от температуры. Численно коэффициент теплопроводности равен количеству теплоты, проходящему в единицу времени через единицу изотермической поверхности при условии $\text{grad } t = 1$.

Значение λ определяется экспериментальным путем. Результаты обработки опытных данных, как правило, представляются в виде полинома второй степени:

$$\lambda(t) = a + b \cdot 10^{-3}t + c \cdot 10^{-6}t^2,$$

где a, b, c — экспериментальные коэффициенты.

Наименьшей проводимостью теплоты характеризуются газы, коэффициент теплопроводности которых существенно увеличивается с возрастанием температуры (табл. П.4). При нагреве до 1000°C коэффициент теплопроводности газов сопоставим с λ огнеупорных и теплоизоляционных материалов (табл. П.5).

При расчете прогрева стекломассы в стекловаренной печи, тепло которой передается через верхнюю поверхность ванны и распространяется вниз вследствие теплопроводности, используется эффективное значение коэффициента теплопроводности:

$$\lambda_{\text{эф}} = \lambda_{\text{конд}} + \lambda_{\text{рад}},$$

где $\lambda_{\text{эф}}$, $\lambda_{\text{конд}}$, $\lambda_{\text{рад}}$ — коэффициент эффективной, кондуктивной и радиационной теплопроводности соответственно.

Коэффициент теплопроводности стекла определяется его химическим составом. Для среднего состава $\lambda_{\text{конд}} \approx 1$ Вт/(м·К). На величину коэффициента радиационной теплопроводности, наряду с химическим составом стекла, существенное влияние оказывает температура. Поэтому $\lambda_{\text{рад}}$ определяется экспериментально.

Коэффициент кондуктивной теплопроводности стекла рассчитывается по аддитивной формуле

$$\lambda_{\text{конд}} = 0,01 \sum_i \lambda_i P_i,$$

где λ_i — аддитивный коэффициент (табл. 6.1); P_i — содержание данного оксида в стекле, масс. %.

Таблица 6.1

Аддитивные коэффициенты Д. И. Вильнера и О. В. Ильиной для расчета теплопроводности твердых стекол

Оксид	SiO ₂	Al ₂ O ₃	MgO	CaO	Na ₂ O	K ₂ O	PbO	BaO
λ_i , Вт/(м·К)	0,8729	1,0708	1,3385	1,1633	1,2803	0,5819	0,5354	0,3143

Для прикладных расчетов коэффициент радиационной теплопроводности стекла в интервале температур нагрева 600–1600°C может быть определен по следующим эмпирическим зависимостям:

- для зеленого стекла

$$\lambda_{\text{рад}} = 0,1298 - 0,5 \cdot 10^{-3}t + 6 \cdot 10^{-6}t^2; \quad (6.3)$$

- для коричневого стекла

$$\lambda_{\text{рад}} = 19,977 - 52,1 \cdot 10^{-3}t + 40 \cdot 10^{-6}t^2; \quad (6.3a)$$

- для бесцветного стекла

$$\lambda_{\text{рад}} = 46,679 - 165 \cdot 10^{-3}t + 173,1 \cdot 10^{-6}t^2. \quad (6.3б)$$

Графическая интерпретация уравнений (6.3)–(6.3б), приведенная на рисунке 6.1, свидетельствует о том, что коэффициент радиационной теплопроводности в значительной степени зависит от оптической плотности стекла, определяемой его химическим составом. Например,

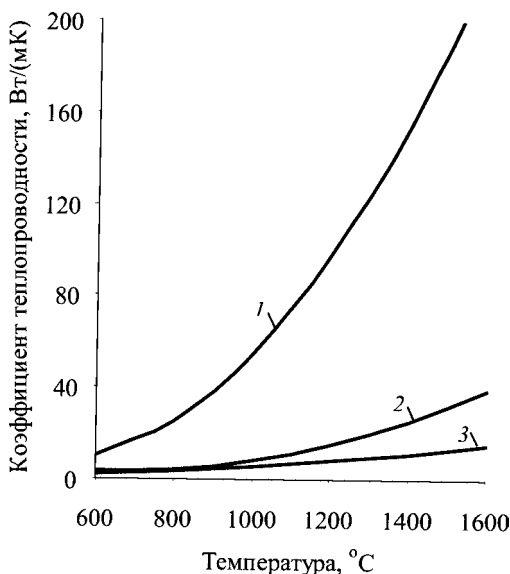


Рис. 6.1
Температурная зависимость коэффициента радиационной теплопроводности стекла:
1-3 — бесцветное, коричневое и зеленое соответственно

при температуре зеленой, коричневой и бесцветной стекломассы 1400°C он равен 11,2, 25,4 и 155 Вт/(м·К) соответственно.

Данные на рисунке 6.1 дают основания для следующих выводов.

1. На действующей печи допускается смена колера окрашенной стекломассы. Например, переход с зеленого стекла на коричневое стекло (и наоборот) может происходить без существенной корректировки температурного режима печи.

2. Замена окрашенного стекла на бесцветное стекло (и наоборот) предполагает корректировку температуры варки, величина которой может быть определена по результатам расчета придонных температур расплава в зонах варки и осветления.

6.3. РАСЧЕТ СТАЦИОНАРНОЙ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Условия тепловой работы плавильных, обжиговых и сушильных печей, используемых в промышленности строительных материалов, приближены к стационарному состоянию. Толщина печных ограждений в направлении x значительно меньше их размеров в направлениях y (длина) и z (высота). Поэтому в этом разделе ограничимся рассмотрением одномерной стационарной теплопередачи через плоскую стенку и цилиндрическую поверхность. Данная постановка охватывает практически весь круг прикладных задач, связанных с расчетом и конструированием кладки теплотехнического оборудования отрасли. При этом наиболее типичные задачи теплопроводности предполагают задание граничных условий I и III рода, а также смешанную постановку граничных условий (I и III рода).

6.3.1. ПЛОСКАЯ СТЕНКА С ГРАНИЧНЫМИ УСЛОВИЯМИ I РОДА

Однослойная стенка ($\lambda = \text{const}$). Расчет теплопередачи производится при заданной температуре внутренней $t_{\text{вн}}$ и наружной поверхности стенки $t_{\text{нар}}$ (рис. 6.2). По оси x отложена толщина стенки δ , по оси y — температура t . Вектор показывает направление теплового потока через стенку.

Из уравнения (5.1) получаем выражение

$$dt = -\frac{q}{\lambda} dx,$$

интегрируя которое, приходим к уравнению

$$t = -\frac{q}{\lambda} x + A,$$

где A — постоянная интегрирования, определяемая граничными условиями теплопередачи:

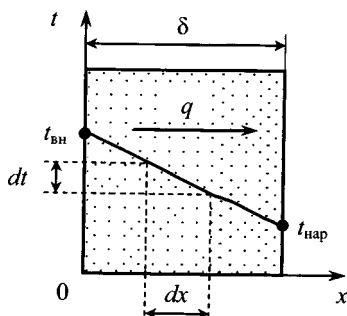


Рис. 6.2
Распределение температуры в плоской однородной стенке при граничных условиях I рода

при $x=0$ $t=A=t_{\text{вн}}$;

при $x=\delta$ $t=t_{\text{нар}}=-q\frac{\delta}{\lambda}+A=-q\frac{\delta}{\lambda}+t_{\text{вн}}$,

откуда следует

$$q = \frac{\lambda}{\delta}(t_{\text{вн}} - t_{\text{нар}}) = \frac{1}{R}(t_{\text{вн}} - t_{\text{нар}}) = K(t_{\text{вн}} - t_{\text{нар}}), \quad (6.4)$$

где $R = \frac{\delta}{\lambda}$ — коэффициент термического (теплового) сопротивления стенки, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$; $K = \frac{1}{R}$ — коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Уравнение (6.4) является расчетной формулой процесса теплопередачи через плоскую стенку при стационарном тепловом состоянии и предположении, что коэффициент теплопроводности материала не зависит от температуры. В действительности λ является функцией температуры. Если эта функция описывается линейной зависимостью, то в формулу (6.4) следует подставлять среднеарифметическое значение коэффициента теплопроводности при температуре $t_{\text{вн}}$ и $t_{\text{нар}}$. В случае нелинейной зависимости $\lambda(t)$ коэффициент теплопроводности определяется при среднеарифметической температуре стенки.

Многослойная стенка ($\lambda = \text{const}$). Рассмотрим теплопередачу через многослойную стенку, состоящую из трех разнородных плотно прилегающих друг к другу слоев кладки толщиной δ_1 , δ_2 и δ_3 соответственно (рис. 6.3). Для каждого слоя известны значения коэффициентов теплопроводности λ_1 , λ_2 и λ_3 соответственно.

При заданных значениях $t_{\text{вн}}$ и $t_{\text{нар}}$, а также $q = \text{const}$ можно записать систему уравнений

$$q = \frac{\lambda_1}{\delta_1}(t_{\text{вн}} - t_1); \quad q = \frac{\lambda_2}{\delta_2}(t_1 - t_2);$$

$$q = \frac{\lambda_3}{\delta_3}(t_2 - t_{\text{нар}}),$$

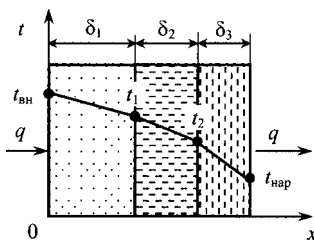


Рис. 6.3

Распределение температуры в плоской трехслойной стенке при граничных условиях I рода

из которой после преобразований получаем

$$t_{\text{вн}} - t_{\text{нар}} = q \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right) = q(R_1 + R_2 + R_3).$$

Откуда следует

$$q = \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{нар}}}{R_1 + R_2 + R_3}. \quad (6.5)$$

Для n слоев в стенке уравнение (6.5) преобразуется к виду

$$q = \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{нар}}}{\sum_{i=1}^n R_i}. \quad (6.6)$$

Из выражения (6.6) определяется температура на контакте слоев в кладке t_i :

$$t_i = t_{\text{вн}} - q \sum_{i=1}^n R_i. \quad (6.7)$$

6.3.2. ПЛОСКАЯ СТЕНКА С ГРАНИЧНЫМИ УСЛОВИЯМИ III РОДА

На границах плоской стенки заданы суммарные коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 , а также температура газа в печи t_r и температура окружающей среды $t_{\text{окр}}$ (рис. 6.4). Процесс теплопередачи от одной газовой среды в другую через разделительную стенку включает действие всех трех видов теплообмена.

Печные газы передают теплоту излучением и конвекцией на внутреннюю поверхность стенки с температурой $t_{\text{вн}}$. Внутри стенки тепло передается теплопроводностью к ее наружной поверхности с температурой $t_{\text{нар}}$. От наруж-

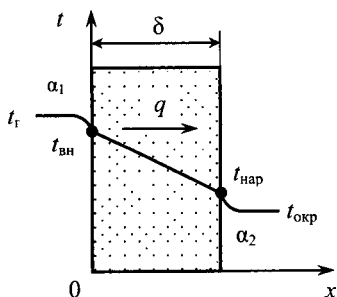


Рис. 6.4
Распределение температуры
в плоской стенке при граничных
условиях III рода

ной поверхности теплота излучением и конвекцией передается в окружающее пространство. Последовательное прохождение теплового потока через все элементы цепи для однослойной стенки описывается системой уравнений

$$\begin{aligned}
 q &= \alpha_1(t_{\Gamma} - t_{\text{вн}}) \quad \text{или} \quad t_{\Gamma} - t_{\text{вн}} = \frac{q}{\alpha_1}; \\
 q &= \frac{\lambda}{\delta}(t_{\text{вн}} - t_{\text{нар}}) \quad \text{или} \quad t_{\text{вн}} - t_{\text{нар}} = q \frac{\delta}{\lambda}; \\
 q &= \alpha_2(t_{\text{нар}} - t_{\text{окр}}) \quad \text{или} \quad t_{\text{нар}} - t_{\text{окр}} = \frac{q}{\alpha_2}. \quad (6.8)
 \end{aligned}$$

Сложив разности температур (6.8), после преобразований получаем

$$q = \frac{t_{\Gamma} - t_{\text{окр}}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (6.9)$$

или

$$q = K(t_{\Gamma} - t_{\text{окр}}), \quad (6.9a)$$

где K — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К).

Для однослойной стенки:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (6.10)$$

Для многослойной стенки:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n R_i + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (6.11)$$

Знаменатель в формуле (6.11) представляет собой сумму всех термических сопротивлений на пути теплового потока от t_{Γ} до $t_{\text{окр}}$. Величины $\frac{1}{\alpha_1}$ и $\frac{1}{\alpha_2}$ являются внешним термическим сопротивлением в пограничном слое на гра-

ницах контакта газовой среды с разделительной стенкой.

В то время как $\sum_{i=1}^n R_i = \sum_{i=1}^g \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ — сумма внутренних термических сопротивлений многослойной стенки.

Суммарные коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 равны

$$\alpha_{1(2)} = \alpha_{\text{рад}} + \alpha_{\text{кон}},$$

где $\alpha_{\text{рад}}$, $\alpha_{\text{кон}}$ — коэффициент радиационной и конвективной теплоотдачи соответственно, Вт/(м²·К).

Перепад температур в каждом слое стенки пропорционален термическому сопротивлению этого слоя. Поэтому температура между слоями t_i определяется по формуле

$$t_i = t_{\text{г}} - q \left(\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{n-1} R_i \right). \quad (6.12)$$

Учитывая температурную зависимость коэффициента теплопроводности, задача определения тепловых потерь в окружающую среду и распределения температур в многослойной стенке решается методом последовательных приближений (методом итераций). Итерационный процесс прекращается, как только выполнено условие по заданной погрешности расчета:

$$\left| \frac{q_1 - q_2}{q} \right| \leq \varepsilon_{\text{погр}}, \quad (6.13)$$

где q — плотность теплового потока по формуле (6.11), Вт/м²; $q_1 = \alpha_1(t_{\text{г}} - t_{\text{вн}})$ — плотность теплового потока на входе в многослойную стенку, Вт/м²; $q_2 = \alpha_2(t_{\text{нар}} - t_{\text{окр}})$ — плотность теплового потока от наружной поверхности в окружающую среду, Вт/м²; $t_{\text{вн}}$, $t_{\text{нар}}$ — определяемая расчетом, температура внутренней и внешней поверхности многослойной стенки, °С; $\varepsilon_{\text{погр}}$ — заданная погрешность расчета.

Пример 6.1. При граничных условиях III рода определить удельный тепловой поток через четырехслойную плоскую стенку. Заданная погрешность расчета $\varepsilon_{\text{погр}} \leq 0,02$ (не более 2%). Температура печных газов $t_{\text{г}} = 1600^\circ\text{C}$, температура окружающей среды $t_{\text{окр}} = 40^\circ\text{C}$. Огнеупорный

слой кладки выполнен периклазохромитовым кирпичом марки ПХП-2 толщиной $\delta_1 = 0,46$ м, тепловая изоляция — легковесными изделиями марки КЛ-1,3 ($\delta_2 = 0,23$ м) и ШЛ-0,9 ($\delta_3 = 0,46$ м), внешний слой стенки — шамотным кирпичом марки ШБ толщиной $\delta_4 = 0,115$ м. Принимаем коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности стенки $\alpha_1 = 100$ Вт/(м²·К), на наружной поверхности — $\alpha_2 = 15$ Вт/(м²·К). Коэффициент теплопроводности изделий определяется соответственно по уравнениям (табл. П.5):

$$\begin{aligned}\lambda_1 &= 3,67 - 0,93 \cdot 10^{-3}t; & \lambda_2 &= 0,84 - 0,35 \cdot 10^{-3}t; \\ \lambda_3 &= 0,29 + 0,23 \cdot 10^{-3}t; & \lambda_4 &= 0,7 + 0,64 \cdot 10^{-3}t.\end{aligned}$$

Первая итерация.

Средняя температура в стенке:

$$\bar{t} = 0,5(1600 + 40) = 820(^{\circ}\text{C}).$$

Средняя температура первого слоя:

$$\bar{t}_1 = 0,5(1600 + 820) = 1210(^{\circ}\text{C}).$$

Средняя температура второго слоя:

$$\bar{t}_2 = 0,5(1210 + 820) = 1015(^{\circ}\text{C}).$$

Средняя температура четвертого слоя:

$$\bar{t}_4 = 0,5(40 + 820) = 430(^{\circ}\text{C}).$$

Средняя температура третьего слоя

$$\bar{t}_3 = 0,5(430 + 820) = 625(^{\circ}\text{C}).$$

Предварительно определяются:

$$\lambda_1 = 3,67 - 0,93 \cdot 10^{-3} \cdot 1210 = 2,544 \text{ (Вт/(м} \cdot \text{К))};$$

$$R_1 = \frac{0,46}{2,544} = 0,181 \text{ ((м}^2 \cdot \text{К)/Вт)};$$

$$\lambda_2 = 0,84 - 0,35 \cdot 10^{-3} \cdot 1015 = 0,485 \text{ (Вт/(м} \cdot \text{К))};$$

$$R_2 = \frac{0,23}{0,485} = 0,474 \text{ ((м}^2 \cdot \text{К)/Вт)};$$

$$\lambda_3 = 0,29 + 0,23 \cdot 10^{-3} \cdot 625 = 0,434 \text{ (Вт/(м} \cdot \text{К))};$$

$$R_3 = \frac{0,46}{0,434} = 1,06 \text{ ((м}^2 \cdot \text{К)/Вт)};$$

$$\lambda_4 = 0,7 + 0,64 \cdot 10^{-3} \cdot 430 = 0,975 \text{ (Вт/(м·К))};$$

$$R_4 = \frac{0,115}{0,975} = 0,118 \text{ ((м}^2 \cdot \text{К)/Вт)}.$$

В свою очередь

$$\frac{1}{\alpha_1} = \frac{1}{100} = 0,01 \text{ и } \frac{1}{\alpha_2} = \frac{1}{15} = 0,067.$$

По формулам (6.10) и (6.11) находятся:

$$K = \frac{1}{0,01 + 0,181 + 0,474 + 1,060 + 0,118 + 0,067} =$$

$$= 0,524 \text{ (Вт/(м·К))};$$

$$q = 0,524(1600 - 40) = 817,4 \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{К))}.$$

По формуле (6.12) определяется температура на контакте слоев кладки:

$$t_{\text{вн}} = 1600 - 817,4 \cdot 0,01 = 1591,8 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$t_1 = 1600 - 817,4(0,01 + 0,181) = 1443,9 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$t_2 = 1600 - 817,4(0,01 + 0,181 + 0,474) = 1056,4 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$t_3 = 1600 - 817,4(0,01 + 0,181 + 0,474 + 1,060) = 190 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$t_{\text{нар}} = 1600 - 817,4(0,01 + 0,181 + 0,474 +$$

$$+ 1,060 + 0,118) = 93,5 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Вторая итерация.

Средняя температура первого слоя:

$$\bar{t}_1 = 0,5(t_{\text{вн}} + t_1) = 0,5(1591,8 + 1443,9) = 1517,8 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Средняя температура второго слоя:

$$\bar{t}_2 = 0,5(t_1 + t_2) = 0,5(1443,9 + 1056,4) = 1250,2 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Средняя температура третьего слоя:

$$\bar{t}_3 = 0,5(t_2 + t_3) = 0,5(1056,4 + 190) = 623,2 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Средняя температура четвертого слоя:

$$\bar{t}_4 = 0,5(t_3 + t_{\text{нар}}) = 0,5(190 + 93,5) = 141,8 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Далее определяются:

$$\lambda_1 = 3,67 - 0,93 \cdot 10^{-3} \cdot 1517,8 = 2,258 \text{ (Вт/(м·К))};$$

$$R_1 = \frac{0,46}{2,258} = 0,204 \text{ ((м}^2 \cdot \text{К)/Вт)};$$

$$\lambda_2 = 0,84 - 0,35 \cdot 10^{-3} \cdot 1250,2 = 0,402 \text{ (Вт/(м·К))};$$

$$R_2 = \frac{0,23}{0,402} = 0,572 \text{ ((м}^2 \cdot \text{К)/Вт)};$$

$$\lambda_3 = 0,29 + 0,23 \cdot 10^{-3} \cdot 623,2 = 0,433 \text{ (Вт/(м·К))};$$

$$R_3 = \frac{0,46}{0,433} = 1,062 \text{ ((м}^2 \cdot \text{К)/Вт)};$$

$$\lambda_4 = 0,7 + 0,64 \cdot 10^{-3} \cdot 141,8 = 0,791 \text{ (Вт/(м·К))};$$

$$R_4 = \frac{0,115}{0,791} = 0,1452 \text{ ((м}^2 \cdot \text{К)/Вт)};$$

$$K = \frac{1}{0,01 + 0,204 + 0,572 + 1,062 + 0,145 + 0,067} = 0,485 \text{ ((м}^2 \cdot \text{К)/Вт)};$$

$$q = 0,485(1600 - 40) = 756,6 \text{ (Вт/м}^2\text{)};$$

$$t_{\text{вн}} = 1600 - 756,6 \cdot 0,01 = 1592,4 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$t_1 = 1600 - 756,6(0,01 + 0,204) = 1438,1 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$t_2 = 1600 - 756,6(0,01 + 0,204 + 0,572) = 1005,3 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$t_3 = 1600 - 756,6(0,01 + 0,204 + 0,572 + 1,062) = 201,8 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$t_{\text{нар}} = 1600 - 756,6(0,01 + 0,204 + 0,572 + 1,062 + 0,145) = 92,1 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

По формуле (6.13) рассчитывается погрешность расчета:

$$q_1 = 100(1600 - 1592,4) = 760 \text{ (Вт/м}^2\text{)};$$

$$q_2 = 15(92,1 - 40) = 781,5 \text{ (Вт/м}^2\text{)};$$

$$\varepsilon_{\text{погр}} = \left| \frac{760,0 - 781,5}{756,6} \right| = 0,028.$$

Продолжаем итерации.

Третья итерация.

$$\bar{t}_1 = 0,5(1592,4 + 1438,1) = 1515,2 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$\bar{t}_2 = 0,5(1438,1 + 1005,3) = 1221,7 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$\bar{t}_3 = 0,5(1005,3 + 201,8) = 603,6 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$\bar{t}_4 = 0,5(201,8 + 92,1) = 147 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

$$\lambda_1 = 3,67 - 0,93 \cdot 10^{-3} \cdot 1515,2 = 2,261 \text{ (Вт/(м} \cdot \text{К))};$$

$$R_1 = \frac{0,46}{2,261} = 0,203 \text{ ((м}^2 \cdot \text{К)/Вт)};$$

$$\lambda_2 = 0,84 - 0,35 \cdot 10^{-3} \cdot 1221,7 = 0,412 \text{ (Вт/(м} \cdot \text{К))};$$

$$R_2 = \frac{0,23}{0,412} = 0,558 \text{ ((м}^2 \cdot \text{К)/Вт)};$$

$$\lambda_3 = 0,29 + 0,23 \cdot 10^{-3} \cdot 603,6 = 0,429 \text{ (Вт/(м} \cdot \text{К))};$$

$$R_3 = \frac{0,46}{0,429} = 1,072 \text{ ((м}^2 \cdot \text{К)/Вт)};$$

$$\lambda_4 = 0,7 + 0,64 \cdot 10^{-3} \cdot 147 = 0,794 \text{ (Вт/(м} \cdot \text{К))};$$

$$R_4 = \frac{0,115}{0,794} = 0,145 \text{ ((м}^2 \cdot \text{К)/Вт)};$$

$$K = \frac{1}{0,01 + 0,203 + 0,558 + 1,072 + 0,145 + 0,067} = \\ = 0,487 \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{К))};$$

$$q = 0,487(1600 - 40) = 759,7 \text{ (Вт/м}^2\text{)};$$

$$t_{\text{BH}} = 1600 - 759,7 \cdot 0,01 = 1592,4 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$t_1 = 1600 - 759,7(0,01 + 0,203) = 1438,2 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$t_2 = 1600 - 759,7(0,01 + 0,203 + \\ + 0,558) = 1014,3 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$t_3 = 1600 - 759,7(0,01 + 0,203 + \\ + 0,558 + 1,072) = 199,9 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$t_{\text{нар}} = 1600 - 759,7(0,01 + 0,203 + 0,558 + \\ + 1,072 + 0,145) = 89,7 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Погрешность расчета:

$$q_1 = 100(1600 - 1592,4) = 760 \text{ (Вт/м}^2\text{)};$$

$$q_2 = 15(89,7 - 40) = 745,5 \text{ (Вт/м}^2\text{)};$$

$$\varepsilon_{\text{погр}} = \left| \frac{760 - 745,5}{759,7} \right| = 0,019,$$

что соответствует заданной точности.

6.4. РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ ЧЕРЕЗ ПЕЧНЫЕ ОГРАЖДЕНИЯ

При конструировании печных ограждений промышленных тепловых агрегатов основное внимание уделяется минимизации потерь теплоты в окружающую среду. Допустимая величина потерь, как правило, задается плотностью теплового потока q или предельной температурой наружной поверхности кладки $t_{\text{нар}}$. В первом случае параметр $t_{\text{нар}}$ будет определяться величиной q , во втором — потери теплоты в окружающую среду задаются предельным значением $t_{\text{нар}}$.

Для печных ограждений, не подвергаемых механической нагрузке при эксплуатации, выбор огнеупорных и теплоизоляционных изделий, используемых в их структуре, производится с учетом их массового состава, исключая химическое взаимодействие контактирующих слоев кладки при нагревании, а также допустимой температуры применения. Для нагруженных элементов кладки учитывается механическая прочность изделий, характеризующаяся пределом прочности на сжатие.

Геометрия печных ограждений подразделяется на плоские и полые цилиндрические поверхности. Первый тип поверхности является основным в конструкции плавильных и нагревательных печей, второй — в тепловых агрегатах барабанного типа. Примерами установок первого типа являются стекловаренные печи, а также туннельные

и камерные сушила, второго типа — сушильные барабаны и вращающиеся обжиговые печи.

Корректность расчета печных ограждений в значительной степени определяется способом задания граничных условий, обеспечивающих применение исходных данных, правомерность которых может быть подтверждена инструментальным контролем. Для расчета потерь теплоты в окружающую среду задача теплопроводности решается при смешанной постановке граничных условий I и III рода. Из условий I рода принимается внутренняя температура кладки $t_{\text{вн}}$. Ее величина, как правило, задается технологическим регламентом печи и контролируется штатными средствами измерения. Из условий III рода задается температура воздуха в зоне обслуживания печи $t_{\text{окр}}$ и суммарный коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности кладки $\alpha_{\text{нар}}$. Его величина определяется наружной температурой $t_{\text{нар}}$ и видом конвективного теплообмена (естественного или принудительного) этой поверхности с окружающей средой.

6.4.1. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ЧЕРЕЗ ПЛОСКУЮ МНОГОСЛОЙНУЮ СТЕНКУ

Исходя из смешанной постановки граничных условий теплопередачи, уравнения (6.9) и (6.9a) преобразуются к виду

$$q = K(t_{\text{вн}} - t_{\text{окр}}) = \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{окр}}}{\sum_{i=1}^n R_i + \frac{1}{\alpha_{\text{нар}}}}, \quad (6.14)$$

где $K = \frac{1}{\sum_{i=1}^n R_i + \frac{1}{\alpha_{\text{нар}}}}$.

Соответственно формула (6.12) будет иметь вид

$$t_i = t_{\text{вн}} - q \sum_{i=1}^{n-1} R_i. \quad (6.15)$$

Для естественной конвекции коэффициент суммарной теплоотдачи рассчитывается по выражению

$$\alpha_{\text{нар}} = k_{\text{п}} \sqrt[4]{t_{\text{нар}} - t_{\text{окр}}} + \frac{C_0 \varepsilon_{\text{п}}}{t_{\text{нар}} - t_{\text{окр}}} \left[\left(\frac{T_{\text{нар}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{окр}}}{100} \right)^4 \right], \quad (6.16)$$

где $k_{\text{п}}$ — коэффициент, учитывающий положение поверхности и направление теплоотдачи в пространстве: для боковых стен (вертикальные поверхности) $k_{\text{п}} = 2,4$, для свода и пода печи $k_{\text{п}} = 3,3$ и $1,6$ соответственно; $C_0 = 5,67$ Вт/(м²·К⁴) — коэффициент излучения абсолютно черного тела; $\varepsilon_{\text{п}}$ — степень черноты наружной поверхности стенки: для кирпичных стен $\varepsilon_{\text{п}} = 0,8$, для стального листа и поверхностей, покрытых светлой алюминиевой краской, $\varepsilon_{\text{п}} = 0,8$ и $0,2$ соответственно.

В случае принудительного воздушного охлаждения наружной поверхности стенки с температурой $t_{\text{нар}} = 100\text{--}400^\circ\text{C}$:

$$\alpha_{\text{нар}} = (9,5 + 0,07t_{\text{нар}})(1 + 0,2w), \quad (6.17)$$

где w — скорость воздуха, м/с.

Погрешность расчета определяется по формуле

$$\left| \frac{q_{\text{нар}} - q_{\text{т}}}{q} \right| \leq \varepsilon_{\text{погр}}, \quad (6.18)$$

где q — плотность теплового потока по формуле (6.14), Вт/м²; $q_{\text{нар}} = \alpha_{\text{нар}}(t_{\text{нар}} - t_{\text{окр}})$ — плотность теплового потока от наружной поверхности в окружающую среду, Вт/м²;

$$q_{\text{т}} = \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{нар}}}{\sum_{i=1}^n R_i} \text{ — плотность теплового потока, передаваемая}$$

через стенку теплопроводностью, Вт/м².

На первой итерации для определения $\alpha_{\text{нар}}$ используется соотношение

$$\frac{1}{\alpha_{\text{нар}}} \approx 0,05\text{--}0,07. \quad (6.19)$$

6.4.2. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ЧЕРЕЗ ЦИЛИНДРИЧЕСКУЮ МНОГОСЛОЙНУЮ СТЕНКУ

В большинстве промышленных печей используются конструктивные элементы арочного типа. В качестве примера можно привести свод рабочего пространства печей, свод регенератора и др. В тех случаях, когда толщина арки ($r_2 - r_1$) значительно меньше ее среднего диаметра ($r_1 + r_2$) и выполняется соотношение

$$\frac{r_2 - r_1}{r_1 + r_2} \leq 0,03,$$

где $r_2 = r_1 + \delta$, то расчет теплопередачи производится по формулам для плоской стенки. При выводе формул для цилиндрических стенок, для которых $\frac{r_2 - r_1}{r_1 + r_2} > 0,03$, приходится учитывать некоторые особенности теплопередачи через подобные поверхности.

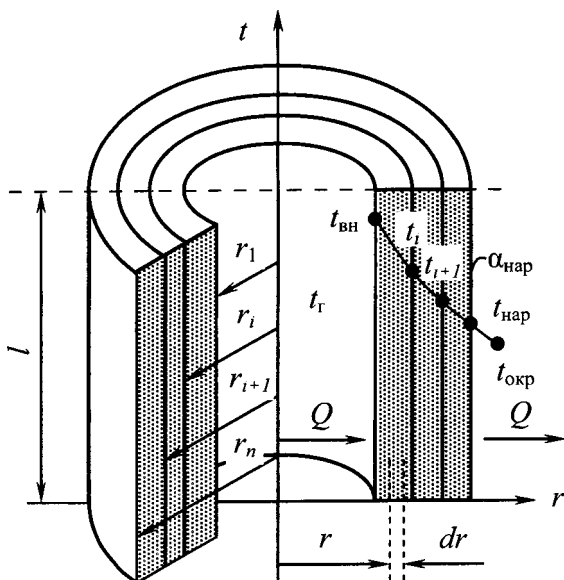


Рис. 6.5

Схема теплопередачи через цилиндрическую стенку

В цилиндрической стенке изменение температуры происходит только вдоль радиуса r (рис. 6.5). По длине цилиндра и по его периметру температура остается неизменной. Поэтому уравнение (5.1) будет иметь вид

$$q = -\lambda \frac{dt}{dr}. \quad (6.20)$$

Кроме того, по мере удаления от оси цилиндра площадь его внешней поверхности будет увеличиваться, а плотность теплового потока соответственно уменьшаться. Следовательно, q не является величиной постоянной, а зависит от радиуса r цилиндра. Таким образом, не выполняется основное условие в виде $q = \text{const}$, положенное в основу расчетных формул теплопередачи через плоскую стенку.

Для цилиндрической стенки постоянной является величина теплового потока $Q = \text{const}$, равная

$$Q = qF = 2\pi r l q, \quad (6.21)$$

где Q — тепловой поток, Вт; l — длина цилиндра, м.

С учетом (6.20) уравнение (6.21) преобразуется к виду

$$Q = -2\pi r l \lambda \frac{dt}{dr}. \quad (6.22)$$

Разделив переменные в уравнении (6.22)

$$dt = -\frac{Q}{2\pi\lambda l} \frac{dr}{r},$$

после интегрирования получаем

$$t = C - \frac{Q}{2\pi\lambda l} \ln r, \quad (6.23)$$

где C — постоянная интегрирования.

Из уравнения (6.23) следует, что распределение температуры в цилиндрической стенке подчиняется логарифмическому закону.

Введем понятие *погонной плотности теплового потока*:

$$q_{\text{пог}} = \frac{Q}{l}, \quad (6.24)$$

где $q_{\text{пог}}$ — погонная плотность теплового потока, Вт/м.

С учетом (6.24) уравнение (6.23) преобразуется к виду

$$t = C - \frac{q_{\text{пог}}}{2\pi\lambda} \ln r. \quad (6.25)$$

Перепишем уравнение (6.25) относительно $q_{\text{пог}}$. После подстановки граничных значений переменных ($r = r_1$, $t = t_{\text{вн}}$; $r = r_2$, $t = t_{\text{нар}}$) и исключения C получаем расчетную формулу для погонной плотности теплового потока для цилиндрической однослойной стенки при граничных условиях I рода ($\lambda = \text{const}$):

$$q_{\text{пог}} = \frac{2\pi(t_{\text{вн}} - t_{\text{нар}})}{\frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1}}. \quad (6.26)$$

Для многослойной стенки:

$$q_{\text{пог}} = \frac{2\pi(t_{\text{вн}} - t_{\text{нар}})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{r_{i+1}}{r_i}}. \quad (6.27)$$

Температура между слоями кладки равна

$$t_i = t_{\text{вн}} - \frac{q_{\text{пог}}}{2\pi} \sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_{i-1}} \ln \frac{r_i}{r_{i-1}}. \quad (6.28)$$

При граничных условиях III рода ($\lambda = \text{const}$) погонная плотность теплового потока через одно- и многослойную стенку определяется соответственно выражениями

$$q_{\text{пог}} = \frac{2\pi(t_{\text{г}} - t_{\text{окр}})}{\frac{1}{\alpha_1 r_1} + \frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_2 r_2}}; \quad (6.29)$$

$$q_{\text{пог}} = \frac{2\pi(t_{\text{г}} - t_{\text{окр}})}{\frac{1}{\alpha_1 r_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{r_{i+1}}{r_i} + \frac{1}{\alpha_2 r_{n+1}}}. \quad (6.30)$$

Температура между слоями кладки равна

$$t_i = t_{i-1} - \frac{q_{\text{пог}}}{2\pi\lambda_{i-1}} \ln \frac{r_i}{r_{i-1}}. \quad (6.31)$$

Для расчета тепловых потерь в окружающую среду при граничных условиях I и III рода используется уравнение

$$q_{\text{пор}} = \frac{2\pi(t_{\text{вн}} - t_{\text{окр}})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{r_{i+1}}{r_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{нар}} r_{i+1}}}. \quad (6.32)$$

Значения температур между слоями цилиндрической кладки определяются по формуле (6.31).

Погрешность расчета определяется по формуле

$$\left| \frac{t_{\text{нар}} - t_{\text{нар1}}}{t_{\text{нар}}} \right| \leq \varepsilon_{\text{погр}}, \quad (6.33)$$

где $t_{\text{нар}}$, $t_{\text{нар1}}$ — наружная температура стенки, определенная от $t_{\text{г}}$ и $t_{\text{окр}}$ соответственно, °С.

Пример 6.2. При граничных условиях III рода рассчитать линейную плотность теплового потока через трехслойную цилиндрическую стенку. Заданная погрешность расчета $\varepsilon_{\text{погр}} \leq 0,005$ (не более 0,5%). Температура газа внутри цилиндра $t_{\text{г}} = 1300^\circ\text{С}$, температура окружающей среды $t_{\text{окр}} = 40^\circ\text{С}$. Внутренний радиус цилиндра $r_1 = 1$ м. Огнеупорная кладка выполнена шамотом марки ШВ-42 толщиной $\delta_1 = 0,23$ м, тепловая изоляция — шамотным легковесом марки ШЛ-0,9 ($\delta_2 = 0,114$ м). Толщина стального корпуса цилиндра $\delta_3 = 0,02$ м. Коэффициент теплоотдачи к внутренней поверхности цилиндра $\alpha_1 = 100$ Вт/(м²·К); коэффициент теплоотдачи от цилиндра к воздуху $\alpha_2 = 15$ Вт/(м²·К). Коэффициент теплопроводности материалов определяется выражениями (табл. П.5):

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= 0,7 + 0,64 \cdot 10^{-3} t; \\ \lambda_2 &= 0,29 + 0,23 \cdot 10^{-3} t; \\ \lambda_3 &= 59,7 - 38 \cdot 10^{-3} t. \end{aligned}$$

Первая итерация.

Средняя температура в стенке:

$$\bar{t} = 0,5(1300 + 40) = 670^\circ\text{С}.$$

Средняя температура первого слоя:

$$\bar{t}_1 = 0,5(1300 + 670) = 985^\circ\text{С}.$$

Средняя температура третьего слоя:

$$\bar{t}_3 = 0,5(40 + 670) = 355(^\circ\text{C}).$$

Средняя температура второго слоя:

$$\bar{t}_2 = 0,5(985 + 355) = 670(^\circ\text{C}).$$

Коэффициент теплопроводности:

$$\lambda_1 = 0,7 + 0,64 \cdot 10^{-3} \cdot 985 = 1,33 \text{ (Вт/(м}\cdot\text{К))};$$

$$\lambda_2 = 0,29 + 0,23 \cdot 10^{-3} \cdot 670 = 0,444 \text{ (Вт/(м}\cdot\text{К))};$$

$$\lambda_3 = 59,7 - 38 \cdot 10^{-3} \cdot 355 = 46,21 \text{ (Вт/(м}\cdot\text{К))}.$$

Запишем формулу (6.30) для трехслойной стенки

$$q_{\text{пог}} = \frac{2\pi(t_{\text{г}} - t_{\text{окр}})}{\frac{1}{\alpha_1 r_1} + \frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{r_3}{r_2} + \frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{r_4}{r_3} + \frac{1}{\alpha_2 r_4}},$$

в которой

$$r_2 = 1 + 0,23 = 1,23;$$

$$r_3 = 1,23 + 0,114 = 1,344;$$

$$r_4 = 1,344 + 0,02 = 1,364 \text{ м}.$$

После подстановки численных значений получаем (Вт/м):

$$q_{\text{пог}} = (2 \cdot 3,14 \cdot (1300 - 40)) / \left(\frac{1}{100 \cdot 1} + \frac{1}{1,330} \ln \frac{1,23}{1} + \frac{1}{0,444} \ln \frac{1,344}{1,23} + \frac{1}{46,21} \ln \frac{1,364}{1,344} + \frac{1}{15 \cdot 1,364} \right) = 19 \, 091,1.$$

Температура между слоями кладки:

$$t_{\text{вн}} = t_{\text{г}} - \frac{q}{2\pi\alpha_1 r_1} = 1300 - \frac{19 \, 091,1}{2 \cdot 3,14 \cdot 100 \cdot 1} = 1269,6(^\circ\text{C});$$

$$t_1 = t_{\text{вн}} - \frac{q}{2\pi\lambda_1} \ln \frac{r_2}{r_1} = 1269,6 - \frac{19 \, 091,1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,33} \ln \frac{1,23}{1} = 796,4(^\circ\text{C});$$

$$t_2 = t_1 - \frac{q}{2\pi\lambda_2} \ln \frac{r_3}{r_2} = 796,4 - \frac{19 \, 091,1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,444} \ln \frac{1,344}{1,23} = 189,5(^\circ\text{C});$$

$$t_{\text{нар}} = t_2 - \frac{q}{2\pi\lambda_3} \ln \frac{r_4}{r_3} = 189,5 - \frac{19 \, 091,1}{2 \cdot 3,14 \cdot 46,21} \ln \frac{1,364}{1,344} = 189,5(^\circ\text{C}).$$

Вторая итерация.

$$\bar{t}_1 = 0,5(1269,6 + 796,4) = 1033 (\text{°C});$$

$$\bar{t}_2 = 0,5(796,4 + 189,5) = 493 (\text{°C});$$

$$\bar{t}_3 = 0,5(189,5 + 189,5) = 189,5 (\text{°C});$$

$$\lambda_1 = 0,7 + 0,64 \cdot 10^{-3} \cdot 1033 = 1,361 (\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}));$$

$$\lambda_2 = 0,29 + 0,23 \cdot 10^{-3} \cdot 493 = 0,403 (\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}));$$

$$\lambda_3 = 59,7 - 38 \cdot 10^{-3} \cdot 189,5 = 52,499 (\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}));$$

$$q_{\text{погр}} = (2 \cdot 3,14(1300 - 40)) /$$

$$\left(\frac{1}{100 \cdot 1} + \frac{1}{1,361} \ln \frac{1,23}{1} + \frac{1}{0,403} \ln \frac{1,344}{1,23} + \right.$$

$$\left. + \frac{1}{52,499} \ln \frac{1,364}{1,344} + \frac{1}{15 \cdot 1,364} \right) = 18 \ 350,6;$$

$$t_{\text{вн}} = 1300 - \frac{18 \ 350,6}{2 \cdot 3,14 \cdot 100 \cdot 1} = 1270,8 (\text{°C});$$

$$t_1 = 1270,8 - \frac{18 \ 350,6}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,361} \ln \frac{1,23}{1} = 826,3 (\text{°C});$$

$$t_2 = 826,3 - \frac{18 \ 350,6}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,403} \ln \frac{1,344}{1,23} = 183,6 (\text{°C});$$

$$t_{\text{нар}} = 183,6 - \frac{18 \ 350,6}{2 \cdot 3,14 \cdot 52,499} \ln \frac{1,364}{1,344} = 182,8 (\text{°C}).$$

По формуле (6.33) находятся:

$$t_{\text{нар1}} = t_{\text{окр}} + \frac{q}{2\pi\alpha_2 r_4} = 40 + \frac{18 \ 350,6}{2 \cdot 3,14 \cdot 15 \cdot 1,364} = 182,8 (\text{°C});$$

$$\left| \frac{t_{\text{нар}} - t_{\text{нар1}}}{t_{\text{нар}}} \right| = \frac{183,8 - 182,8}{183,8} = 0,005,$$

что соответствует заданной погрешности расчета.

Пример 6.3. Рассчитать плотность теплового потока через теплоизолированный свод печи при смешанной постановке граничных условий I и III рода. Заданная погрешность расчета $\varepsilon_{\text{погр}} \leq 0,005$ (не более 0,5%). Огнеупорная кладка выполнена диносом марки ДСО толщиной $\delta_1 = 0,45$ м, тепловая изоляция — диносовым легковесом марки ДЛ-1,0 толщиной $\delta_2 = 0,26$ м. Температура внут-

ренной поверхности свода и окружающей среды равна $t_{\text{вн}} = 1580^\circ\text{C}$ и $t_{\text{окр}} = 40^\circ\text{C}$ соответственно. Режим охлаждения наружной поверхности кладки — естественная конвекция. Коэффициент теплопроводности изделий определяется выражениями (табл. П. 5):

$$\lambda_1 = 0,93 + 0,71 \cdot 10^{-3}t; \quad \lambda_2 = 0,39 + 0,32 \cdot 10^{-3}t.$$

Первая итерация.

Средняя температура в стенке:

$$\bar{t} = 0,5(1580 + 40) = 810(^\circ\text{C}).$$

Средняя температура первого слоя:

$$\bar{t}_1 = 0,5(1580 + 810) = 1195(^\circ\text{C}).$$

Средняя температура второго слоя:

$$\bar{t}_2 = 0,5(810 + 40) = 425(^\circ\text{C}).$$

Предварительно определяем

$$\lambda_1 = 0,93 + 0,71 \cdot 10^{-3} \cdot 1195 = 1,78 \text{ (Вт/(м} \cdot \text{К))};$$

$$R_1 = \frac{0,45}{1,78} = 0,25 \text{ ((м}^2 \cdot \text{К)/Вт)};$$

$$\lambda_2 = 0,39 + 0,32 \cdot 10^{-3} \cdot 425 = 0,53 \text{ (Вт/(м} \cdot \text{К))};$$

$$R_2 = \frac{0,26}{0,53} = 0,49 \text{ ((м}^2 \cdot \text{К)/Вт)}.$$

Из соотношения (6.19) принимается

$$\frac{1}{\alpha_{\text{нар}}} = 0,05 \text{ ((м}^2 \cdot \text{К)/Вт)}.$$

По формуле (6.14) находится

$$K = \frac{1}{0,25 + 0,49 + 0,05} = 1,27 \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{К))}.$$

Таким образом,

$$q = 1,27(1580 - 40) = 1955,8 \text{ (Вт/м}^2\text{)}.$$

По формуле (6.15) определяются

$$t_1 = 1580 - 1955,8 \cdot 0,25 = 1091(^\circ\text{C});$$

$$t_{\text{нар}} = 1580 - 1955,8(0,25 + 0,49) = 132,7(^\circ\text{C}).$$

Вторая итерация.

$$\bar{t}_1 = 0,5(1580 + 1091) = 1335,5 (\text{°C});$$

$$\bar{t}_2 = 0,5(1091,0 + 132,7) = 611,8 (\text{°C});$$

$$\lambda_1 = 0,93 + 0,71 \cdot 10^{-3} \cdot 1335,5 = 1,88 (\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}));$$

$$R_1 = \frac{0,45}{1,88} = 0,24 ((\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт});$$

$$\lambda_2 = 0,39 + 0,32 \cdot 10^{-3} \cdot 611,8 = 0,58 (\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}));$$

$$R_2 = \frac{0,26}{0,58} = 0,45 ((\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}).$$

По формуле (6.16) определяется

$$\alpha_{\text{нар}} = 3,3 \sqrt[4]{132,7 - 40} + \frac{5,67 \cdot 0,8}{132,7 - 40} \times$$

$$\times \left[\left(\frac{132,7 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{40 + 273}{100} \right)^4 \right] = 18,8 (\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})).$$

Тогда

$$\frac{1}{\alpha_{\text{нар}}} = \frac{1}{18,8} = 0,05 ((\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}).$$

Далее находятся:

$$K = \frac{1}{0,24 + 0,45 + 0,05} = 1,35 (\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}));$$

$$q = 1,35(1580 - 40) = 2079 (\text{Вт}/\text{м}^2);$$

$$t_1 = 1580 - 2079 \cdot 0,24 = 1081 (\text{°C});$$

$$t_{\text{нар}} = 1580 - 2079(0,24 + 0,45) = 145,5 (\text{°C}).$$

Третья итерация.

$$\bar{t}_1 = 0,5(1580 + 1081) = 1330,5 (\text{°C});$$

$$\bar{t}_2 = 0,5(1081 + 145,5) = 613,2 (\text{°C});$$

$$\lambda_1 = 0,93 + 0,71 \cdot 10^{-3} \cdot 1330,5 = 1,87 (\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}));$$

$$R_1 = \frac{0,45}{1,87} = 0,24 ((\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт});$$

$$\lambda_2 = 0,39 + 0,32 \cdot 10^{-3} \cdot 613,2 = 0,59 (\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}));$$

$$R_2 = \frac{0,26}{0,59} = 0,44 ((\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт});$$

$$\alpha_{\text{нар}} = 3,3\sqrt[4]{145,5 - 40} + \frac{5,67 \cdot 0,8}{145,5 - 40} \times$$

$$\times \left[\left(\frac{145,5 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{40 + 273}{100} \right)^4 \right] = 19,64 \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{К))};$$

$$\frac{1}{\alpha_{\text{нар}}} = \frac{1}{19,64} = 0,05 \text{ ((м}^2 \cdot \text{К)/Вт)};$$

$$K = \frac{1}{0,24 + 0,44 + 0,05} = 1,37 \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{К))};$$

$$q = 1,37(1580 - 40) = 2109,8 \text{ (Вт/м}^2\text{)};$$

$$t_1 = 1580 - 2109,8 \cdot 0,24 = 1073,6 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$t_{\text{нар}} = 1580 - 2109,8(0,24 + 0,44) = 145,3 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$q_{\text{нар}} = 19,64(145,3 - 40) = 2068,1 \text{ (Вт/м}^2\text{)};$$

$$q_{\text{т}} = \frac{1580 - 145,3}{0,24 + 0,44} = 2109,8 \text{ (Вт/м}^2\text{)};$$

$$\left| \frac{2068,1 - 2109,8}{2109,8} \right| = 0,02.$$

Продолжаем итерации.

Четвертая итерация.

$$\bar{t}_1 = 0,5(1580 + 1073,6) = 1326,8 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$\bar{t}_2 = 0,5(1073,6 + 145,3) = 609,4 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$\lambda_1 = 0,93 + 0,71 \cdot 10^{-3} \cdot 1326,8 = 1,87 \text{ (Вт/(м} \cdot \text{К))};$$

$$R_1 = \frac{0,45}{1,87} = 0,24 \text{ ((м}^2 \cdot \text{К)/Вт)};$$

$$\lambda_2 = 0,39 + 0,32 \cdot 10^{-3} \cdot 609,4 = 0,58 \text{ (Вт/(м} \cdot \text{К))};$$

$$R_2 = \frac{0,26}{0,58} = 0,45 \text{ ((м}^2 \cdot \text{К)/Вт)};$$

$$\alpha_{\text{нар}} = 3,3\sqrt[4]{145,3 - 40} + \frac{5,67 \cdot 0,8}{145,3 - 40} \times$$

$$\times \left[\left(\frac{145,3 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{40 + 273}{100} \right)^4 \right] = 19,62;$$

$$\alpha_{\text{нар}} = \frac{1}{19,62} = 0,05 \text{ ((м}^2 \cdot \text{К)/Вт)};$$

$$K = \frac{1}{0,24 + 0,45 + 0,05} = 1,35 \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{К))};$$

$$q = 1,35(1580 - 40) = 2079 \text{ (Вт/м}^2);$$

$$t_1 = 1580 - 2079 \cdot 0,24 = 1081 \text{ (}^\circ\text{С)};$$

$$t_{\text{нар}} = 1580 - 2079(0,24 + 0,45) = 145,5 \text{ (}^\circ\text{С)};$$

$$q_{\text{нар}} = 19,62(145,5 - 40) = 2069,9 \text{ (Вт/м}^2);$$

$$q_{\text{т}} = \frac{1580 - 145,5}{0,24 + 0,45} = 2079 \text{ (Вт/м}^2);$$

$$\left| \frac{2069,9 - 2079}{2079} \right| = 0,004.$$

Таким образом, на четвертой итерации достигается заданная точность расчета.

Пример 6.4. При смешанной постановке граничных условий I и III рода определить плотность теплового потока через бадделеитокорундовый брус толщиной $\delta = 0,25$ м. Заданная погрешность расчета $\varepsilon_{\text{погр}} \leq 0,005$ (не более 0,5%). Температура внутренней поверхности бруса и окружающей среды равна $t_{\text{вн}} = 1400^\circ\text{С}$ и $t_{\text{окр}} = 40^\circ\text{С}$ соответственно. Наружная поверхность бруса подвергается принудительному охлаждению. Скорость воздуха $w = 50$ м/с. Коэффициент теплопроводности огнеупора (табл. П.5) определяется выражением $\lambda = 8,84 - 11,9 \cdot 10^{-3}t + 7 \cdot 10^{-6}t^2$.

Первая итерация.

Средняя температура в стенке:

$$\bar{t} = 0,5(1400 + 40) = 720 \text{ (}^\circ\text{С)}.$$

Коэффициент теплопроводности и термическое сопротивление:

$$\lambda = 8,84 - 11,9 \cdot 10^{-3} \cdot 720 + 7 \cdot 10^{-6} \cdot 720^2 = 3,9 \text{ (Вт/(м} \cdot \text{К))};$$

$$R = \frac{0,25}{3,9} = 0,064 \text{ ((м}^2 \cdot \text{К)/Вт)}.$$

Из соотношения (6.19) принимается

$$\frac{1}{\alpha_{\text{нар}}} = 0,05 \text{ ((м}^2 \cdot \text{К)/Вт)}.$$

По формуле (6.14) находится

$$K = \frac{1}{0,064 + 0,05} = 8,77 \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{К))}.$$

Следовательно,

$$q = 8,77(1400 - 40) = 11\,927,2 \text{ (Вт/м}^2\text{)}.$$

По формуле (6.15) определяется

$$t_{\text{нар}} = 1400 - 11\,927,2 \cdot 0,064 = 636,7 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Вторая итерация.

Средняя температура в стенке:

$$\bar{t} = 0,5(1400 + 636,7) = 1018,4 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Коэффициент теплопроводности и термическое сопротивление:

$$\lambda = 8,84 - 11,9 \cdot 10^{-3} \cdot 1018,4 + 7 \cdot 10^{-6} \cdot 1018,4^2 = 3,98 \text{ (Вт/(м} \cdot \text{К))};$$

$$R = \frac{0,25}{3,98} = 0,063 \text{ ((м}^2 \cdot \text{К)/Вт)}.$$

По формуле (6.17) находится

$$\alpha_{\text{нар}} = (9,5 + 0,07 \cdot 636,7)(1 + 0,2 \cdot 50) = 594,8 \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{К))}.$$

Тогда

$$\frac{1}{\alpha_{\text{нар}}} = \frac{1}{594,8} = 0,0017 \text{ ((м}^2 \cdot \text{К)/Вт)}.$$

Далее определяются:

$$K = \frac{1}{0,063 + 0,0017} = 15,46 \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{К))};$$

$$q = 15,46(1400 - 40) = 21\,025,6 \text{ (Вт/м}^2\text{)};$$

$$t_{\text{нар}} = 1400 - 21\,025,6 \cdot 0,063 = 75,4 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Третья итерация.

$$\bar{t} = 0,5(1400 + 75,4) = 737,7 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$\lambda = 8,84 - 11,9 \cdot 10^{-3} \cdot 737,7 + 7 \cdot 10^{-6} \cdot 737,7^2 = 3,87 \text{ (Вт/(м} \cdot \text{К))};$$

$$R = \frac{0,25}{3,87} = 0,065 ((\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт});$$

$$\alpha_{\text{нар}} = (9,5 + 0,07 \cdot 75,4)(1 + 0,2 \cdot 50) = 162,6 (\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}));$$

$$\frac{1}{\alpha_{\text{нар}}} = \frac{1}{162,6} = 0,0062 ((\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}).$$

$$K = \frac{1}{0,065 + 0,0062} = 14,04 (\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}));$$

$$q = 14,04(1400 - 40) = 19\,094,4 (\text{Вт}/\text{м}^2);$$

$$t_{\text{нар}} = 1400 - 19\,094,4 \cdot 0,065 = 158,9 (^\circ\text{C});$$

$$q_{\text{нар}} = 162,6(158,9 - 40) = 19\,333,1 (\text{Вт}/\text{м}^2);$$

$$q_{\text{т}} = \frac{1400 - 158,9}{0,065} = 19\,093,8 (\text{Вт}/\text{м}^2);$$

$$\left| \frac{19\,333,1 - 19\,093,8}{19\,094,4} \right| = 0,012 > \varepsilon_{\text{погр}}.$$

Продолжаем итерации.

Четвертая итерация.

$$\bar{t} = 0,5(1400 + 158,9) = 779,4 (^\circ\text{C});$$

$$\lambda = 8,84 - 11,9 \cdot 10^{-3} \cdot 779,4 + 7 \cdot 10^{-6} \cdot 779,4^2 = 3,82 (\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}));$$

$$R = \frac{0,25}{3,82} = 0,065 ((\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт});$$

$$\alpha_{\text{нар}} = (9,5 + 0,07 \cdot 158,9)(1 + 0,2 \cdot 50) = 226,8 (\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}));$$

$$\frac{1}{\alpha_{\text{нар}}} = \frac{1}{226,8} = 0,0044 ((\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт});$$

$$K = \frac{1}{0,065 + 0,0044} = 14,41 (\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}));$$

$$q = 14,41(1400 - 40) = 19\,597,6 (\text{Вт}/\text{м}^2);$$

$$t_{\text{нар}} = 1400 - 19\,597,6 \cdot 0,065 = 126,2 (^\circ\text{C});$$

$$q_{\text{нар}} = 226,8(126,2 - 40) = 19\,550,2 (\text{Вт}/\text{м}^2);$$

$$q_{\text{т}} = \frac{1400 - 126,2}{0,065} = 19\,596,9 (\text{Вт}/\text{м}^2);$$

$$\left| \frac{19\,550,2 - 19\,596,9}{19\,597,2} \right| = 0,0024 < \varepsilon_{\text{погр}} = 0,005,$$

что соответствует заданной точности расчета.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Условия однозначности при решении задач теплопроводности.
2. Граничные условия I рода.
3. Граничные условия II рода.
4. Граничные условия III рода.
5. Теплопередача через плоскую стенку при граничных условиях I рода.
6. Закон изменения температуры в плоской стенке.
7. Теплопередача через плоскую стенку при граничных условиях III рода.
8. Теплопередача через плоскую стенку при граничных условиях I и III рода.
9. Расчет температур на контакте слоев в многослойной плоской стенке.
10. Теплопередача через цилиндрическую стенку при условиях I рода.
11. Закон изменения температуры в цилиндрической стенке.
12. Дать определение линейной плотности теплового потока.
13. Теплопередача через цилиндрическую стенку при условиях III рода.
14. Расчет температур на контакте слоев в многослойной стенке.

КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН

7.1.

УРАВНЕНИЯ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА

Конвективный теплообмен определяется совокупностью тепловых и гидродинамических процессов, для описания которых используется система дифференциальных уравнений, состоящая из уравнений теплоотдачи, энергии и гидродинамики. Система этих уравнений имеет бесконечное множество решений. Для того чтобы получить единственное решение к системе уравнений, необходимо добавить условия однозначности, которые конкретизируют решаемую задачу.

Из уравнения теплоотдачи Ньютона (5.3) следует, что определяемым параметром при расчете процессов конвективного теплообмена является коэффициент конвективной теплоотдачи:

$$\alpha = \frac{q}{\Delta t}. \quad (7.1)$$

Исходной зависимостью для обобщения опытных данных по теплоотдаче является уравнение энергии, которое для случая движения газа и установившегося режима теплообмена $\frac{dt}{d\tau} = 0$ имеет вид

$$\frac{\partial t}{\partial x} w_x + \frac{\partial t}{\partial y} w_y + \frac{\partial t}{\partial z} w_z = a \nabla^2 t, \quad (7.2)$$

где w_x, w_y, w_z — проекции скорости w на оси прямоугольных декартовых координат; $a = \frac{\lambda}{c_p \rho}$ — коэффициент тем-

пературопроводности, являющийся физическим параметром вещества, $\text{м}^2/\text{с}$; $\nabla = \left\{ \frac{\partial}{\partial x}, \frac{\partial}{\partial y}, \frac{\partial}{\partial z} \right\}$ — дифференциальный оператор Гамильтона.

Уравнение (7.2), выражающее передачу теплоты конвекцией, называют дифференциальным уравнением теплопроводности в движущейся жидкости (газе) или уравнением Фурье — Кирхгофа. Поскольку в этом уравнении переменными величинами являются не только температура, но скорость и плотность, то при теоретических исследованиях теплопередачи конвекцией его следует рассматривать совместно с уравнениями сплошности и движения вязкой жидкости.

Уравнение сплошности является выражением закона сохранения (баланса) массы. Для несжимаемой жидкости с постоянной вязкостью оно имеет вид

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} + \frac{\partial w_z}{\partial z} = 0. \quad (7.3)$$

Уравнения движения Навье — Стокса представляют закон сохранения количества движения (импульса):

$$\begin{aligned} \rho \frac{dw_x}{d\tau} &= \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial z^2} \right); \\ \rho \frac{dw_y}{d\tau} &= \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 w_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial z^2} \right); \\ \rho \frac{dw_z}{d\tau} &= \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial z^2} \right), \end{aligned} \quad (7.4)$$

где $\frac{d}{d\tau} = \frac{\partial}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial}{\partial x} + w_y \frac{\partial}{\partial y} + w_z \frac{\partial}{\partial z}$ — полная производная; g_x, g_y, g_z — проекции ускорения g , вызванного массовой силой, на оси прямоугольных координат.

Большое значение для изучения условий теплопередачи конвекцией имеет уравнение, получающееся при рассмотрении процесса теплообмена в пограничном слое. Как отмечалось ранее (п. 5.1), теплопередача через ламинарный пограничный слой жидкости возможна только теплопро-

водностью. Поэтому, исходя из уравнения (5.1), для потока тепла, проходящего в направлении нормали через элемент поверхности нагрева dF , можно записать следующее выражение:

$$dQ = -\lambda \frac{\partial t}{\partial \delta} dF.$$

В то же время из уравнения (5.3) количество тепла, переданного конвекцией, равно

$$dQ = \alpha_{\kappa}(t_{\Gamma} - t_{\text{ст}})dF.$$

Так как через пограничный слой при стационарном состоянии системы проходит столько же тепла, сколько получает поверхность тела от движущейся жидкости, то можно записать равенство

$$-\lambda \frac{\partial t}{\partial \delta} dF = \alpha(t_{\Gamma} - t_{\text{ст}})dF$$

или

$$-\lambda \frac{\partial t}{\partial \delta} = \alpha(t_{\Gamma} - t_{\text{ст}}). \quad (7.5)$$

Выражение (7.5) характеризует граничные условия теплообмена и входит в систему уравнений, описывающих теплопередачу конвекцией.

Для ламинарного движения несжимаемой жидкости с постоянной вязкостью система уравнений (7.1)–(7.5) позволяет рассчитать коэффициент конвективной теплоотдачи. При турбулентном движении решение этой задачи аналитическими или приближенными численными методами представляется практически невозможным. Поэтому для нахождения α используются экспериментальные данные. Постановка эксперимента и обработка полученных результатов производится на основе теории подобия, базирующейся на применении чисел (критериев) подобия.

7.2.

ТЕОРЕМЫ И ЧИСЛА ПОДОБИЯ

Основные положения теории подобия формулируются в виде трех теорем.

Первая теорема подобия устанавливает, что равенство всех однотипных критериев подобия для двух физических явлений и систем является необходимым и достаточным

условием их подобия. Иными словами: у подобных явлений отношение однотипных чисел подобия равно единице или у подобных явлений числа подобия тождественны, т. е. равны *idem*.

Число (критерий) подобия — безразмерный комплекс, составленный из размерных величин, характеризующих физическое явление.

Вторая теорема подобия дает право представлять результаты эксперимента в виде *критериальных уравнений* — функциональной зависимости между числами подобия, определяющими рассматриваемый процесс. Такой способ обработки опытных данных позволяет распространять результаты единичного эксперимента на весь класс подобных явлений. Кроме чисел подобия в критериальные уравнения могут входить *симплексы* — безразмерные отношения однородных физических величин.

Третья теорема подобия постулирует подобие тех явлений, у которых подобны условия однозначности и критерии, составленные из условий однозначности, численно равны.

Условия однозначности задаются краевыми (начальными и граничными) условиями. Критерии, полученные из этих условий, называются *определяющими*. Критерии, составленные из величин, не входящих в условия однозначности, называются *определяемыми* (неопределяющими). Когда устанавливается подобие, определяемые критерии также получаются одинаковыми.

Таким образом, применение теории подобия позволяет, не интегрируя дифференциальные уравнения, получать из них критерии подобия. При этом из опытных данных устанавливаются критериальные зависимости, которые будут справедливы для всех подобных между собой процессов.

При моделировании процессов теплопереноса в тепловых агрегатах используются критерии гидродинамического Re , Gr , Eu , Fr (числа Рейнольдса, Грасгофа, Эйлера и Фруда соответственно) и теплового Nu , Pr , Pe , Fo , Bi (числа Нуссельта, Прандтля, Пекле, Фурье и Био соответственно) подобия.

Используя метод анализа размерностей, критерии подобия выводятся непосредственно из дифференциальных уравнений теплопередачи. Например, из уравнения движения (7.4) находятся определяющие числа подобия Рейнольдса, Эйлера и Фруда, из уравнения энергии (7.2) выводятся определяемые критерии Пекле и Нуссельта. Ряд чисел подобия образуется комбинацией перечисленных выше критерий. К ним, в частности, относятся числа Прандтля, Рэлея и др.

При решении задач конвективного теплообмена наиболее часто используются следующие критерии подобия.

1. *Число Рейнольдса* — критерий гидродинамического подобия, определяющий режим течения жидкости при вынужденной конвекции. Число Рейнольдса представляет собой отношение силы инерции к силе вязкого трения:

$$\text{Re} = \frac{\rho w l_0}{\mu} = \frac{w l_0}{\nu}, \quad (7.6)$$

где $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ — кинематическая вязкость, м²/с; l_0 — характерный линейный размер поверхности, м.

При течении газа в цилиндрических трубах $l_0 = d$, для другой формы поперечного сечения канала $l_0 = d_g$.

Течение газа подразделяется на три режима: ламинарный ($\text{Re}_r \leq 2300$), турбулентный ($\text{Re}_r \geq 1 \cdot 10^4$) и переходный ($2300 < \text{Re}_r < 1 \cdot 10^4$).

2. *Число Нуссельта* — критерий подобия процессов теплопереноса на границе между стенкой и жидкостью:

$$\text{Nu} = \frac{\alpha l_0}{\lambda}. \quad (7.7)$$

Поскольку тепловой поток за счет конвекции всегда больше по величине теплового потока за счет теплопроводности, то $\text{Nu} \geq 1$.

Число Нуссельта не содержит величин, выражающих условия однозначности подобных тепловых процессов, и поэтому не является определяющим критерием. Равенство чисел Нуссельта для подобных случаев теплообмена конвекцией получается лишь в том случае, когда соблюдаются

условия $Re = idem$ и $Pe = idem$ вместе с другими условиями подобия гидродинамических явлений.

3. *Число Пекле* — критерий теплового подобия, характеризующий соотношение между конвективным и молекулярным переносом теплоты в потоке жидкости (отношение конвекции к диффузии):

$$Pe = \frac{wl_0}{a}. \quad (7.8)$$

При малых значениях Pe преобладает молекулярная теплопроводность, при больших значениях — конвективный теплоперенос. Для теплового подобия движущихся потоков вязкой жидкости необходимо соблюдение двух критериев: $Pe = idem$ и $Re = idem$.

Число Пекле используется при построении расчетных схем (метод конечных разностей, метод конечных элементов) для решения дифференциальных уравнений в частных производных, описывающих течения вязких жидкостей.

4. *Число Грасгофа* — критерий свободного движения среды. Он характеризует режим движения при свободной конвекции. Определяется отношением подъемной силы, возникающей вследствие разности плотностей жидкости (газа), и вязкости в неизотермическом потоке:

$$Gr = \frac{\beta \Delta t l_0^3 g}{\nu^2}, \quad (7.9)$$

где β — температурный коэффициент объемного расширения, K^{-1} .

$$\text{Для идеальных газов } \beta = \frac{1}{T_0} = \frac{1}{273,15}.$$

5. *Число Прандтля* — критерий подобия температурных и скоростных полей в потоке жидкости, который учитывает влияние физических свойств теплоносителя на теплоотдачу. Число Прандтля получается из сочетания критериев Re и Pe :

$$Pr = \frac{Pe}{Re} = \frac{\nu}{a}. \quad (7.10)$$

Для идеальных газов число Прандтля определяется их атомностью. Например, для одно-, двух-, трех- и многоатомных газов $Pr = 0,67, 0,72, 0,8$ и 1 соответственно. Для реальных газов одинаковой атомности число Прандтля почти не зависит от их температуры и давления. Например, для воздуха $Pr \approx 0,722$.

Произведение чисел Грасгофа и Прандтля образует критерий Рэлея (Ra):

$$Ra = Gr \cdot Pr. \quad (7.10a)$$

6. *Число Фурье* — критерий теплового подобия, используемый при анализе нестационарных процессов теплопередачи; устанавливает связь между физическими свойствами, а также размерами тела и скоростью изменения в нем полей температуры:

$$Fo = \frac{a\tau}{l_0^2}. \quad (7.11)$$

Число Фурье является аналогом *критерия гомохронности* (Ho), учитывающего неустановившийся характер движения подобных потоков:

$$Ho = \frac{w\tau}{l_0}. \quad (7.12)$$

Кроме перечисленных чисел подобия при анализе процессов теплопередачи используются и другие критерии, например числа Эйлера, Фруда и Био.

Число Эйлера — критерий подобия полей давления, характеризующий соотношение силы давления к силе инерции:

$$Eu = \frac{\Delta p}{\rho w^2}. \quad (7.13)$$

Число Фруда — критерий гравитационного подобия, характеризующий влияние силы тяжести (собственного веса) на движение жидкости и являющийся мерой отношения силы инерции к силе тяжести:

$$Fr = \frac{w^2}{gl_0}. \quad (7.14)$$

Число Био — является одним из критериев краевого подобия стационарного теплообмена между нагретым (охлажденным) телом и окружающей средой. Критерий Био представляет собой отношение термического сопротивления стенки $\left(R = \frac{l_0}{\lambda}\right)$ к термическому сопротивлению передачи тепла на поверхности $\left(\frac{1}{\alpha}\right)$:

$$Bi = \frac{\alpha l_0}{\lambda}. \quad (7.15)$$

Для геометрически подобных тел равенство чисел Био определяет подобие температурных полей по сечению тела.

7.3. КРИТЕРИАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ

Решение дифференциального уравнения энергии (7.2) может быть дано в виде соотношения между критериями гидродинамического и теплового подобия. С учетом того, что коэффициент теплоотдачи α_k входит в число Нуссельта, а $Pe = Re Pr$, общая запись критериального уравнения для конвективной теплоотдачи имеет вид

$$Nu = f_1(Re, Gr, Pr, Fo, Ho, Fr). \quad (7.16)$$

При установившемся теплообмене из уравнения (7.16) исключаются числа Фурье и гомохронности. В случае, когда влияние сил тяжести на гидродинамику потока пренебрежительно мало, представляется возможным исключить из рассмотрения и число Фруда. В результате получаем

$$Nu = f_2(Re, Gr, Pr). \quad (7.17)$$

Характер задач конвективного теплообмена весьма многообразен. Тем не менее в большинстве случаев они могут быть классифицированы по режиму движения (свободному или вынужденному) текучей среды (газа, жидкости). Например, при свободном движении уравнение (7.17) преобразуется к виду

$$Nu = f_3(Gr, Pr) \quad (7.18)$$

или

$$\text{Nu} = A\text{Gr}^n\text{Pr}^m. \quad (7.18a)$$

При вынужденном движении

$$\text{Nu} = f_4(\text{Re}, \text{Pr}) \quad (7.19)$$

или

$$\text{Nu} = A\text{Re}^n\text{Pr}^m. \quad (7.19a)$$

Здесь A , n и m — экспериментальные коэффициенты критериального уравнения, которые отражают конкретные условия конвективного теплообмена. Значения коэффициентов зависят как от формы и пространственной ориентации поверхностей нагрева (охлаждения), так и гидродинамического режима движения текучей среды.

В прикладном плане наибольший интерес представляют задачи конвективного теплообмена, связанные с движением газовых потоков вдоль плоских (горизонтальных и вертикальных) поверхностей, а также обтеканием пространственных геометрических форм. Кроме того, практическое значение имеют методы расчета конвективного теплообмена при движении текучей среды в каналах различного сечения и в ограниченном пространстве.

Указанный круг задач имеет непосредственное отношение к печным агрегатам. В качестве примера можно привести конвективный теплообмен в каналах рекуператоров и насадках регенераторов, а также нагрев огнеупорной футеровки печей и поверхности изделий, подвергаемых тепловой обработке. В то же время следует отметить, что в промышленных печах в подавляющем большинстве случаев конвективный теплообмен обусловлен вынужденным движением газовых потоков. Причем это движение может быть как ламинарным, так и турбулентным.

Прикладные аспекты конвективного теплообмена рассмотрены в многочисленных учебных изданиях. Поэтому ограничимся приведением расчетных формул для наиболее типичных задач, решаемых при разработке промышленных печей различного назначения.

7.4. КОНВЕКТИВНАЯ ТЕПЛОТДАЧА ПРИ ВЫНУЖДЕННОМ ДВИЖЕНИИ ГАЗА

7.4.1. ТЕПЛОТДАЧА ПРИ ДВИЖЕНИИ В ТРУБАХ И КАНАЛАХ

При движении газа в трубах и каналах (рис. 7.1) уравнение для числа Нуссельта имеет вид выражения (7.17), структура которого зависит от режима движения газа: ламинарного ($Re_r \leq 2300$), турбулентного ($Re_r \geq 1 \cdot 10^4$) и переходного ($2300 < Re_r < 1 \cdot 10^4$).

При расчете чисел подобия Nu_r , Re_r и Gr_r за определяющую температуру принимается среднеарифметическая температура газов. Для труб определяющий размер $l_0 = d$, для каналов $l_0 = d_3$. Средняя скорость газа при нормальных условиях рассчитывается по уравнению (4.1) для массового расхода среды. Параметры ρ , λ , c_p и μ находятся по таблицам при средней температуре газа.

При ламинарном режиме движения средний коэффициент теплоотдачи α определяется из критериального уравнения М. А. Михеева:

$$Nu_r = 0,15 Re_r^{0,33} Pr_r^{0,43} Gr_r^{0,1} \left(\frac{Pr_r}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \varepsilon_l, \quad (7.20)$$

где Pr_r , $Pr_{ст}$ — число Прандтля при температуре газа и стенки трубы (канала) соответственно; ε_l — поправочный коэффициент, учитывающий влияние на α_r процесса гидродинамической стабилизации потока на начальном участке теплообмена.

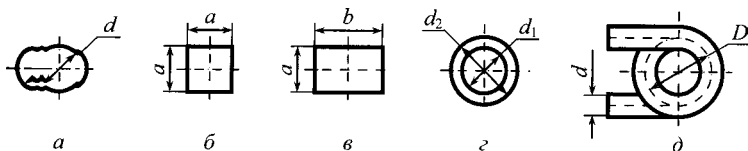


Рис. 7.1

Профили сечений труб и каналов:

a — круглый; $б$ — квадратный; $в$ — прямоугольный; $г$ — кольцевой; $д$ — трубчатый змеевик.

В уравнении (7.20) влияние физических свойств газа и их зависимость от температуры учитывается параметром $Pr_{\Gamma}^{0,43}$, а влияние направления теплового потока (от газа к стенке или наоборот) и температурного напора — параметром $\left(\frac{Pr_{\Gamma}}{Pr_{ст}}\right)^{0,25}$.

Коэффициент ε_l зависит от числа Рейнольдса и относительной длины трубы, выраженной отношением ее длины l к внутреннему диаметру d , т. е. от $\frac{l}{d}$ (табл. 7.1).

Для воздуха уравнение (7.20) преобразуется к виду

$$Nu_{\Gamma} = 0,13 Re_{\Gamma}^{0,33} Gr_{\Gamma}^{0,1} \varepsilon_l. \quad (7.21)$$

При турбулентном режиме движения газ интенсивно перемешивается и естественная конвекция фактически не оказывает влияния на теплоотдачу. Температура газа по сечению потока практически постоянна. Поэтому из совокупности определяющих чисел подобия исключается число Грасгофа.

При течении газа в прямых трубах и каналах круглого, квадратного, прямоугольного $\left(\frac{a}{b} = 1 - 40\right)$, кольцевого $\left(\frac{d_1}{d_2} = 1 - 5,6\right)$ и других сечений число Нуссельта определяется по критериальному уравнению М. А. Михеева:

$$Nu_{\Gamma} = 0,021 Re_{\Gamma}^{0,8} Pr_{\Gamma}^{0,43} \left(\frac{Pr_{\Gamma}}{Pr_{ст}}\right)^{0,25} \varepsilon_l. \quad (7.22)$$

Таблица 7.1

Значения коэффициента ε_l

Re	$\frac{l}{d}$								
	1	2	5	10	15	20	30	40	≥ 50
≤ 2·10 ³	1,90	1,70	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02	1
2·10 ⁴	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02	1
1·10 ⁵	1,28	1,22	1,15	1,1	1,08	1,06	1,03	1,02	1
≥ 1·10 ⁶	1,14	1,11	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01	1

Для воздуха уравнение (7.22) упрощается и принимает вид

$$\text{Nu}_r = 0,018 \text{Re}_r^{0,8} \varepsilon_l. \quad (7.23)$$

Формулы (7.22) и (7.23) справедливы при $\text{Re} = 1 \cdot 10^4 - 5 \cdot 10^6$ и $\text{Pr}_r = 0,6 - 2500$.

Процессы нагрева и охлаждения стенки трубы асимметричны. При нагревании газа интенсивность теплоотдачи ниже, чем при охлаждении. Соответственно

$$\alpha = \frac{K_{\text{нагр}}(w\rho d)^{0,8} \varepsilon_l}{d}; \quad (7.24)$$

$$\alpha = \frac{K_{\text{охл}}(w\rho d)^{0,8} \varepsilon_l}{d}, \quad (7.25)$$

где $K_{\text{нагр}}$, $K_{\text{охл}}$ — коэффициенты пропорциональности (табл. 7.2).

При прочих равных условиях течение газа в трубчатом змеевике (рис. 7.1*д*) характеризуется более интенсивной теплоотдачей по сравнению с прямыми трубами. Это связано с дополнительной турбулизацией газа, обусловленной действием центробежных сил в змеевике. Переход от ламинарного движения к турбулентному происходит при критическом числе Рейнольдса, которое зависит от отношения внутреннего диаметра трубы к радиусу закругления, т. е. от $\frac{d}{R}$, где $R = 0,5D$. Для змеевиков

$$\text{Re}_{\text{кр}} = 2300 + 10500 \left(\frac{d}{R} \right)^{0,3}. \quad (7.26)$$

Таблица 7.2

Коэффициенты $K_{\text{нагр}}$ и $K_{\text{охл}}$ в формулах (7.24) и (7.25)

Газ	Коэффициенты	$t, ^\circ\text{C}$			
		0	400	800	1200
Воздух	$K_{\text{нагр}}$	2,86	3,48	3,98	4,41
	$K_{\text{охл}}$	3,74	4,55	5,19	5,65
Продукты сгорания	$K_{\text{нагр}}$	2,89	3,92	4,67	5,19
	$K_{\text{охл}}$	3,76	5,16	6,14	6,88

Расчет теплоотдачи производится по формулам (7.22) и (7.23) для прямых труб. Полученное значение α_k умножается на поправочный коэффициент ε_R , который определяется выражением

$$\varepsilon_R = 1 + 1,77 \left(\frac{d}{R} \right). \quad (7.27)$$

Для переходного режима движения уравнение конвективной теплоотдачи имеет вид

$$\text{Nu}_T = K_0 \text{Pr}_T^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_T}{\text{Pr}_{CT}} \right)^{0,25} \varepsilon_l, \quad (7.28)$$

где K_0 — безразмерный параметр, зависящий от числа Re :

Re_T	2300	2500	3000	3500	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10 000
K_0	3,6	4,9	7,5	10,0	12,2	16,5	20,0	24,0	27,0	30,0	33,0

7.4.2. ТЕПЛОТДАЧА ПРИ ПРОДОЛЬНОМ ОБТЕКАНИИ ПЛАСТИНЫ И ТРУБ

На поверхности пластины (трубы) длиной l , омываемой продольным потоком газа, образуется гидродинамический пограничный слой (см. п. 5.2). Течение газа в пограничном слое может быть как ламинарным, так и турбулентным. Переход от ламинарного движения к турбулентному определяется критическим числом Рейнольдса. При неизотермических условиях $\text{Re}_{\text{кр}} = 4 \cdot 10^4$.

При ламинарном движении газа ($\text{Re}_T < 4 \cdot 10^4$) средний коэффициент конвективного теплообмена определяется по критериальному уравнению М. А. Михеева:

$$\text{Nu}_T = 0,66 \text{Re}_T^{0,5} \text{Pr}_T^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_T}{\text{Pr}_{CT}} \right)^{0,25}. \quad (7.29)$$

Для воздуха формула (7.29) имеет вид

$$\text{Nu}_T = 0,57 \text{Re}_T^{0,5}. \quad (7.30)$$

При турбулентном движении газа ($Re_\Gamma \geq 4 \cdot 10^4$) средний коэффициент конвективного теплообмена определяется по критериальному уравнению М. А. Михеева:

$$Nu_\Gamma = 0,037 Re_\Gamma^{0,8} Pr_\Gamma^{0,43} \left(\frac{Pr_\Gamma}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}. \quad (7.31)$$

Для воздуха уравнение (7.31) приводится к виду

$$Nu_\Gamma = 0,032 Re_\Gamma^{0,8}. \quad (7.32)$$

В уравнениях (7.29)–(7.32) за определяющую температуру принимается температура набегающего потока, за определяющий размер — длина пластины (трубы) l по направлению движения газа.

7.4.3. ТЕПЛОТДАЧА ПРИ ПОПЕРЕЧНОМ ОБТЕКАНИИ ПУЧКА ТРУБ

Рассмотренные выше частные случаи конвективного теплообмена характеризуются движением газового потока без отрыва пограничного слоя от поверхности. При поперечном обтекании цилиндров и других подобных тел пограничный слой отрывается от поверхности и покидает пристеночную область возвратного течения или застойную зону.

При поперечном обтекании одиночного цилиндра средний по периметру трубы коэффициент теплоотдачи рассчитывается по экспериментальным зависимостям:

$$Nu_\Gamma = 0,5 Re_\Gamma^{0,5} Pr_\Gamma^{0,38} \left(\frac{Pr_\Gamma}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad (7.33)$$

при $Re_\Gamma = 10 - 1 \cdot 10^3$;

$$Nu_\Gamma = 0,25 Re_\Gamma^{0,6} Pr_\Gamma^{0,38} \left(\frac{Pr_\Gamma}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad (7.34)$$

при $Re_\Gamma = 1 \cdot 10^3 - 2 \cdot 10^5$;

$$Nu_\Gamma = 0,023 Re_\Gamma^{0,8} Pr_\Gamma^{0,38} \left(\frac{Pr_\Gamma}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad (7.35)$$

при $Re_\Gamma = 1 \cdot 10^5 - 2 \cdot 10^6$.

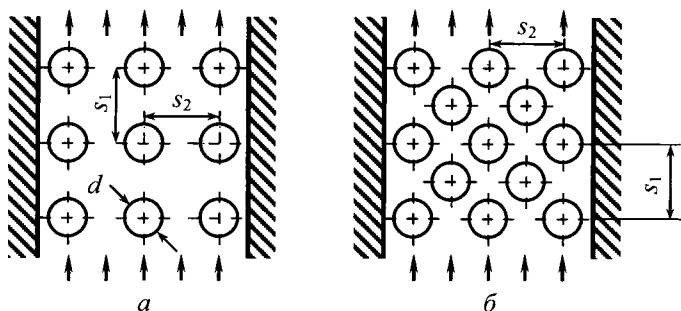


Рис. 7.2

Схема расположения труб в пучке:

a — коридорная; *б* — шахматная.

В формулах (7.33)–(7.35) определяющей температурой является температура газа. За определяющий размер принимается наружный диаметр трубы.

Перейдем к рассмотрению конвективной теплоотдачи при поперечном обтекании газом пучка труб. Известны два основных расположения труб в пучке: коридорное и шахматное (рис. 7.2). От расположения труб в пучке зависит характер их обтекания потоком и, следовательно, коэффициент теплоотдачи. Шахматное расположение труб характеризуется большим коэффициентом теплоотдачи. Коридорное расположение меньше засоряется пылью, содержащейся в дымовых газах.

Трубы первого ряда пучка находятся в условиях схожих с условиями одиночной трубы. Во втором ряду, вследствие дополнительной турбулизации потока, коэффициент теплоотдачи увеличивается. Начиная с третьего ряда, турбулентность потока стабилизируется, и коэффициент теплоотдачи не увеличивается.

Для третьего ряда пучка средний коэффициент теплоотдачи при условии $10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$ равен

$$Nu_r = C Re_r^n Pr_r^{\frac{1}{3}} \left(\frac{Pr_r}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \varepsilon_\varphi \varepsilon_S, \quad (7.36)$$

где $C = 0,26$, $n = 0,65$ и $C = 0,41$, $n = 0,6$ — при коридорном и шахматном расположении труб в пучке соответственно; ε_φ , ε_S — поправочные коэффициенты.

Поправка $\varepsilon_\varphi = \sqrt{\sin \varphi}$ (или $\varepsilon_\varphi = 1 - 0,54 \cos^2 \varphi$) учитывает влияние угла атаки φ набегающего потока (угол между вектором скорости и осью трубы) на коэффициент теплоотдачи. Более точные значения ε_φ представлены соотношениями:

φ°	90,0	80,0	70,0	60,0	50,0	40,0	30,0	20,0	10,0
ε_φ	1,00	1,00	0,98	0,94	0,88	0,78	0,67	0,52	0,42

Поправку ε_S , учитывающую взаимное расположение труб в пучке, определяют по формулам:

- для глубинных рядов труб пучка коридорного типа

$$\varepsilon_S = \left(\frac{d}{s_1} \right)^{0,15}; \quad (7.37)$$

- для глубинных рядов труб пучка шахматного типа

$$\varepsilon_S = \left(\frac{s_2}{s_1} \right)^{\frac{1}{6}} \quad \text{при} \quad \frac{s_2}{s_1} < 2 \quad (7.38)$$

и

$$\varepsilon_S = 1,12 \quad \text{при} \quad \frac{s_2}{s_1} \geq 2. \quad (7.38a)$$

Средний коэффициент теплоотдачи для труб первого ряда (по направлению движения потока) обоих типов пучка равен

$$\alpha_1 = 0,6\alpha_3, \quad (7.39)$$

где α_3 — средний коэффициент теплоотдачи, определенный по формуле (7.36).

Средний коэффициент теплоотдачи для труб второго ряда равен:

- коридорный пучок

$$\alpha_2 = 0,9\alpha_3; \quad (7.40)$$

- шахматный пучок

$$\alpha_2 = 0,7\alpha_3. \quad (7.41)$$

Средний коэффициент теплоотдачи для пучка в целом находится усреднением найденных значений α :

$$\alpha_{\text{пуч}} = \frac{(\alpha_1 F_1 + \alpha_2 F_2 + \dots + \alpha_n F_n)}{(F_1 + F_2 + \dots + F_n)},$$

где $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ — коэффициент теплоотдачи для отдельных рядов; F_1, F_2, \dots, F_n — площадь поверхности нагрева всех трубок в ряду.

Определяющими параметрами в формуле (7.36) являются:

- среднеарифметическое значение температуры газа в пучке

$$l_0 = d;$$

- максимальная скорость газа в самом узком поперечном сечении пучка.

7.5. КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН ПРИ СТРУЙНОМ ОБТЕКАНИИ ТЕЛ

Обдув поверхностей дозвуковыми струями газа находит широкое применение в промышленности. Его используют в струйных рекуператорах, при термообработке тонких металлических лент и листов, в системах воздушного охлаждения внешних поверхностей печных ограждений и т. п. Суть его заключается в том, что поверхность теплообмена омывается множеством газовых струй, направленных нормально к этой поверхности. В результате интенсивность теплоотдачи возрастает в три-пять раз по сравнению с ранее рассмотренными способами организации конвективного теплообмена.

Струйный обдув может реализовываться посредством истечения воздуха (газа) через перфорированную поверхность или сопловую систему. В цилиндрическом струйном рекуператоре (рис. 7.3а) металлическая труба 1 снаружи омывается горячими продуктами сгорания. Холодный воздух, идущий внутри перфорированной трубы 2, через отверстия в ее боковой поверхности поступает в кольце-

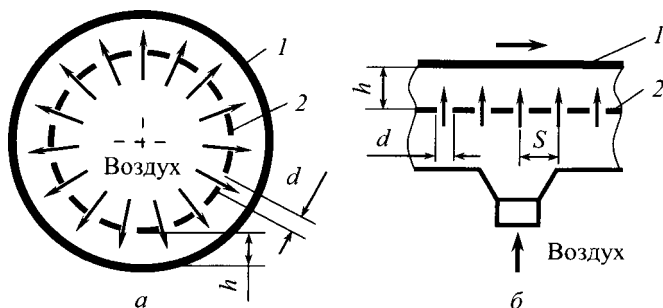


Рис. 7.3

Схема элемента цилиндрического струйного рекуператора (а) и установки охлаждения полосы (б):

1 — поверхность охлаждения; 2 — перфорированная поверхность.

вой зазор. В результате теплообмена с внутренней поверхностью трубы 1 воздух нагревается и по кольцевому зазору покидает рекуператор.

В установке охлаждения движущейся металлической полосы 1 (рис. 7.3б) подача воздуха производится через перфорированную поверхность 2 воздушного короба. Наряду с охлаждением, посредством струйного обдува обеспечивается перемещение полосы на газовой подушке без применения транспортирующих устройств.

Температура подогрева воздуха в струйном теплообменнике t_2 определяется геометрическими и режимными параметрами:

$$t_2 = f(d, S, h, \bar{w}, t_1, t_n),$$

где d — диаметр отверстия в перфорированной поверхности, м; S — шаг между осями отверстий, м; h — расстояние между стенками, м; \bar{w} — среднерасходная скорость воздуха на выходе из сопла, м/с; t_1 — начальная температура воздуха, °С; t_n — температура горячей поверхности, °С.

Экспериментально установлено, что наибольшая эффективность теплообмена достигается при отношении $4 < \frac{4h}{d} < 8$. Важной характеристикой струйного теплообмена является относительная поверхность перфорации \bar{f} :

$$\bar{f} = \frac{0,25n\pi d^2}{F}, \quad (7.42)$$

где n — число отверстий с диаметром d , находящихся на площади поверхности F .

Массовый расход воздуха через перфорированную поверхность определяется по формуле

$$g_B = w_1 \rho_1 \bar{f}, \quad (7.43)$$

где g_B — массовый расход воздуха, отнесенный к площади поверхности теплообмена, кг/(м²·с); w_1 — скорость истечения воздуха, м/с; ρ_1 — плотность воздуха на выходе из сопла, кг/м³.

Расчетное уравнение струйного теплообмена, полученное в результате обобщения экспериментальных данных В. А. Леонтьева, имеет вид

$$\theta = \left[E + \frac{(A + \text{Re}^{1,33-D}) \text{Re}^{0,44+0,4D}}{B + C \text{Re}^{1,4}} \right]^{-1}, \quad (7.44)$$

где $\theta = \frac{(t_2 - t_1)}{t_n - t_1}$ — относительная температура воздуха; $E = 1 + 1,35D^{0,4}$; $A = 3650 - \frac{1370D^2}{(1 - 2,2D)^2}$; $B = \frac{10^4(0,6 - 0,25D)}{D^3}$; $C = \frac{10^{-2}(25,4 - 54D)}{D^2}$; $D = 2\sqrt{\bar{f}}$.

Уравнение (7.44) справедливо при $\text{Re} < 10^5$ и $0,0025 < \bar{f} < 0,03$.

Связь между коэффициентом теплоотдачи α и относительной температурой θ устанавливается уравнением теплового баланса

$$q = \alpha(t_n - t_1) = \bar{c}_p g_B (t_2 - t_1), \quad (7.45)$$

из которого следует

$$\alpha = \bar{c}_p g_B \theta, \quad (7.46)$$

где \bar{c}_p — средняя теплоемкость воздуха в интервале температур $t_2 - t_1$, кДж/(м³·К).

При заданном значении массового расхода воздуха коэффициент конвективной теплоотдачи и относительная

температура изменяются взаимно пропорционально. Параметры α и θ одновременно достигают своих максимальных значений, которые ограничиваются только допустимой величиной потерь давления:

$$\Delta p = \frac{\rho_1 w_1^2}{2}. \quad (7.47)$$

Исходными данными для расчета струйного теплообмена являются относительная перфорация \bar{f} и массовый расход воздуха g_B , как правило, принимаемый равным 0,5–1 кг/(м²·с). Для струйного рекуператора оптимальное значение $g_B = 0,7$ кг/(м²·с).

Расчет струйного теплообменника завершается определением температуры подогрева воздуха t_2 , коэффициента теплоотдачи α и потери давления воздуха Δp .

Сопловые системы (рис. 7.4) используются при охлаждении локальных участков неподвижных поверхностей. В качестве примера можно привести боковые стены ванны стекловаренных печей, выполненные электроплавленным бадделеитокорундовым огнеупором. Верхняя часть блоков, в области контакта с поверхностью расплава стекла, подвергается принудительному воздушному охлаждению. Подача воздуха на поверхность охлаждения производится посредством цилиндрических и плоских сопел, присоединенных к общему воздухопроводу.

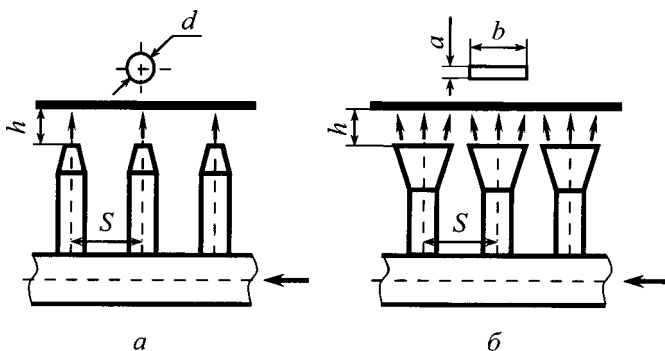


Рис. 7.4

Схема струйной обдувки плоской стенки: цилиндрические (а) и плоские сопла (б)

При подаче воздуха через конические сопла коэффициент теплоотдачи рассчитывается по формуле

$$\alpha = 0,01 \frac{2\lambda}{S} \text{Re}_r^{0,75} \frac{9 - 0,4 \left(\frac{S}{d}\right) \text{Pr}_r^{0,33}}{\left(\frac{h}{d}\right)^{0,2} 0,88}. \quad (7.48)$$

Выражение (7.48) справедливо при $2 \leq \frac{h}{d} \leq 9$ и $4,5 \leq \frac{S}{d} \leq 10,5$. За определяющий размер принимается $\frac{S}{2}$.

При подаче воздуха через плоские отверстия (щели):

$$\alpha = 0,131 \frac{\lambda}{d_3} \text{Re}_r^{0,73} \text{Pr}_r^{0,43} \left(\frac{S}{d_3}\right)^{-0,3} \quad (7.49)$$

или

$$\alpha = 0,172 \frac{\lambda}{d_3} \text{Re}_r^{0,73} \text{Pr}_r^{0,43} \left(\frac{S}{d_3}\right)^{-0,3} \left(\frac{h}{d_3}\right)^{-0,18}. \quad (7.50)$$

Формула (7.49) действительна при $\frac{h}{d_3} \leq 4$, формула (7.50) — при $4 < \frac{h}{d_3} < 30$. За определяющий размер принимается эквивалентный диаметр сопла.

Пример 7.1. Определить плотность теплового потока в окружающую среду при принудительном воздушном охлаждении наружной поверхности боковой стены варочного бассейна стекловаренной печи.

Исходные данные:

$$\begin{aligned} t_{\text{нар}} &= 150^\circ\text{C}, \quad t_{\text{в}} = 20^\circ\text{C}, \\ t_{\text{окр}} &= 40^\circ\text{C}, \quad w_{\text{в}} = 50 \text{ м/с}. \end{aligned}$$

Воздух подается через плоские сопла шириной $a = 0,02$ м и длиной $b = 0,4$ м; межсоевое расстояние $S = 0,6$ м; расстояние сопла от поверхности охлаждения $h = 0,05$ м.

Результаты расчета.

Поскольку отбор тепла производится от твердой стенки, то уравнение конвективной теплоотдачи имеет вид

$$q = \alpha(t_{\text{нар}} - t_{\text{окр}}).$$

Эквивалентный диаметр сопла:

$$d_3 = \frac{4F}{\Pi} = \frac{4(0,02 \cdot 0,4)}{2(0,02 + 0,4)} = 0,038 \text{ (м}^2\text{)}.$$

Отношение $\frac{h}{d_3} = \frac{0,05}{0,038} = 1,32$ удовлетворяет условию $\frac{h}{d_3} \leq 4$, поэтому для расчета α используется уравнение (7.49).

По таблице П.2 при 20°C находим коэффициент теплопроводности, кинематической вязкости и число Прандтля для воздуха:

$$\lambda = 2,59 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}, \quad \nu = 15,03 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}, \quad \text{Pr} = 0,701.$$

Число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{50 \cdot 0,038}{15,03 \cdot 10^{-6}} = 126413,8.$$

После подстановки в формулу (7.49) получаем

$$\alpha = 0,131 \frac{2,59 \cdot 10^{-2}}{0,038} 126413,8^{0,73} \cdot 0,701^{0,43} \left(\frac{0,6}{0,038} \right)^{-0,3} = 177,5 \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{К))}.$$

Таким образом, плотность теплового потока:

$$q = 177,5(150 - 40) = 19525 \text{ (Вт/м}^2\text{)}.$$

Пример 7.2. Определить плотность теплового потока в окружающую среду через бадделеитокорундовый брус толщиной $\delta = 0,25$ м. Температура внутренней поверхности бруса и окружающей среды равна $t_{\text{вн}} = 1400^\circ\text{C}$ и $t_{\text{окр}} = 40^\circ\text{C}$ соответственно. Наружная поверхность бруса охлаждается воздухом, подаваемым через плоские сопла. Из примера 7.1 принимаем коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности бруса $\alpha = 177,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$. Коэффициент теплопроводности огнеупора (табл. П.5) равен $\lambda = 8,84 - 11,9 \cdot 10^{-3}t + 7 \cdot 10^{-6}t^2$. Заданная погрешность расчета $\varepsilon_{\text{погр}} \leq 0,005$ (не более 0,5%).

Первая итерация.

Средняя температура бруса:

$$\bar{t} = 0,5(1400 + 40) = 720 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Коэффициент теплопроводности материала бруса:

$$\lambda = 8,84 - 11,9 \cdot 10^{-3} \cdot 720 + 7 \cdot 10^{-6} \cdot 720^2 = 3,9 \text{ (Вт/(м·К))}.$$

Удельный тепловой поток при граничных условиях I и III рода равен

$$q = \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{окр}}}{\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha}} = \frac{1400 - 40}{\frac{0,25}{3,90} + \frac{1}{177,5}} = 19\,502 \text{ (Вт/м}^2\text{)}.$$

Температура наружной поверхности бруса:

$$t_{\text{нар}} = t_{\text{вн}} - \frac{\delta}{\lambda} q = 1400 - \frac{19\,502 \cdot 0,25}{3,9} = 149,9 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Вторая итерация.

Средняя температура бруса:

$$\bar{t} = 0,5(1400 + 149,9) = 775 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Коэффициент теплопроводности:

$$\lambda = 8,84 - 11,9 \cdot 10^{-3} \cdot 775 + 7 \cdot 10^{-6} \cdot 775^2 = 3,82 \text{ (Вт/(м·К))}.$$

Удельный тепловой поток равен

$$q = \frac{1400 - 40}{\frac{0,25}{3,82} + \frac{1}{177,5}} = 19\,133,7 \text{ (Вт/м}^2\text{)}.$$

Температура наружной поверхности бруса:

$$t_{\text{нар}} = 1400 - \frac{19\,133,7 \cdot 0,25}{3,82} = 147,8 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Определение погрешности расчета:

$$q_{\text{нар}} = 177,5(147,8 - 40) = 19\,134,5 \text{ (Вт/м}^2\text{)};$$

$$q_{\text{т}} = \frac{1400 - 147,8}{\frac{0,25}{3,82}} = 19\,133,6 \text{ (Вт/м}^2\text{)};$$

$$\varepsilon_{\text{погр}} = \left| \frac{19\,134,5 - 19\,133,6}{19\,133,7} \right| = 0,00005,$$

что удовлетворяет заданной точности расчета.

Пример 7.3. Определить коэффициент теплоотдачи от поверхности, охлаждаемой потоком воздуха при $t_b = 20^\circ\text{C}$. Принимаем $t_{\text{нар}} = 140^\circ\text{C}$. Воздух подается через перфорированную поверхность:

- диаметр отверстий — $d = 0,01$ м;
 - массовый относительный расход воздуха — $g_b = 0,7$ кг/($\text{м}^2 \cdot \text{с}$);
 - величина относительной перфорации — $\bar{f} = 0,012$.
- Параметры охлаждающего воздуха (табл. П.8):

$$\begin{aligned}\rho &= 1,2045 \text{ кг/м}^3; \\ v &= 15,03 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \\ c_p &= 1,2979 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}).\end{aligned}$$

Объемный расход воздуха:

$$V = \frac{0,7}{1,2045} = 0,5812 \text{ (м}^3 / (\text{м}^2 \cdot \text{с})).$$

Скорость воздуха:

$$w = \frac{0,5812}{0,012} = 48,4 \text{ (м/с)}.$$

Площадь сечения отверстия:

$$f = 3,14 \cdot \frac{0,01^2}{4} = 7,85 \cdot 10^{-5} \text{ (м}^2).$$

Количество отверстий на 1 м^2 перфорированной поверхности:

$$n = \frac{0,012}{7,85 \cdot 10^{-5}} = 153.$$

Для воздушной струи:

$$\text{Re} = 48,4 \cdot \frac{0,01}{15,03 \cdot 10^{-6}} = 32\,202,3.$$

Параметры и коэффициенты:

$$\begin{aligned}D &= 2\sqrt{0,012} = 0,2191; \\ E &= 1 + 1,35 \cdot 0,2191^{0,4} = 1,736;\end{aligned}$$

$$C = \frac{10^{-2}(25,4 - 54 \cdot 0,2191)}{0,2191^2} = 2,826;$$

$$B = \frac{10^4(0,6 - 0,25 \cdot 0,2191)}{0,2191^3} = 518\,380,5;$$

$$A = 3650 - \frac{1370 \cdot 0,2191^2}{(1 - 2,2 \cdot 0,2191)^2} = 3404,9;$$

$$\text{Re}^{1,4} = 32\,202,3^{1,4} = 2\,046\,641;$$

$$\text{Re}^{0,44+0,4D} = 32\,202,3^{0,44+0,4 \cdot 0,2191} = 239,1;$$

$$\text{Re}^{1,33-D} = 32\,202,3^{1,33-0,2191} = 101\,814,9.$$

$$\theta = \left[1,736 + \frac{(3404,9 + 101\,814,9) \cdot 239,1}{518\,380,5 + 2,826 \cdot 2\,046\,641} \right]^{-1} = 0,175.$$

Температура подогрева воздуха:

$$t_{\text{в2}} = 20 + 0,175(140 - 20) = 41 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Данной температуре соответствует

$$\bar{c}_p = 1298,3 \text{ (Дж/(м}^3 \cdot \text{К))}.$$

Следовательно,

$$\alpha = \bar{c}_p g_{\text{в}} \theta = 1298,3 \cdot 0,7 \cdot 0,175 = 159 \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{К))}.$$

Пример 7.4. Определить плотность теплового потока в окружающую среду через бадделеитокорундовый брус толщиной $\delta = 0,25$ м. Температура внутренней поверхности бруса и окружающей среды равна $t_{\text{вн}} = 1400^\circ\text{C}$ и $t_{\text{окр}} = 20^\circ\text{C}$ соответственно. Наружная поверхность бруса охлаждается воздухом, подаваемым через плоские сопла. Из примера 7.3 принимаем коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности бруса $\alpha = 159 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$. Коэффициент теплопроводности огнеупора (табл. П.5) равен

$$\lambda = 8,84 - 11,9 \cdot 10^{-3}t + 7 \cdot 10^{-6}t^2.$$

Заданная погрешность расчета $\varepsilon_{\text{порр}} \leq 0,005$ (не более 0,5%).

Первая итерация.

Средняя температура бруса:

$$\bar{t} = 0,5(1400 + 20) = 710 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Коэффициент теплопроводности материала бруса:

$$\lambda = 8,84 - 11,9 \cdot 10^{-3} \cdot 710 + 7 \cdot 10^{-6} \cdot 710^2 = 3,92 \text{ (Вт/(м·К))}.$$

Удельный тепловой поток при граничных условиях I и III рода равен

$$q = \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{окр}}}{\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha}} = \frac{1400 - 20}{\frac{0,25}{3,92} + \frac{1}{159}} = 19\,696 \text{ (Вт/м}^2\text{)}.$$

Температура наружной поверхности бруса:

$$t_{\text{нар}} = t_{\text{вн}} - \frac{q\delta}{\lambda} = 1400 - 19\,696 \cdot \frac{0,25}{3,92} = 143,9 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Вторая итерация.

Средняя температура бруса:

$$\bar{t} = 0,5(1400 + 143,9) = 772 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Коэффициент теплопроводности:

$$\lambda = 8,84 - 11,9 \cdot 10^{-3} \cdot 772 + 7 \cdot 10^{-6} \cdot 772^2 = 3,82 \text{ (Вт/(м·К))}.$$

Удельный тепловой поток равен

$$q = \frac{1400 - 20}{\frac{0,25}{3,82} + 159} = 19\,237,6 \text{ (Вт/м}^2\text{)}.$$

Температура наружной поверхности бруса:

$$t_{\text{нар}} = 1400 - 19\,237,6 \cdot \frac{0,25}{3,82} = 141 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Определение погрешности расчета:

$$q_{\text{нар}} = 159(141 - 20) = 19\,239 \text{ (Вт/м}^2\text{)};$$

$$q_{\text{т}} = \frac{1400 - 141}{\frac{0,25}{3,82}} = 19\,237,5 \text{ (Вт/м}^2\text{)};$$

$$\varepsilon_{\text{погр}} = \left| \frac{19\,239 - 19\,237,5}{19\,237,6} \right| = 0,00008,$$

что удовлетворяет заданной точности расчета.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Параметры, определяющие коэффициент конвективной теплоотдачи.
2. Теоремы подобия.
3. Числа подобия, применяемые при расчете конвективного теплообмена.
4. Формула для расчета числа Рейнольдса.
5. Формула для расчета числа Нуссельта.
6. Критериальное уравнение конвективного теплообмена.
7. Теплоотдача при движении газа в трубах и каналах.
8. Теплоотдача при продольном обтекании пластины.
9. Теплоотдача при продольном обтекании труб.
10. Теплоотдача при поперечном обтекании труб.
11. Теплоотдача при струйном обтекании тел.

ГЛАВА 8

РАДИАЦИОННЫЙ ТЕПЛОБМЕН

8.1. ЗАКОНЫ ТЕПЛООВОГО ИЗЛУЧЕНИЯ

8.1.1. ЗАКОНЫ ИЗЛУЧЕНИЯ АБСОЛЮТНОГО ЧЕРНОГО ТЕЛА

В основу расчетов теплового излучения различных тел положены законы излучения абсолютного черного тела, спектральная и интегральная поглощательная способность которого равна единице. Универсальный характер этих законов предопределяет их прикладную значимость для инженерных расчетов лучистого теплообмена.

Закон Планка устанавливает зависимость спектральной плотности потока излучения абсолютно черного тела от длины волны λ и температуры:

$$I_{0\lambda} = \frac{C_1 \lambda^{-5}}{\exp \frac{C_2}{\lambda T} - 1}, \quad (8.1)$$

где $C_1 = 2\pi\hbar c_0^2 = 3,7418 \cdot 10^{-16}$ Вт/м²; $C_2 = \frac{\hbar c_0}{k} = 1,4387 \cdot 10^{-2}$ м·К; $\hbar = 6,625 \cdot 10^{-34}$ — постоянная Планка, Дж·с; $c_0 = 2,998 \cdot 10^8$ — скорость света в вакууме, м/с.

Постоянная Планка устанавливает связь между энергией излучения одного кванта e и частотой излучателя ν :

$$e = \hbar \nu.$$

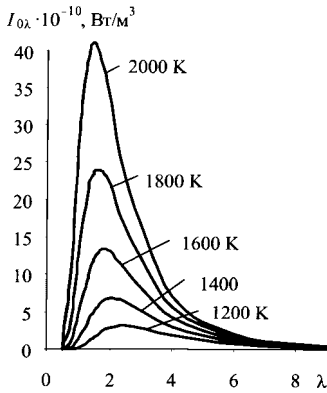


Рис. 8.1
Спектральная плотность
интенсивности излучения

Положение максимума $I_{0\lambda}$, соответствующее λ_{\max} , зависит от температуры и с ее повышением смещается в сторону коротких волн.

Уравнение (8.1) хорошо подтверждается опытом и является основной и наиболее общей формулой закона излучения абсолютно черного тела. Все остальные формулы, описывающие частные закономерности излучения абсолютно черного тела, могут быть получены аналитически, как следствия из выражения (8.1).

Закон смещения Вина формализуется выражением

$$\lambda_{\max} T = 2,898 \text{ (мм} \cdot \text{К)}. \quad (8.2)$$

Из уравнения (8.2) следует, что произведение $\lambda_{\max} T$ не зависит от температуры тела и при всех ее значениях является величиной постоянной. Определяя по уравнению (8.2) значение λ_{\max} и подставляя его в формулу Планка (8.1), получаем величину максимальной спектральной плотности потока излучения $I_{0\lambda_{\max}}$ при температуре T :

$$I_{0\lambda_{\max}} = \frac{C_1}{\lambda_{\max}^5 \left[\exp\left(\frac{C_2}{\lambda_{\max} T}\right) - 1 \right]} = 1,2895 \cdot 10^{-5} T^5 \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{м))}.$$

Постоянная Больцмана k характеризует связь между температурой и внутренней энергией излучения:

$$U = kT.$$

Из данных рисунка 8.1 следует, что спектр излучения абсолютно черного тела является непрерывным и неравномерным. Кривые спектрального распределения интенсивности характеризуются наличием максимума с резким спадом в сторону коротких волн и более пологим в сторону длинных волн. Расположение максимума $I_{0\lambda}$, соответствующее λ_{\max} , зависит от температуры и с ее повышением смещается в сторону коротких волн.

Закон Стефана — Больцмана устанавливает связь между плотностью потока интегрального полусферического излучения абсолютно черного тела E_0 и его температурой:

$$E_0 = \sigma_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4 = C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad (8.3)$$

где $\sigma_0 = 5,6686 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴) — постоянная Стефана — Больцмана; $C_0 = \sigma_0 \cdot 10^8 \approx 5,67$ Вт/(м²·К⁴) — коэффициент излучения абсолютно черного тела.

Для серого тела ($\varepsilon < 1$) уравнение (8.3) преобразуется к виду

$$E = \varepsilon E_0 = \varepsilon C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4. \quad (8.4)$$

Закон Ламберта определяет значение плотности потока излучения E_0 в зависимости от его направления по отношению к излучающей поверхности тела. Наибольшей плотностью обладает поток излучения по нормали к поверхности $E_n = \frac{E}{\pi}$ (рис. 8.2а). Плотность потока по остальным направлениям E_φ равна

$$E_\varphi = E_n \cos \varphi = \frac{E}{\pi} \cos \varphi. \quad (8.5)$$

Закон Ламберта строго справедлив для абсолютно черных тел. Он хорошо выполняется для диэлектриков и окисленных поверхностей металлов при $\varphi < 60^\circ$.

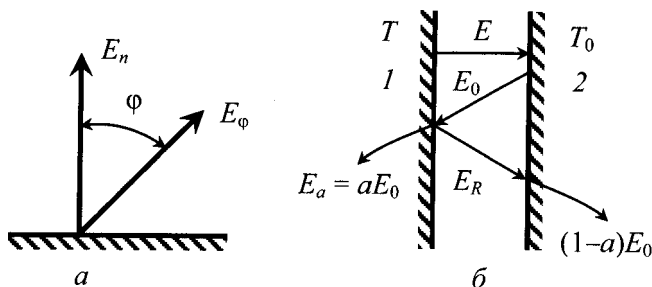


Рис. 8.2
К выводу законов Ламберта (а) и Кирхгофа (б)

8.1.2. ЗАКОНЫ ИЗЛУЧЕНИЯ РЕАЛЬНЫХ ТЕЛ

Реальные тела по своим радиационным свойствам отличаются от абсолютно черного тела. Поэтому при равных температурах, площадях и ориентации в пространстве они излучают и поглощают меньше энергии, чем идеальные излучатели, характеризующиеся степенью черноты равной единице.

Закон Кирхгофа устанавливает связь между степенью черноты ε и поглощательной способностью a серых тел.

Рассмотрим лучистый теплообмен между двумя параллельными неограниченными поверхностями (рис. 8.2б): серой поверхностью 1, характеризующейся температурой T и поглощательной способностью a , и абсолютно черной поверхностью 2 с температурой T_0 . Принимаем $T > T_0$. Тогда плотность теплового потока излучения от серого тела к абсолютно черному телу равна

$$q = E - aE_0.$$

Здесь E — плотность потока излучения серого тела, полностью поглощенная абсолютно черным телом, а aE_0 — плотность потока излучения абсолютно черного тела, поглощенная серым телом.

Отраженный от серого тела лучистый поток $(1 - a)E_0$ полностью поглощается абсолютно черным телом. При достижении условия $T = T_0$ наступает тепловое равновесие, при котором $q = 0$ и

$$\frac{E}{a} = E_0. \quad (8.6)$$

Уравнение (8.6) постулирует, что отношение плотности потока излучения тела к его поглощательной способности одинаково для всех сред и равно плотности потока излучения абсолютно черного тела при той же температуре. Отсюда следует, что поглощательная способность тела равна степени черноты

$$a = \varepsilon.$$

Закон Бугера — Бера характеризует ослабление интенсивности монохроматического излучения в поглощаю-

щей среде. Если интенсивность собственного излучения среды много меньше излучения, ослабленного средой, то закон Бугера — Бера имеет вид

$$I = I_0 \exp(-k_{\text{осл}} l), \quad (8.7)$$

где I_0 — интенсивность падающего излучения, Вт/(м²·м); $k_{\text{осл}}$ — коэффициент ослабления среды, м⁻¹; l — толщина поглощающего слоя, м.

Коэффициент ослабления $k_{\text{осл}}$ характеризует относительное изменение интенсивности излучения на единицу длины луча в поглощающей и рассеивающей среде. При этом комплекс $k_{\text{осл}} l$ получил название *оптической плотности среды*.

В общем случае

$$k_{\text{осл}} = k_{\text{пог}} + k_{\text{рас}}, \quad (8.8)$$

где $k_{\text{пог}}$, $k_{\text{рас}}$ — коэффициент поглощения и рассеивания среды соответственно, м⁻¹.

Если рассеивание в среде пренебрежительно мало, то $k_{\text{осл}} = k_{\text{пог}}$.

Из закона Бугера — Бера следует, что поглощательную способность слоя среды определяется выражением

$$a = 1 - \exp(-k_{\text{осл}} l). \quad (8.9)$$

8.2.

РАДИАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА ТЕЛ И СРЕД

Все виды теплового излучения могут быть классифицированы по спектральному составу в зависимости от характера распределения спектральной плотности энергии излучения, а также от наличия или отсутствия излучения в разных частях спектра. Тела, излучение которых соответствует условию $\frac{E_\lambda}{E_{0\lambda}} = \varepsilon_\lambda = \text{const}$, называются *абсолютно серыми*. Абсолютно серые тела излучают энергию на любой волне спектра, поэтому такое излучение называется *сплошным*. Если $\varepsilon_\lambda = \text{var}$, то тепловое излучение подобных тел определяется как *селективное*. Его частным случаем

является *дискретное* излучение, при котором излучение происходит только в некоторых частях спектра.

Спектры излучения реальных тел весьма сложны. Они зависят от длины волны, плотности, коэффициента преломления, температуры, состояния поверхности и многих других факторов. Поэтому для практических расчетов, как правило, используется модель «серого» излучения, а радиационные свойства тел оцениваются интегральными характеристиками.

Тепловое излучение газов в рабочем пространстве пламенных печей определяется в основном излучательной и поглощательной способностью трехатомных газов CO_2 и H_2O , образующихся при сжигании топлива. Для инженерных расчетов сложные спектры этих газов заменяют упрощенными дискретными спектрами излучения и поглощения в инфракрасной области. При этом тепловое излучение газов и их смесей складывается из излучения и поглощения выделенных полос спектра (табл. 8.1).

Таблица 8.1

Полосы излучения и поглощения трехатомных газов

Газ	Длина волны λ , мкм					
CO_2	—	2,4–3	4–4,8	—	—	12,5–16,5
H_2O	1,7–2,3	2,3–3,4	4,8–8,5	6,9–7,6	8–9,5	15,8–23,2

Излучение газов носит объемный характер. При этом излучаемая газом энергия зависит от толщины газового слоя и концентрации излучающих молекул. Если концентрацию молекул оценивать парциальным давлением, то расчетная формула для интегральной степени черноты газов ϵ_r имеет вид

$$\epsilon_r = a_r = 1 - \exp(-k_{\text{осл}} p l_{\text{эф}}), \quad (8.10)$$

где p — парциальное давление газа, Па; $l_{\text{эф}}$ — эффективная длина луча, м.

Эффективная длина луча находится по формуле

$$l_{\text{эф}} = \frac{m4V}{F} \quad (8.11)$$

или

$$l_{\text{эф}} = \frac{3,6V}{F}, \quad (8.11a)$$

где m — коэффициент эффективности газового объема (табл. 8.2); V — объем излучающего газа, м³; F — площадь поверхностей, ограничивающих объем газа, м².

Таблица 8.2

Коэффициент эффективности газового объема

Форма газового объема	Коэффициент m
Шар диаметром d	$0,65d$
Куб со стороной a	$0,67a$
Цилиндр высотой $h = d$ при излучении:	
на боковую поверхность	$0,6d$
на центр основания	$0,77d$
Длинный канал со сторонами a и b	$3,6ab/2(a + b)$

Для смеси CO_2 и H_2O коэффициент ослабления определяется по формуле А. М. Гурвича и В. В. Митора, которая с учетом размерности парциального давления (Па) имеет вид

$$k_{\text{осл}} = \frac{0,8 + 1,6 \cdot 10^{-5} p_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{(p_{\text{CO}_2} + p_{\text{H}_2\text{O}}) \cdot 10^{-5} l_{\text{эф}}}} \left[1 - 0,38 \left(\frac{T_{\text{г}}}{1000} \right) \right], \quad (8.12)$$

где $T_{\text{г}}$ — температура газа, К; $p_{\text{CO}_2} = (0,01\text{CO}_2)p_2$, $p_{\text{H}_2\text{O}} = (0,01\text{H}_2\text{O})p_2$ — парциальное давление CO_2 и H_2O , Па; CO_2 , H_2O — содержание компонентов в газе, об. %; p_2 — абсолютное давление газа, Па.

Значения степени черноты $\varepsilon_{\text{CO}_2}$ и $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ могут быть определены по номограммам (рис. 8.3, 8.4), построенным по опытным данным. В этом случае для расчета интегральной степени черноты смеси газов используется выражение

$$\varepsilon_{\text{г}} = 1 - (1 - \varepsilon_{\text{CO}_2})(1 - \beta\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}), \quad (8.13)$$

где β — поправочный коэффициент (рис. 8.5).

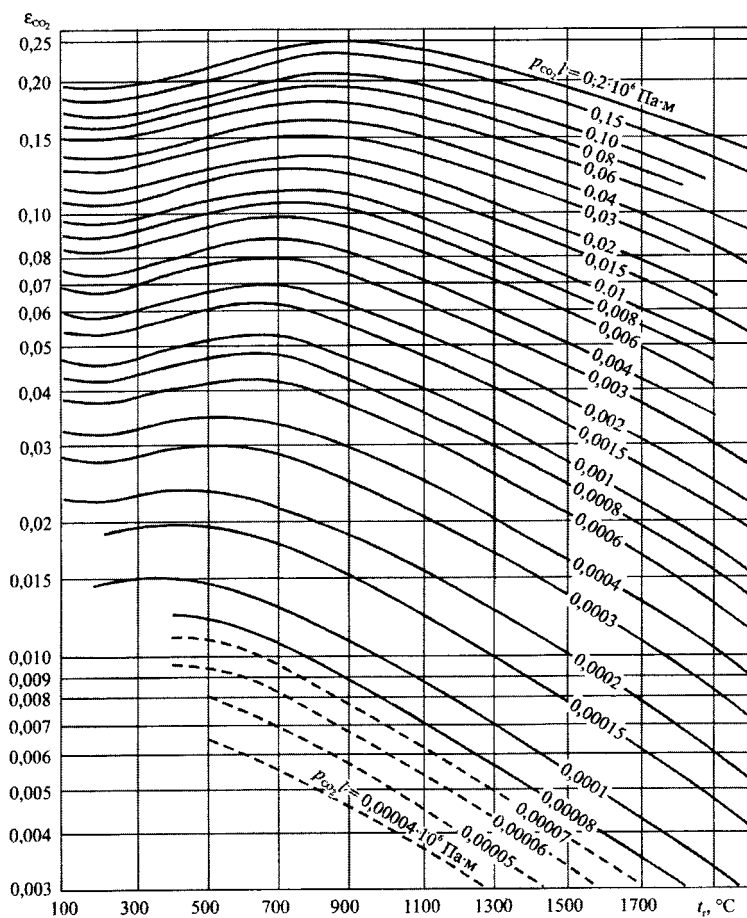


Рис. 8.3
Степень черноты CO_2

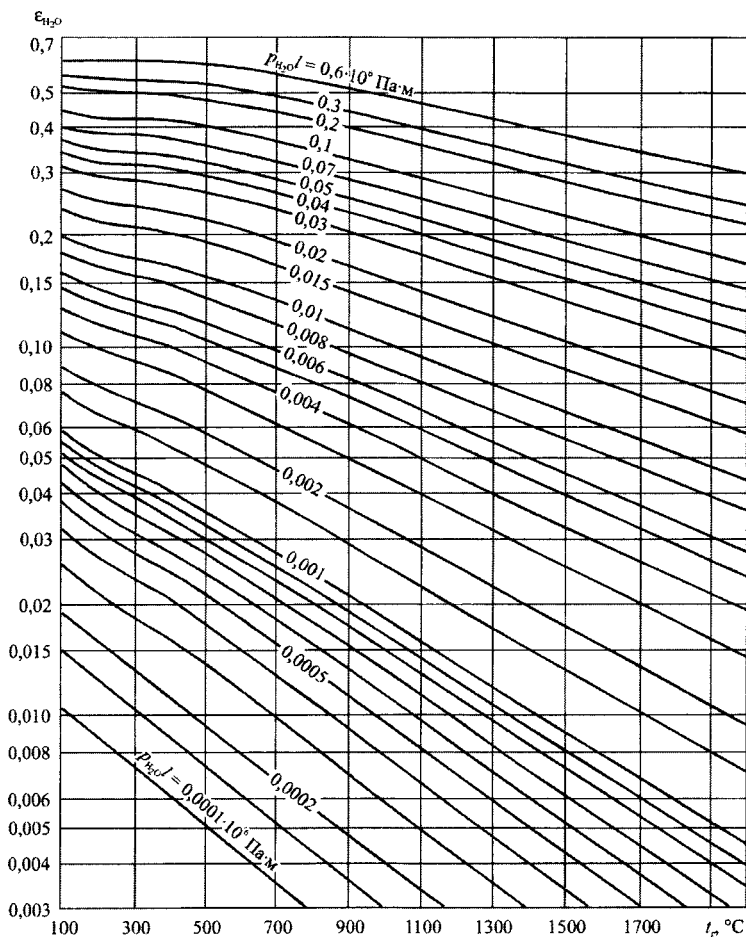


Рис. 8.4
Степень черноты H_2O

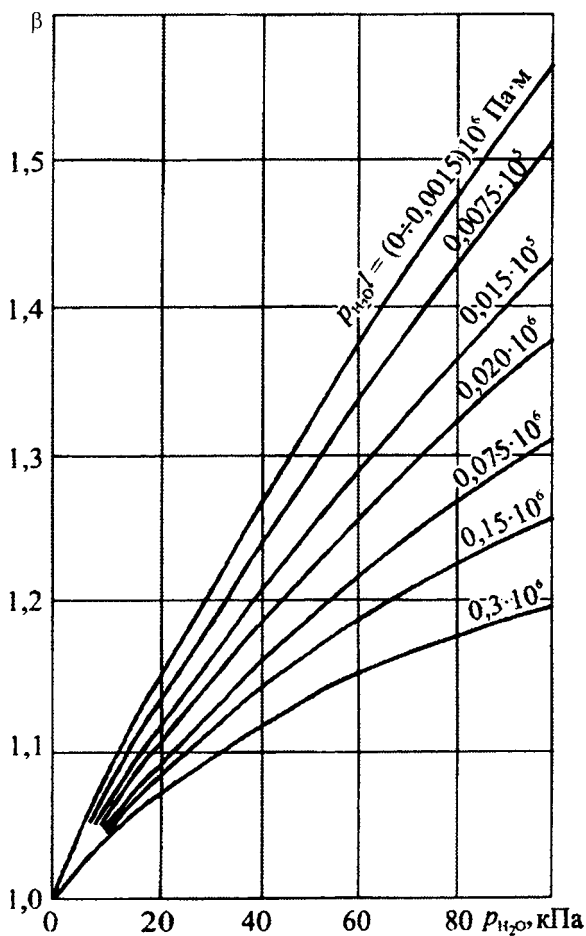


Рис. 8.5
 Поправочный коэффициент
 для расчета степени черноты H_2O

Степень черноты твердых тел (табл. П.4) определяется их химическим составом, состоянием поверхности, а также температурой нагрева.

Пример 8.1. При температуре 1500°C определить степень черноты газовой смеси, содержащей 8,82% CO_2 и 17,46% H_2O . Размеры объема: $a = 0,3 \text{ м}$, $b = 0,4 \text{ м}$ и длина 2 м.

Результаты расчета.

1. По таблице 8.2 находим коэффициент эффективности газового объема, имеющего форму параллелепипеда,

$$m = \frac{3,6 \cdot 0,3 \cdot 0,4}{2(0,3 + 0,4)} = 0,31.$$

2. Объем и площадь поверхности:

$$V = 0,3 \cdot 0,4 \cdot 2 = 0,24 \text{ (м}^3\text{);}$$

$$F = 2(0,3 \cdot 0,4 + 0,3 \cdot 2 + 0,4 \cdot 2) = 3,04 \text{ (м}^2\text{)}.$$

3. По формуле (8.11) определяем эффективную длину луча

$$l_{\text{эф}} = 0,31 \cdot 4 \cdot \frac{0,24}{3,04} = 0,1 \text{ (м)}.$$

4. Парциальное давление компонентов смеси:

$$p_{\text{CO}_2} = 0,01 \cdot 8,82 \cdot 101\,325 = 8936,7 \text{ (Па);}$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} = 0,01 \cdot 17,46 \cdot 101\,325 = 17\,691,3 \text{ (Па)}.$$

5. Определение комплекса:

$$p_{\text{CO}_2} l_{\text{эф}} = 8936,7 \cdot 0,1 = 893,7 \text{ (Па} \cdot \text{м);}$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} = 17\,691,3 \cdot 0,1 = 1769,1 \text{ (Па} \cdot \text{м)}.$$

6. По номограммам (см. рис. 8.3–8.5) находим

$$\varepsilon_{\text{CO}_2} = 0,026; \quad \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,015; \quad \beta = 1,117.$$

7. Подставим полученные значения в формулу (8.13) и определим интегральную степень черноты газов

$$\varepsilon_{\text{г}} = 1 - (1 - 0,026)(1 - 1,117 \cdot 0,015) = 0,0423.$$

8. По формулам (8.12) и (8.10) получаем

$$k_{\text{осл}} = \frac{0,8 + 1,6 \cdot 17\,691,3 \cdot 10^{-5}}{\sqrt{(8936,7 + 17\,691,3) \cdot 10^{-5} \cdot 0,1}} \times$$

$$\times \left[1 - 0,38 \left(\frac{1500 + 273}{1000} \right) \right] = 2,165 \text{ м}^{-1};$$

$$\varepsilon_{\text{г}} = 1 - \exp[-2,165(8936,7 + 17\,691,3) \cdot 10^{-5} \cdot 0,1] = 0,056.$$

8.3. ОПТИКО-ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ИЗЛУЧЕНИЯ

Важнейшей оптико-геометрической характеристикой теплообмена излучением для системы, состоящей из тел с разными размерами и произвольной взаимной ориентацией в пространстве, является *средний угловой коэффициент излучения* φ_{12} , который характеризует долю излучения поверхности F_1 , попадающую на поверхность F_2 . Остановимся подробнее на физическом смысле этой характеристики.

Рассмотрим теплообмен излучением в системе двух серых тел с температурами T_1 и T_2 , расположенных в пространстве так, что одно из них «видит» другое (рис. 8.6). Предположим, что излучающее тело обладает изотропным излучением и отражением, а разделяющая среда лучепрозрачна. Выделенный элемент поверхности dF_1 излучает по всем направлениям поток эффективного излучения $dQ_1 = E_1 dF_1$, из которого в соответствии с законом Ламберта на элемент dF_2 попадает только его некоторая часть

$$d^2 Q_{dF_1 \rightarrow dF_2} = E_1 \cos \theta_1 dF_1 d\Omega. \quad (8.14)$$

С учетом определения телесного угла

$$d\Omega = dF_2 \frac{\cos \theta_2}{r_{1-2}^2} \quad (8.15)$$

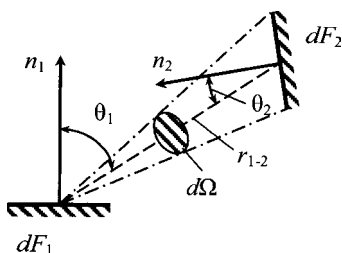


Рис. 8.6
Схема к расчету теплообмена излучением между двумя телами с произвольным расположением в пространстве

уравнение (8.14) преобразуется к виду

$$\begin{aligned} d^2 Q_{dF_1 \rightarrow dF_2} &= \\ &= E_1 dF_1 \frac{\cos \theta_1 \cos \theta_2}{\pi r_{1-2}^2} dF_2 = \\ &= E_1 dF_1 d\varphi_{dF_1 \rightarrow dF_2}, \end{aligned} \quad (8.16)$$

где r_{1-2} — расстояние между рассматриваемыми элементами.

В уравнении (8.16)

$$d\varphi_{dF_1 \rightarrow dF_2} = \frac{\cos\theta_1 \cos\theta_2}{\pi r_{1-2}^2} dF_2$$

— *элементарный коэффициент излучения*. Он равен отношению потока излучения элементарной площадки dF_1 , падающего на элементарную площадку dF_2 , к потоку полусферического эффективного излучения площадки dF_1 . Если поток излучения с площадки dF_1 на конечную поверхность F_2 отнести к потоку полусферического эффективного излучения площадки dF_1 , то полученное отношение будет называться *локальным угловым коэффициентом излучения*:

$$d\varphi_{dF_1 \rightarrow dF_2} = \int_{F_2} d\varphi_{dF_1 \rightarrow dF_2} = \int_{F_2} \frac{\cos\theta_1 \cos\theta_2}{\pi r_{1-2}^2} dF_2. \quad (8.17)$$

Средний угловой коэффициент излучения равен отношению потока излучения поверхности F_1 , падающего на поверхность F_2 , к потоку полусферического эффективно излучения поверхности F_1 :

$$\begin{aligned} d\varphi_{dF_1 \rightarrow dF_2} &= \varphi_{12} = \frac{1}{F_1} \int_{F_2} d\varphi_{dF_1 \rightarrow dF_2} = \\ &= \frac{1}{F_1} \int_{F_1} \int_{F_2} \frac{\cos\theta_1 \cos\theta_2}{\pi r_{1-2}^2} dF_1 dF_2. \end{aligned} \quad (8.18)$$

Аналогично вычисляется коэффициент φ_{21} :

$$d\varphi_{21} = \frac{1}{F_2} \int_{F_1} \int_{F_2} \frac{\cos\theta_2 \cos\theta_1}{\pi r_{2-1}^2} dF_2 dF_1. \quad (8.19)$$

Величина двойного интеграла не зависит от порядка интегрирования, поэтому можно записать $\varphi_{12}F_1 = H$ или $\varphi_{21}F_2 = H$. Здесь H — взаимная поверхность пары тел.

Рассмотрим основные свойства оптико-геометрических характеристик излучения.

1. *Взаимность*:

$$\varphi_{ik}F_i = \varphi_{ki}F_k. \quad (8.20)$$

Физическая сущность взаимности заключается в том, что при равенстве температур и коэффициентов излучения

двух поверхностей поток излучения с первой поверхности на вторую равен потоку излучения со второй поверхности на первую.

2. *Замкнутость:*

$$\varphi_{ii} + \sum_{k=1}^n \varphi_{ik} = 1. \quad (8.21)$$

Выражение (8.21) свидетельствует о том, что сумма угловых коэффициентов с i -й поверхности на все окружающие ее поверхности и на самое себя равна единице. Это свойство следует из того факта, что поток излучения с i -й поверхности распределяется по n поверхностям, а также падает на самое себя.

3. *Аддитивность:*

$$\varphi_{ik} = \varphi_{ik_1} + \varphi_{ik_2} + \dots + \varphi_{ik_n} \quad (8.22)$$

заключается в том, что коэффициент φ_{ik} с поверхности i на сложную поверхность, состоящую из k_i частей, равен сумме угловых коэффициентов с i -й поверхности на каждую поверхность k .

4. *Невозвратность:*

$$\varphi_{ii} = 0 \quad (8.23)$$

указывает на то, что плоское и выгнутое тело не может излучать само на себя.

Для системы из двух тел средние угловые коэффициенты можно рассчитать по относительно простым форму-

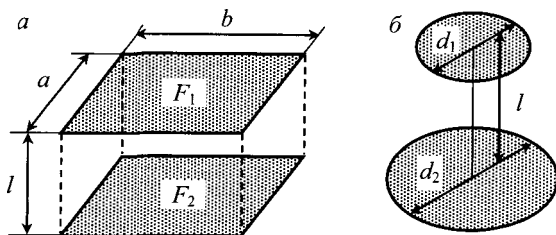


Рис. 8.7
Схемы к расчету среднего углового коэффициента излучения

лам. Например, для двух одинаковых прямоугольников, расположенных в параллельных плоскостях друг против друга (рис. 8.7а), расчетная зависимость имеет вид (аргументы тригонометрических функций выражаются в радианах)

$$\begin{aligned} \varphi_{12} = \varphi_{21} = & \frac{2}{\pi} \left[\frac{\sqrt{1+A_1^2}}{A_1} \operatorname{arctg} \frac{A_2}{\sqrt{1+A_1^2}} + \right. \\ & \left. + \frac{\sqrt{1+A_2^2}}{A_2} \operatorname{arctg} \frac{A_1}{\sqrt{1+A_2^2}} - \right. \\ & \left. - \frac{1}{A_1} \operatorname{arctg} A_2 - \frac{1}{A_2} \operatorname{arctg} A_1 + \frac{1}{2A_1A_2} \ln \frac{(1+A_1^2)(1+A_2^2)}{1+A_1^2+A_2^2} \right], \end{aligned} \quad (8.24)$$

где $A_1 = \frac{a}{l}$; $A_2 = \frac{b}{l}$.

Для двух квадратов $A_1 = A_2 = A$ формула (8.24) имеет вид

$$\begin{aligned} \varphi_{12} = \varphi_{21} = & \frac{4}{\pi} \left[\frac{\sqrt{1+A^2}}{A} \operatorname{arctg} \frac{A}{\sqrt{1+A^2}} - \frac{1}{A} \operatorname{arctg} A + \right. \\ & \left. + \frac{1}{4A^2} \ln \frac{(1+A^2)^2}{1+2A^2} \right]. \end{aligned} \quad (8.24a)$$

Для двух дисков, расположенных в параллельных плоскостях, с центрами на общей нормали (рис. 8.7б):

$$\varphi_{12} = \frac{4 + D_1^2 + D_2^2 - \sqrt{(4 + D_1^2 + D_2^2)^2 - 4D_1^2D_2^2}}{2D_1^2}; \quad (8.25)$$

$$\varphi_{12} = \frac{4 + D_1^2 + D_2^2 - \sqrt{(4 + D_1^2 + D_2^2)^2 - 4D_1^2D_2^2}}{2D_2^2}, \quad (8.25a)$$

где $D_1 = \frac{d_1}{l}$; $D_2 = \frac{d_2}{l}$.

Для расчета теплообмена излучением в замкнутой системе, внутри которой находится ослабляющая среда, характеризующая коэффициентом $k_{\text{осл}}$, используется обобщенный угловой коэффициент излучения ψ , на который

распространяются свойства взаимности, замкнутости, аддитивности и невогнутости.

Для системы из двух тел, например приведенной на рисунке 8.7, можно записать

$$\Psi_{dF_1 \rightarrow dF_2} = \frac{d^2 Q_{dF_1 \rightarrow dF_2}}{E_1 dE_1} = d\varphi_{dF_1 \rightarrow dF_2} \exp(-k_{\text{осл}} r_{1-2}). \quad (8.26)$$

Из уравнения (8.26) следует, что коэффициент $\Psi_{dF_1 \rightarrow dF_2}$ численно равен отношению потока излучения элементарной площадки dF_1 , достигающего с учетом ослабления излучения средой площадки dF_2 .

Для того чтобы выделить в потоках излучения тел долю собственного излучения, используются *разрешающие обобщенные угловые коэффициенты излучения* f_{ji} . Они учитывают долю энергии, поглощенную зоной i от излучения зоны j с учетом поглощения части энергии газом на пути луча излучения. Для системы, включающей m объемных (газовых) и n поверхностных зон, коэффициенты f_{ji} определяются путем решения системы алгебраических уравнений. Например, используя алгоритм В. Г. Лисиенко и Ю. А. Журавлева, можно записать:

- для объемной зоны

$$f_{ji} = \Psi_{ji} + \sum_{k=1}^n r_k \Psi_{jk} f_{ki}; \quad (8.27)$$

- для поверхностной зоны (при $i, j = 1, 2, \dots, m + n$)

$$f_{ji} = \Psi_{ji} \varepsilon_i + \sum_{k=1}^n r_k \Psi_{jk} f_{ki}, \quad (8.28)$$

где Ψ_{ji} — обобщенный угловой коэффициент излучения из зоны j в зону i ; Ψ_{jk} — то же, но перенос излучения происходит от поверхностной зоны k ; $r_k = 1 - \varepsilon_k$ — отражательная способность зоны k .

В уравнениях (8.27) и (8.28) первое слагаемое правой части характеризует непосредственный перенос теплоты из зоны j в зону i . Второе слагаемое описывает перенос

теплоты между этими зонами с учетом отражения излучения от поверхностных зон k , «видимых» зонами j и i .

Обобщенные угловые коэффициенты излучения

$$\Psi_{ji} = \varphi_{ji} \exp\left(-\sum_k k_{\text{осл}k} l_{\text{эф}k}\right) \quad (8.29)$$

рассчитываются методом статистических испытаний по алгоритму А. Э. Клекля и С. Д. Дрейзин — Дубченко. Каждому фиксированному элементу i соответствует система $m + n$ линейных уравнений.

Пример 8.2. Определить средние угловые коэффициенты излучения:

а) для двух прямоугольников (см. рис. 8.7а). Принимаем $a = 0,6$ м, $b = 1,8$ м и $l = 3$ м. Для этих параметров

$$A_1 = \frac{0,6}{3} = 0,2 \text{ и } A_2 = \frac{1,8}{3} = 0,6. \text{ Далее по формуле (8.24) по-}$$

лучаем

$$\begin{aligned} \varphi_{12} = \varphi_{21} = & \frac{2}{3,14} \left[\frac{\sqrt{1+0,2^2}}{0,2} \operatorname{arctg} \frac{0,6}{\sqrt{1+0,2^2}} + \right. \\ & + \frac{\sqrt{1+0,6^2}}{0,6} \operatorname{arctg} \frac{0,2}{\sqrt{1+0,6^2}} - \frac{1}{0,2} \operatorname{arctg} 0,6 - \\ & \left. - \frac{1}{0,6} \operatorname{arctg} 0,2 + \frac{1}{2 \cdot 0,2 \cdot 0,6} \ln \frac{(1+0,2^2)(1+0,6^2)}{1+0,2^2+0,6^2} \right] = 0,034; \end{aligned}$$

б) для двух дисков (рис. 8.7б). Принимаем $d_1 = 0,2$ м, $d_2 = 0,4$ м, $h = 0,5$ м. Тогда $D_1 = \frac{0,2}{0,5} = 0,4$ и $D_2 = \frac{0,4}{0,5} = 0,8$.

Подставив значения D_1 и D_2 в формулы (8.25) и (8.25а), получим соответственно

$$\begin{aligned} \varphi_{12} &= \frac{4 + 0,4^2 + 0,8^2 - \sqrt{(4 + 0,4^2 + 0,8^2)^2 - 4 \cdot 0,4^2 \cdot 0,8^2}}{2 \cdot 0,4^2} = 0,134; \\ \varphi_{21} &= \frac{4 + 0,4^2 + 0,8^2 - \sqrt{(4 + 0,4^2 + 0,8^2)^2 - 4 \cdot 0,4^2 \cdot 0,8^2}}{2 \cdot 0,8^2} = 0,033. \end{aligned}$$

8.4.

МЕТОДЫ РАСЧЕТА ТЕПЛОБМЕНА ИЗЛУЧЕНИЕМ

При анализе теплообмена излучением возможны следующие постановки задач:

1) фундаментальная постановка — определение плотности потоков излучения для геометрических зон с заданными температурами и степенями черноты;

2) обратная постановка — по заданным плотностям потоков излучения рассчитываются температуры геометрических зон;

3) смешанная постановка — для части зон отыскиваются плотности потоков излучения, а для другой части зон системы определяются температуры.

Независимо от вида задач при их решении широко используются метод сальдо-потоков и зональный метод.

8.4.1.

МЕТОД САЛЬДО-ПОТОКОВ

Метод сальдо-потоков, предложенный Г. Л. Поляком, базируется на балансе потоков излучения для соответствующих поверхностей. При составлении баланса предполагается постоянство всех характеристик теплообмена, а также равенство коэффициента поглощения и степени черноты тел ($a = \varepsilon$).

Пусть на поверхность тела (рис. 8.8) падает поток излучения от других тел $Q_{\text{пад}}$. Часть энергии падающего потока поглощается телом, а оставшаяся энергия отражается его поверхностью. При этом $Q_{\text{погл}} = aQ_{\text{пад}}$ и $Q_{\text{отр}} = Q_{\text{пад}} - Q_{\text{погл}}$. Также известно, что каждое нагретое тело излучает энергию, поток которой называется собственным излучением — $Q_{\text{соб}}$. Сумма $Q_{\text{эф}} = Q_{\text{соб}} + Q_{\text{отр}}$ определяет величину эффективного потока излучения. Если величины $Q_{\text{пад}} \neq Q_{\text{эф}}$, то возникает результирующий поток $Q_{\text{рез}}$, который может быть положительным (тело получает тепло), отрицатель-

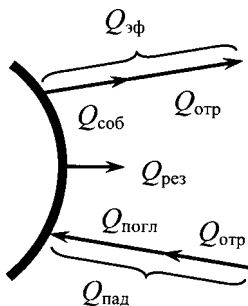


Рис. 8.8
Схема

потоков излучения

тока (тело получает тепло), отрицатель-

ным (тело отдает тепло) и нулевым при тепловом равновесии с другими телами, образующими систему.

Из уравнения теплового баланса поверхности тела

$$Q_{\text{рез}} = Q_{\text{пад}} - Q_{\text{эф}} = Q_{\text{погл}} - Q_{\text{соб}} \quad (8.30)$$

можно получить формулу для потока эффективного излучения

$$Q_{\text{эф}} = Q_{\text{пад}} - Q_{\text{рез}} = \frac{Q_{\text{погл}}}{a - Q_{\text{рез}}}. \quad (8.31)$$

Поскольку

$$Q_{\text{погл}} = Q_{\text{соб}} + Q_{\text{рез}} \quad \text{и} \quad a = \varepsilon,$$

то

$$Q_{\text{эф}} = \frac{Q_{\text{соб}} - Q_{\text{рез}}}{\varepsilon - Q_{\text{рез}}} \quad (8.32)$$

или

$$Q_{\text{эф}} = (\varepsilon^{-1} - 1)Q_{\text{рез}} + \frac{Q_{\text{соб}}}{\varepsilon}. \quad (8.32a)$$

С учетом того, что $Q_{\text{соб}} = \varepsilon Q_0$, окончательно имеем

$$Q_{\text{эф}} = (\varepsilon^{-1} - 1)Q_{\text{рез}} + Q_0, \quad (8.32b)$$

где Q_0 — поток излучения абсолютно черного тела, определяемый по температуре и площади поверхности данного тела, Вт.

Представим величину $(\varepsilon^{-1} - 1)$ в виде

$$\frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon} = \frac{r}{\varepsilon},$$

которая для непрозрачных тел есть отношение отражательной и излучательной способности, называемой относительной рефлективностью R . С учетом $R = \frac{r}{\varepsilon}$ имеем

$$Q_{\text{эф}} = RQ_{\text{рез}} + Q_0. \quad (8.33)$$

В методе расчета В. Н. Тимофеева использовано другое выражение для эффективного потока излучения $Q_{\text{эф}}$. Поскольку $Q_{\text{эф}} = Q_{\text{соб}} + Q_{\text{отр}}$, а $Q_{\text{отр}} = rQ_{\text{пад}}$, то для системы, состоящей из j поверхностей (зон), выражение для эффек-

тивного потока излучения можно записать в следующем виде:

$$Q_{\text{эф}i} = r_i \sum_{k=1}^j Q_{\text{эф}k} \varphi_{ki} + Q_{\text{соб}i}. \quad (8.34)$$

Здесь $\sum_{k=1}^j Q_{\text{эф}k} \varphi_{ki} = Q_{\text{пад}i}$ и φ_{ki} — средний угловой коэффициент излучения, учитывающий доли эффективного излучения других поверхностей, достигающих i -ую поверхность.

Формулы (8.33) и (8.34) являются базовыми при расчете теплообмена зональным методом.

8.4.2. ЗОНАЛЬНЫЙ МЕТОД

Основой зонального метода является представление рабочего пространства печи замкнутой системой, состоящей из конечного числа геометрических зон. В пределах каждой зоны значения температуры и радиационных характеристик постоянны.

При *фундаментальной постановке задачи*, когда замкнутая система состоит из n геометрических зон и заполнена диатермичной средой, зональный метод базируется на формуле для эффективного излучения (8.34). Для i -й зоны можно записать

$$Q_{\text{эф}i} = Q_{\text{соб}i} + r_i Q_{\text{пад}i} = Q_{\text{соб}i} + r_i \sum_{k=1}^n Q_{\text{эф}k} \varphi_{ki}. \quad (8.35)$$

Поскольку $Q_{\text{соб}i} = \varepsilon_i \sigma_0 T_i^4 F_i$ известно, то при $i = 1, 2, \dots, n$ имеем

$$Q_{\text{соб}i} = Q_{\text{эф}i} - r_i \sum_{k=1}^n Q_{\text{эф}k} \varphi_{ki}. \quad (8.36)$$

Система (8.36) включает n уравнений и столько же неизвестных значений $Q_{\text{эф}}$. Соответствие числа неизвестных числу уравнений системы гарантирует ее решение. После определения $Q_{\text{эф}}$ по формулам (8.33), (8.34) и (8.31) для любой геометрической зоны i могут быть найдены потоки

результатирующего, отраженного и поглощенного излучения соответственно.

В *обратной постановке задачи* (заданы результирующие потоки) уравнения системы имеют вид

$$Q_{\text{эф}i} = -Q_{\text{рез}i} + Q_{\text{пад}i} = -Q_{\text{рез}i} + \sum_{k=1}^n Q_{\text{эф}k} \varphi_{ki}, \quad (8.37)$$

где $i, k = 1, 2, \dots, n$.

После решения системы из n уравнений (8.37) можно определить величины потоков эффективного излучения, а затем, используя выражение (8.33), рассчитать температуры зон.

При *смешанной постановке задачи* теплообмен излучением для зон n_1 , в которых заданы температуры и степени черноты, описывается системой

$$Q_{\text{эф}i} = \varepsilon_i \sigma_0 T_i^4 F_i + (1 - \varepsilon_i) \sum_{k=1}^n Q_{\text{эф}k} \varphi_{ki} \quad \text{при } 1 \leq i \leq n. \quad (8.38)$$

Для зон $n_2 = n - n_1$, в которых требуется найти температуры, система (8.38) преобразуется к виду

$$Q_{\text{эф}i} = Q_{\text{рез}i} + \sum_{k=1}^n Q_{\text{эф}k} \varphi_{ki} \quad \text{при } n_1 + 1 \leq i \leq n. \quad (8.39)$$

Решая систему уравнений (8.39), находим потоки результирующего излучения

$$Q_{\text{рез}i} = \frac{\varepsilon_i}{1 - \varepsilon_i} (Q_{\text{эф}i} - \sigma_0 T_i^4 F_i) \quad (8.40)$$

и температуры зон

$$T_i = \sqrt[4]{\frac{Q_{\text{эф}i} - Q_{\text{рез}i} \frac{1 - \varepsilon_i}{\varepsilon_i}}{\sigma_0 F_i}}. \quad (8.41)$$

Для замкнутой системы, заполненной поглощающей движущейся средой, содержащей m объемных и n поверхностных зон, энергетические характеристики теплообмена для каждой зоны определяются путем решения системы нелинейных алгебраических уравнений теплового баланса и теплопередачи, записанных в виде

$$\sum_{\substack{i=1 \\ i \neq j}}^{n+m-1} A_{ij} T_i^4 - A_j T_j^4 + \sum_{\substack{i=1 \\ i \neq j}}^{l_1} g_{ij} T_i - g_j T_j + Q_j = 0, \quad (8.42)$$

где A_{ij} , A_j — коэффициенты радиационного обмена между зонами i и j , а также от зоны j на все остальные зоны соответственно; g_{ij} , g_j — коэффициенты конвективного обмена теплом или переноса теплоты массой между зонами i и j , а также от зоны j ко всем смежным зонам соответственно; l_1 — число зон, контактирующих через поверхность с объемной зоной j ; Q_j — источниковое (стоковое) слагаемое уравнения.

Коэффициенты радиационного обмена определяются по формулам:

- для объемной зоны

$$A_{ij} = 4\sigma_0 V_i k_{ij} f_{ij} \quad \text{при } i \neq j; \quad (8.43)$$

$$A_j = 4\sigma_0 V_j k_j (1 - f_{jj}) \quad \text{при } i = j; \quad (8.44)$$

- для поверхностной зоны

$$A_{ij} = \sigma_0 F_i \varepsilon_i f_{ij} \quad \text{при } i \neq j; \quad (8.45)$$

$$A_j = 4\sigma_0 F_j \varepsilon_j (1 - f_{jj}) \quad \text{при } i = j. \quad (8.46)$$

Основным преимуществом зональных методов является их быстрдействие и надежность. При этом необходимая точность расчета достигается простым увеличением числа зон.

8.5. ТЕПЛОБМЕН ИЗЛУЧЕНИЕМ В ПЛАМЕННЫХ ПЕЧАХ

В общем случае *печь* — огражденное от окружающего пространства тепловое технологическое оборудование, в котором происходит получение тепла из иного вида энергии и его передача материалу, подвергаемому тепловой обработке в заданных технологических целях. Следуя методологии М. А. Глинкова, физическую модель печи можно представить в виде двух зон (рис. 8.9): зоны генерации теплоты (ЗГТ) и зоны технологического процесса (ЗТП).

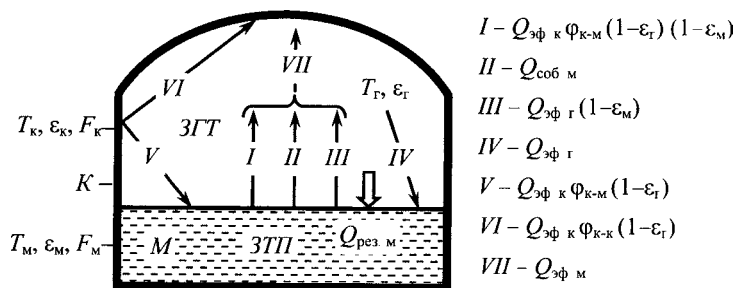


Рис. 8.9

Схема к анализу теплообмена излучением в пламенной печи

Выделенные зоны (рабочее пространство и ванна) разделены поверхностью (F) и ограждены от окружающей среды огнеупорной кладкой (K).

В зоне технологического процесса находится материал M , подвергаемый тепловой обработке. Поскольку печь относится к технологическому оборудованию, то ЗТП считается основной, а ЗТО — вспомогательной, предназначенной для создания определенных энергетических условий в зоне технологического процесса. В то же время процессы генерации и переноса теплоты в ЗТП являются определяющими, а процессы ее распределения и использования в этой зоне считаются определяемыми.

В пламенных печах процесс генерации теплоты органически сочетается с теплообменом. В результате радиационно-конвективного теплообмена газовой среды и ограждающей кладки тепловая энергия передается поверхности ванны. При этом доля конвективной составляющей теплообмена не превышает 10%. Примерно такое же количество теплоты расходуется на компенсацию тепловых потерь в окружающую среду. Поэтому при анализе внешнего теплообмена принимается допущение о том, что потери теплоты кладкой компенсируются конвективной составляющей теплоотдачи. В связи с этим адиабатной при теплообмене излучением кладке отводится роль переизлучателя теплоты от газов через кладку на ванну.

Таким образом, система внешнего теплообмена в пламенной плавильной печи (рис. 8.9) состоит из трех эле-

ментов: газовой среды, представленной продуктами сгорания топлива, огнеупорной кладки и поверхности ванны, через которую теплота поступает в зону технологического процесса.

Расчет теплообмена, как правило, заключается в определении результирующего потока излучения на поверхность нагрева (ванны). С учетом принятых выше допущений результирующий поток на поверхность ванны $Q_{\text{рез. м}}$ равен разности потоков падающего $Q_{\text{пад. м}}$ и собственного излучения $Q_{\text{соб. м}}$. Падающий поток — эффективное излучение газа $Q_{\text{эф. г}}$ и кладки $Q_{\text{эф. к}}$. Доля эффективного излучения кладки, дошедшая до поверхности ванны, определяется угловым коэффициентом $\varphi_{\text{к-м}}$ и радиационными свойствами газа.

Таким образом, для результирующего потока излучения поверхности ванны можно записать следующее выражение:

$$Q_{\text{рез. м}} = \varepsilon_{\text{м}} Q_{\text{эф. г}} + \varepsilon_{\text{м}} Q_{\text{эф. к}} \varphi_{\text{к-м}} (1 - \varepsilon_{\text{г}}) - Q_{\text{соб. м}}, \quad (8.47)$$

где $\varepsilon_{\text{м}}$, $\varepsilon_{\text{г}}$ — степень черноты поверхности ванны и газа соответственно.

Поток эффективного излучения газа определяется законом Стефана — Больцмана

$$Q_{\text{эф. г}} = \varepsilon_{\text{г}} \sigma_0 T_{\text{г}}^4 F_{\text{м}}. \quad (8.48)$$

Для расчета потока эффективного излучения кладки необходимо учитывать ранее принятое условие $Q_{\text{рез. к}} = 0$, из которого следует, что кладка обладает зеркальным отражением и ее степень черноты условно равна нулю. На кладке наблюдается равенство падающего и эффективного излучения. При этом поток падающего излучения включает поток эффективного излучения газа на кладку, поток эффективного излучения поверхности ванны, ослабленный прохождением через газ, и поток эффективного излучения кладки на кладку, также ослабленный слоем газа. В результате для кладки можно записать следующее выражение:

$$Q_{\text{эф. г}} + Q_{\text{эф. м}} \varphi_{\text{м-к}} (1 - \varepsilon_{\text{г}}) + Q_{\text{эф. к}} \varphi_{\text{к-к}} (1 - \varepsilon_{\text{г}}) - Q_{\text{эф. к}} = 0. \quad (8.49)$$

Поскольку $\varphi_{K-K} = 1 - \varphi_{K-M}$ (свойство замкнутости), $\varphi_{M-K} = 1$, то уравнение (8.49) преобразуется в выражение

$$Q_{\text{эф. Г}} + Q_{\text{эф. М}}(1 - \varepsilon_{\Gamma}) + Q_{\text{эф. К}}(1 - \varphi_{K-M})(1 - \varepsilon_{\Gamma}) - Q_{\text{эф. К}} = 0, \quad (8.50)$$

из которого получаем

$$Q_{\text{эф. К}} = \frac{Q_{\text{эф. Г}} + Q_{\text{эф. М}}(1 - \varepsilon_{\Gamma})}{1 - (1 - \varphi_{K-M})(1 - \varepsilon_{\Gamma})}. \quad (8.51)$$

Для потока эффективного излучения поверхности ванны можно записать

$$Q_{\text{эф. М}} = Q_{\text{соб. П}} + Q_{\text{эф. Г}}(1 - \varepsilon_{\Gamma}) + Q_{\text{эф. К}}\varphi_{K-M}(1 - \varepsilon_{\Gamma})(1 - \varepsilon_{\text{М}}). \quad (8.52)$$

Здесь множитель $(1 - \varepsilon_{\text{М}})$ показывает долю потоков отраженного от поверхности ванны излучения.

С учетом принципа взаимности ($1 \cdot F_{\text{М}} = \varphi_{K-M} F_{\text{К}}$), из решения уравнений (8.47), (8.51) и (8.52) выводится формула для расчета результирующего потока излучения поверхности ванны

$$Q_{\text{рез. М}} = C_{\text{пр}} \left[\left(\frac{T_{\Gamma}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{П}}}{100} \right)^4 \right], \quad (8.53)$$

где $C_{\text{пр}}$ — приведенный коэффициент излучения от газа на поверхность ванны.

Величину $C_{\text{пр}}$ можно представить в виде

$$C_{\text{пр}} = \varepsilon_{\text{М}} K C_0, \quad (8.54)$$

где

$$K = \frac{\left(\frac{1}{\varphi_{K-M}} \right) + 1 - \varepsilon_{\Gamma}}{[\varepsilon_{\text{М}} + \varepsilon_{\Gamma}(1 - \varepsilon_{\text{М}})] \left[\frac{1 - \varepsilon_{\Gamma}}{\varepsilon_{\Gamma}} \right] + \frac{1}{\varphi_{K-M}}}. \quad (8.55)$$

Выражение (8.55) можно представить в следующем виде:

$$K = \frac{\omega + 1 - \varepsilon_{\Gamma}}{\omega + \frac{\beta(1 - \varepsilon_{\Gamma})}{\varepsilon_{\Gamma}}}. \quad (8.56)$$

Здесь $\beta = \varepsilon_m + \varepsilon_r(1 - \varepsilon_m)$, $\omega = \frac{F_k}{F_m}$ — степень развития кладки.

Расчет температуры огнеупорных изделий в рабочем пространстве печи может быть выполнен по формуле В. Н. Тимофеева

$$T_k = \sqrt[4]{T_m^4 + K_T(T_r^4 - T_m^4)}, \quad (8.57)$$

где

$$K_T = \frac{\omega + 1 - \beta}{\omega + \beta} \frac{1 - \varepsilon_r}{\varepsilon_r} \quad \text{или} \quad K_T = K + \frac{\varepsilon_r - \beta}{\omega + \beta} \frac{1 - \varepsilon_r}{\varepsilon_r}.$$

8.6.

РЕЖИМЫ РАДИАЦИОННОГО ТЕПЛООБМЕНА В ПЛАМЕННЫХ ПЕЧАХ

В высокотемпературных пламенных печах организация факела и теплообмена имеет решающее значение для повышения энергоэффективности технологического процесса. С учетом условий службы огнеупоров фундаментальное значение представляет разделение всех возможных режимов лучистого теплообмена в рабочем пространстве печей на три группы: равномерно распределенный, прямой направленный и косвенно направленный. Главное различие этих режимов заключается в роли кладки в процессе теплообмена между пламенем и поверхностью нагрева.

Равномерно распределенный режим лучистого теплообмена $\frac{Q_{\text{пад.м}}}{Q_{\text{пад.к}}} = 1$ и $D_2 = \frac{0,4}{0,5} = 0,8$ характеризуется равенством плотности тепловых потоков от пламени, падающих на поверхность нагрева материала и кладки. Подобный режим теплообмена можно представить лишь теоретически, а в реальных условиях только как приближение к нему. Такой режим может быть создан при равномерном поле температур и радиационных констант в пламени. Причем чем выше степень черноты факела, тем легче достигается равномерность нагрева поверхности материала.



Рис. 8.10
Расположение факела в рабочем пространстве
печи при равномерно распределенном (1)
и прямо направленном (2) режимах
радиационного теплообмена

Для создания равномерно распределенного режима теплообмена контур горения пламени должен располагаться примерно на равном удалении от свода печи и поверхности нагрева (рис. 8.10). Одновременно необходимо обеспечить интенсивную циркуляцию продуктов сгорания топлива в рабочем пространстве. При этом режиме теплообмена условия службы огнеупоров характеризуются как тяжелые, поскольку кладка тесно контактируется с аэродинамическим контуром факела.

Приближение к данному режиму теплообмена предполагает сжигание топлива в светящемся факеле с использованием большого количества горелок. Установка горелок относительно выходных сечений каналов должна обеспечивать образование общего контура горения на начальном участке движения факела.

Режимы прямого и косвенного направленного радиационного теплообмена являются следствием объемного характера излучения пламени. Согласно теории объемного излучения, собственное излучение элементарного объема ослабляется при прохождении потока лучистой энергии через другие объемы среды вне зависимости от их температуры. При постоянных значениях радиационных характеристик пламени более высокий уровень интенсивности излучения наблюдается в сторону высоких температур. Ослабление интенсивности излучения в сторону низких температур обусловлено экранирующим действием более холодных газов. Поэтому создание эксцентриситета температур в пламени является эффективным средством интенсификации радиационного теплообмена в зависимости от конкретных условий работы печи.

Температурный режим косвенного направленного теплообмена ($\frac{Q_{\text{пад.м}}}{Q_{\text{пад.к}}} < 1$) возникает тогда, когда кладка разогревается не за счет объемного излучения пламени, заполняющего рабочее пространство, а посредством иных способов воздействия на ее температуру. Например, применением инфракрасных или сводовых горелок, предназначенных для целенаправленного разогрева ограждающей кладки печи. В этом случае условия службы огнеупоров являются самыми тяжелыми.

Обычно режим косвенного направленного теплообмена находит применение в нагревательных печах, когда непосредственный контакт высокотемпературного пламени с поверхностью нагрева не допустим по условиям технологического процесса. Как правило, таким условием является необходимость обеспечения равномерного нагрева, исключающего локальный перегрев поверхности изделий, подвергаемых тепловой обработке.

При *прямом направленном режиме теплообмена* ($\frac{Q_{\text{пад.м}}}{Q_{\text{пад.к}}} > 1$) равноценная интенсивность теплопередачи достигается при более низких температурах кладки, соответствующих облегченным условиям ее службы. В плавильных печах непосредственный контакт высокотемпературной части пламени не представляет опасности для нагреваемого материала. Поэтому требования к организации факела предусматривают его настильное движение по поверхности ванны и высокий уровень радиационных характеристик (температуры и степени черноты). Положительное значение имеет и уменьшение рециркуляции газов в рабочем пространстве, т. е. сохранение эксцентриситета температуры в пламени. В предельном случае, когда кладка полностью исключается как действенный фактор теплообмена ($T_{\text{к}} \approx T_{\text{м}}$), необходимый уровень результирующего теплового потока ванны обеспечивается в результате радиационно-конвективного теплообмена между факелом и ее поверхностью.

Основным принципом при организации прямого направленного режима теплообмена является создание в пла-

мени, образованном факелами отдельных горелок, режима, отличающегося от режима остальной части рабочего пространства. Следствием этого является необходимость обеспечения такого газодинамического режима, при котором подсос в факел окружающей среды был бы минимальным. Подобные условия обеспечиваются направлением факела под углом к поверхности ванны и применением небольшого числа мощных горелок с высокой скоростью истечения газа. При этом смешивающая способность горелок должна соответствовать требованиям к длине факела.

8.7. РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ ИЗЛУЧЕНИЕМ ЧЕРЕЗ ОКНА В КЛАДКЕ ПЕЧЕЙ

Расчет потерь теплоты излучением через окна в кладке печей производится при составлении теплового баланса. Данная задача рассматривается как теплообмен излучением между двумя параллельными плоскостями, соединенными отражающей оболочкой. С учетом соотношения размеров окон и рабочего пространства печи, с одной стороны, и окружающей среды — с другой стороны, внутреннее и наружное сечения отверстий представляются поверхностями теплообмена, имеющими свойства абсолютно черного тела. Поверхности окон принимаются как адиабатные, обладающие свойствами серого тела. Геометрические размеры окон a , b и l являются величинами одного порядка. При условии, что $T_1 > T_2$, определяется результирующий поток излучения $Q_{\text{рез}}$ через поверхность F_2 (рис. 8.11).

Применительно к условиям регенеративных печей, как правило, учитываются следующие потери теплоты излучением:

1) в окружающую среду через загрузочные проемы и смотровые окна в кладке рабочего пространства печи;

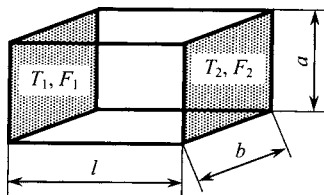


Рис. 8.11
Схема к расчету теплообмена излучением через окна в футеровке печи

2) в регенератор, сообщающийся посредством огнеупорного канала с рабочим пространством.

При условии $F_1 = F_2$ результирующий поток через проемы и окна в окружающую среду рассчитывается по формуле

$$Q_{\text{рез}} = C_0 \left[\left(\frac{t_1 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_2 + 273}{100} \right)^4 \right] \Phi F_2, \quad (8.58)$$

где t_1 — температура газовой среды, °С; t_2 — температура окружающей среды, °С; Φ — коэффициент диафрагмирования.

Коэффициент Φ является функцией только геометрических размеров и формы окна. Для определения коэффициента диафрагмирования используются номограммы, приведенные в специальной литературе. Он также может быть выражен через φ_{12} — угловой коэффициент излучения с F_1 на F_2 :

$$\Phi = 0,5(1 + \varphi_{12}). \quad (8.59)$$

Если температура по длине окна переменна (как правило, она снижается по направлению от рабочего пространства), то коэффициент диафрагмирования определяется по формуле

$$\Phi = \frac{1 + \varphi_{12}}{2} - \frac{(1 - \varphi_{12})^4}{6}. \quad (8.60)$$

Приближенное значение углового коэффициента находится по выражению

$$\varphi_{12} = \frac{L}{L + 1}. \quad (8.61)$$

Здесь $L = \frac{4V}{F}$, где V — объем пространства между поверхностями F_1 и F_2 , а F — площадь поверхности, ограничивающей объем V .

Потери теплоты через окна, закрытые металлическими заслонками, определяются по формуле Г. П. Иванцова

$$Q_{\text{рез}} = C_m \left[\left(\frac{t_1 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_2 + 273}{100} \right)^4 \right] \frac{\Phi}{1 + \Phi} F_2, \quad (8.62)$$

где $C_m = 5,2$ — коэффициент, Вт/(м²·К⁴).

При расчете потерь теплоты в регенератор задняя стенка последнего рассматривается в качестве тепловоспринимающей поверхности. При этом расчетная формула имеет вид

$$Q_{\text{рез}} = C_{\text{к}} \left[\left(\frac{t_1 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_{\text{к}} + 273}{100} \right)^4 \right] \Phi F_2, \quad (8.63)$$

где $C_{\text{к}} = 4,88$ — коэффициент, Вт/(м²·К⁴); $t_{\text{к}}$ — температура задней стенки регенератора, °С.

Температура $t_{\text{к}}$ находится по эмпирической формуле

$$t_{\text{к}} = \frac{2,5(t_1 - 50) + (t_{\text{в}} - 50)}{3,5}, \quad (8.64)$$

где $t_{\text{в}}$ — температура подогрева воздуха, °С.

Пример 8.3. Определить потери теплоты излучением через канал, соединяющий рабочее пространство печи с регенератором. Размеры канала: $a = 0,8$ м, $b = 2,4$ м, $l = 4$ м. Температура продуктов сгорания в печи и температура подогрева воздуха равны $t_1 = 1500^\circ\text{С}$ и $t_{\text{в}} = 1300^\circ\text{С}$.

Последовательно определяем параметры, входящие в правую часть уравнения (8.63):

1) площадь сечения

$$F_2 = a \cdot b = 0,8 \cdot 2,4 = 1,92 \text{ (м}^2\text{)};$$

2) коэффициент диафрагмирования находим по формуле (8.60), угловой коэффициент излучения — по формуле (8.24). При $A_1 = \frac{0,8}{4} = 0,2$ и $A_2 = \frac{2,4}{4} = 0,6$ получаем

$$\varphi_{12} = 0,034 \text{ и } \Phi = 0,372.$$

По формуле (8.64) находим температуру задней стенки регенератора

$$t_{\text{к}} = \frac{2,5(1500 - 50) + (1300 - 50)}{3,5} = 1392,9 (\text{°С}).$$

В результате получаем

$$Q_{\text{рез}} = 4,88 \cdot 0,372 \cdot 1,92 \times \left[\left(\frac{1500 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{1392,9 + 273}{100} \right)^4 \right] = 75 \ 980,7 \text{ (Вт)}.$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Законы излучения абсолютно черного тела.
2. Законы излучения реальных тел.
3. Какое излучение называется серым и селективным?
4. Расчет интегральной степени черноты газа.
5. Алгоритм определения степени черноты газов по номограммам.
6. Физический смысл коэффициентов излучения.
7. Основные свойства оптико-геометрических характеристик излучения.
8. Физический смысл коэффициента диафрагмирования.
9. Метод сальдо-потоков.
10. Зональный метод.
11. Определение печи. Физическая модель печи.
12. Расчетная формула потока эффективного излучения газа.
13. Расчетная формула результирующего потока излучения для ванны.
14. Режимы радиационного теплообмена.
15. Расчет тепловых потерь излучением через окна в кладке печи.

ЧАСТЬ III
ТЕПЛОВАЯ РАБОТА ПЕЧЕЙ

СЖИГАНИЕ ГАЗА В ПЛАМЕННЫХ ПЕЧАХ

9.1.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ГОРЕНИЯ

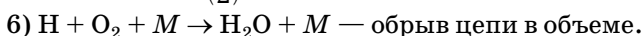
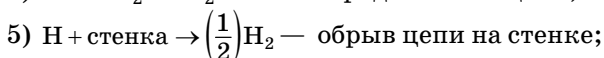
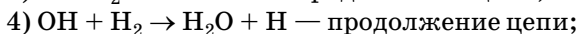
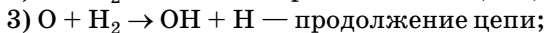
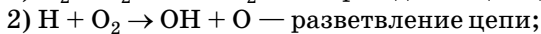
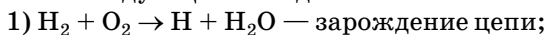
Горение — это процесс высокотемпературного окисления компонентов топлива, когда во фронте пламени концентрация горючего и окислителя резко падает, а концентрация продуктов сгорания и их температура резко повышаются. Для протекания процесса горения газа должны быть созданы определенные условия. Во-первых, к горючему газу необходимо подвести в достаточном количестве окислитель (как правило, кислород, содержащийся в воздухе) и перемешать их. Во-вторых, состав газозооной смеси должен находиться в концентрационных пределах воспламенения. В-третьих, должен быть создан источник воспламенения. В-четвертых, необходимо обеспечить условия для стабилизации фронта воспламенения — определенный температурный уровень в камере сгорания.

Таким образом, процесс горения газообразного топлива состоит из стадии смешения горючего с окислителем, нагрева полученной смеси до температуры воспламенения, зажигания ее и реакций горения, сопровождающихся выделением теплоты. Причем смешение газа с воздухом и нагрев смеси занимают большую часть времени в процессе горения, так как реакции горения протекают практически мгновенно.

В соответствии с современными представлениями горение протекает по цепным реакциям с неразветвленными и разветвленными цепями. В процессе цепной реакции

возникают свободные атомы, радикалы и другие неустойчивые промежуточные соединения, обладающие повышенной химической активностью. Реагируя с исходным веществом, активные центры могут образовывать не только конечные продукты реакции, но и новые активные промежуточные продукты.

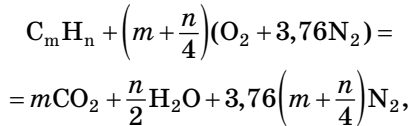
Наиболее простым является механизм реакции горения водорода, а наиболее сложным — горение углеводородов. Реакция горения водорода относится к цепной реакции с разветвляющимися цепями. Схема процесса представлена следующими стадиями:



Зарождение цепи — процесс образования активных продуктов из исходных веществ — всегда идет с поглощением энергии, затрачиваемой на разрыв внутримолекулярных связей. Разветвление цепи происходит в результате реагирования одной молекулы активного вещества с исходным веществом, что приводит к образованию двух или нескольких молекул активного вещества. Под обрывом цепи понимается процесс, при котором активный продукт исчезает. Если скорость разветвления больше скорости обрыва, то происходит развитие цепной реакции. При обратном соотношении скоростей реакция горения прекращается.

Сложность формализации механизма горения углеводородного топлива предопределяет применение приближенных методов расчета. В них используется знание начального и конечного состояния системы «топливо — окислитель». При этом не рассматриваются механизм горения, его промежуточные стадии и кинетика процесса. Поэтому в основу инженерных методов расчета горения газа положены *стехиометрические уравнения*, характеризующие итоговые количественные соотношения между

исходными веществами и конечными продуктами химических реакций. В общем виде стехиометрическое уравнение полного сгорания смеси углеводородного газа с воздухом имеет вид



где m , n — число атомов углерода и водорода соответственно.

Реакционный объем, в пределах которого происходит процесс горения топлива, принято называть *факелом (пламенем)*. Классификация газовых факелов выполняется по следующим признакам:

1) в зависимости от режима движения факел может быть ламинарным или турбулентным;

2) по способу образования горючей смеси различают гомогенный и диффузионный факел. В гомогенном факеле в зону горения поступает предварительно подготовленная стехиометрическая смесь. Поэтому горение протекает интенсивно и завершается на минимальной длине факела. В диффузионном факеле процессы смешения и горения протекают одновременно в рабочем пространстве печи. Как следствие, длина диффузионного факела, лимитируемая условиями смесеобразования, превышает длину гомогенного пламени;

3) по геометрии факел может быть свободным или ограниченным. В промышленных печах сжигание газа, как правило, происходит в ограниченном факеле, аэродинамический контур которого во многом зависит от геометрии рабочего пространства;

4) по аэродинамической схеме движения топлива и воздуха факел подразделяется на спутный и встречный.

В пламенных печах сжигание газа происходит в турбулентном диффузионном факеле, ограниченном футеровкой рабочего пространства при спутном истечении топлива и окислителя.

9.2. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ПОЛНОГО СГОРАНИЯ ГАЗА

В общем случае химический состав сухой массы газа задается в виде суммы

$$\text{CO} + \text{H}_2 + \text{CH}_4 + \text{C}_m\text{H}_n + \text{H}_2\text{S} + \text{CO}_2 + \text{O}_2 + \text{N}_2 + \dots = 100,$$

где CO, H₂, CH₄, C_mH_n, H₂S — горючие компоненты, об.%; CO₂, O₂, N₂ — негорючие компоненты, об.%.

Расчетные формулы полного сгорания газа.

1. Расход кислорода $V_{\text{O}_2}^0$ (м³/м³) на горение 1 м³ газа:

$$V_{\text{O}_2}^0 = 0,01[0,5(\text{CO} + \text{H}_2 + 3\text{H}_2\text{S}) - \text{O}_2 + s + \sum(m + 0,25n)\text{C}_m\text{H}_n]. \quad (9.1)$$

2. Стехиометрический расход сухого L_0^c (м³/м³) и влажного L_0 (м³/м³) воздуха соответственно:

$$L_0^c = (1 + k)V_{\text{O}_2}^0; \quad (9.2)$$

$$L_0 = (1 + 0,001244g_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{CB}})L_0^c, \quad (9.3)$$

где $k = 3,762$ — коэффициент, определяемый отношением объемных долей азота (79 %) и кислорода (21 %) в воздухе; $g_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{CB}}$ — количество водяных паров в 1 м³ сухого воздуха, г/м³.

3. Действительный расход L_α (м³/м³) влажного воздуха:

$$L_\alpha = \alpha L_0, \quad (9.4)$$

где α — коэффициент расхода воздуха, задаваемый условиями расчета.

4. Образование компонентов дыма V (м³/м³) при сжигании 1 м³ влажного газа при $\alpha > 1$:

$$V_{\text{CO}_2} = 0,01 (\text{CO}_2 + \text{CO} + \sum m\text{C}_m\text{H}_n); \quad (9.5)$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,01(\text{H}_2 + \text{H}_2\text{S} + \text{H}_2\text{O} + \sum 0,5n\text{C}_m\text{H}_n) + 0,001244g_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{CB}}L_0^c; \quad (9.6)$$

$$V_{\text{N}_2} = 0,01\text{N}_2 + \alpha k V_{\text{O}_2}^0; \quad (9.7)$$

$$V_{\text{O}_2} = (\alpha - 1)V_{\text{O}_2}^0. \quad (9.8)$$

5. Общее количество продуктов сгорания 1 м³ газа V_α (м³/м³):

$$V_\alpha = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{N}_2} + V_{\text{O}_2}. \quad (9.9)$$

6. Состав продуктов сгорания, об. % :

$$\begin{aligned} \text{CO}_2 &= \frac{V_{\text{CO}_2}}{V_\alpha} 100; \quad \text{H}_2\text{O} = \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}}{V_\alpha} 100; \\ \text{N}_2 &= \frac{V_{\text{N}_2}}{V_\alpha} 100; \quad \text{O}_2 = \frac{V_{\text{O}_2}}{V_\alpha} 100. \end{aligned} \quad (9.10)$$

7. Плотность продуктов сгорания (дыма) при н. ф. у. ρ_d (кг/м³):

$$\rho_d = \frac{44\text{CO}_2 + 18\text{H}_2\text{O} + 28\text{N}_2 + 32\text{O}_2 + 64\text{SO}_2}{22,4 \cdot 100}. \quad (9.11)$$

8. Содержание воздуха в продуктах сгорания V_L (об. %):

$$V_L = \frac{L_\alpha - L_0}{V_\alpha} 100. \quad (9.12)$$

9. Низшая рабочая теплотворная способность газа при 20°C (ГОСТ 31369-2008) Q_H^p (кДж/м³):

$$\begin{aligned} Q_H^p &= 117,8\text{CO} + 100,5\text{H}_2 + 334,1\text{CH}_4 + \\ &+ 598,5\text{C}_2\text{H}_6 + 865,3\text{C}_3\text{H}_8 + 1140\text{C}_4\text{H}_{10} + \\ &+ 1440,2\text{C}_5\text{H}_{12} + 1613,6\text{C}_6\text{H}_{14} + 217,5\text{H}_2\text{S}. \end{aligned} \quad (9.13)$$

10. Плотность влажного газа при н. ф. у. ρ_{0r} (кг/м³):

$$\rho_{0r} = \frac{44\text{CO}_2 + 2\text{H}_2 + 28\text{N}_2 + 32\text{O}_2 + 34\text{H}_2\text{S} + \sum M\text{C}_m\text{H}_n}{22,4 \cdot 100}. \quad (9.14)$$

Пример 9.1. Расчет параметров полного сгорания природного газа при следующих исходных данных.

1. Химический состав сухой массы газа:

Компоненты	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	C ₆ H ₁₄	CO ₂	N ₂	Σ
Об. %	91,999	4,294	2,047	0,85	0,176	0,022	0,473	0,138	100

2. Коэффициент расхода воздуха $\alpha = 1,1$;

3. Содержание водяных паров в 1 м³ сухого воздуха —
 $g_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{св}} = 10,95 \text{ г/м}^3$.

Результаты расчета.

По формулам (9.1)–(9.4) находим:

$$V_{\text{O}_2}^0 = 0,01(2 \cdot 91,999 + 3,5 \cdot 4,294 + 5 \cdot 2,047 + \\ + 6,5 \cdot 0,85 + 8 \cdot 0,176 + 9,5 \cdot 0,022) = 2,16 (\text{м}^3 / \text{м}^3);$$

$$L_0^c = 2,16(1 + 3,762) = 10,28 (\text{м}^3 / \text{м}^3);$$

$$L_0 = 10,28(1 + 0,001244 \cdot 10,95) = 10,42 (\text{м}^3 / \text{м}^3);$$

$$L_\alpha = 1,1 \cdot 10,42 = 11,46 (\text{м}^3 / \text{м}^3).$$

По формулам (9.5)–(9.10) определяем:

$$V_{\text{CO}_2} = 0,01(0,473 + 91,999 + 2 \cdot 4,294 + 3 \cdot 2,047 + \\ + 4 \cdot 0,850 + 5 \cdot 0,176 + 6 \cdot 0,022) = 1,12 (\text{м}^3 / \text{м}^3);$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,01(2 \cdot 91,999 + 3 \cdot 4,294 + 4 \cdot 2,047 + \\ + 5 \cdot 0,850 + 6 \cdot 0,176 + 7 \cdot 0,022) + \\ + 0,001244 \cdot 6,79 \cdot 10,33 = 2,19 (\text{м}^3 / \text{м}^3);$$

$$V_{\text{N}_2} = 0,01 \cdot 0,139 + 1,1 \cdot 3,762 \cdot 2,17 = 8,98 (\text{м}^3 / \text{м}^3);$$

$$V_{\text{O}_2} = 2,17(1,1 - 1) = 0,22 (\text{м}^3 / \text{м}^3);$$

$$V_\alpha = 1,12 + 2,19 + 8,98 + 0,22 = 12,51 (\text{м}^3 / \text{м}^3);$$

$$\text{CO}_2 = \frac{100 \cdot 1,12}{12,51} = 8,95; \quad \text{H}_2\text{O} = \frac{100 \cdot 2,19}{12,51} = 17,51;$$

$$\text{N}_2 = \frac{100 \cdot 8,98}{12,51} = 71,78; \quad \text{O}_2 = \frac{100 \cdot 0,22}{12,51} = 1,76 (\%).$$

По формулам (9.11)–(9.14) рассчитываем:

$$\rho_d = \frac{44 \cdot 8,95 + 18 \cdot 17,51 + 28 \cdot 71,78 + 32 \cdot 1,76}{22,4 \cdot 100} = \\ = 1,2389 (\text{кг} / \text{м}^3);$$

$$V_L = \frac{100(11,46 - 10,42)}{12,51} = 8,31 (\%);$$

$$Q_{\text{H}}^{\text{p}} = 334,1 \cdot 91,999 + 598,5 \cdot 4,294 + 865,3 \cdot 2,047 + 1140 \cdot 0,85 + \\ + 1440,2 \cdot 0,176 + 1613,6 \cdot 0,022 = 36 \, 336,1 (\text{кДж} / \text{м}^3);$$

$$\rho_{\text{ог}} = 0,01(44 \cdot 0,473 + 16 \cdot 91,999 + 30 \cdot 4,294 + 44 \cdot 2,047 + \\ + 58 \cdot 0,850 + 72 \cdot 0,176 + 86 \cdot 0,022) \frac{1}{22,4} = 0,7927 (\text{кг} / \text{м}^3).$$

9.3. ТЕМПЕРАТУРЫ ГОРЕНИЯ ГАЗА

Теоретическая температура горения газа t_{α}^T показывает, насколько высокой в пределе может быть действительная температура продуктов сгорания при реальных значениях Q_{H}^{p} , $q_{\text{в}}$, $q_{\text{Г}}$, V_{α} и идеальных условиях, предусматривающих полное отсутствие потерь теплоты вследствие теплоотдачи и недожога топлива, кроме $q_{\text{Здис}}$ — потеря от химического недожога вследствие диссоциации, степень которой соответствует термодинамическому равновесию реакций горения при t_{α}^T .

Принимая $Q_1 + Q_{\text{пот}} = 0$, $q_3 = q_{\text{Здис}}$ и $t_{\alpha}^T = t_{\text{д}}$, запишем уравнение для расчета t_{α}^T :

$$t_{\alpha}^T = \frac{Q_{\text{H}}^{\text{p}} + q_{\text{в}} + q_{\text{Г}} - q_{\text{Здис}}}{c_{\text{д}} V_{\alpha}} = \frac{i_{\text{общ}}^T}{c_{\text{д}}} = \frac{i_{\text{общ}} - \frac{q_{\text{Здис}}}{V_{\alpha}}}{c_{\text{д}}}, \quad (9.15)$$

где $i_{\text{общ}}^T$, $i_{\text{общ}}$ — общая теоретическая и общая энтальпии продуктов сгорания 1 м^3 газа соответственно, $\text{кДж}/\text{м}^3$; $c_{\text{д}}$, $t_{\text{д}}$ — средняя удельная теплоемкость и температура дыма соответственно, $\text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$ и $^{\circ}\text{C}$.

Балансовая температура горения газа $t_{\alpha}^{\text{б}}$ рассчитывается при действительных условиях сжигания топлива: при любых возможных значениях α , $q_{\text{в}}$, $q_{\text{Г}}$, наличии потерь теплоты от химического недожога q_3 и $Q_1 + Q_{\text{пот}} = 0$:

$$t_{\alpha}^{\text{б}} = \frac{Q_{\text{H}}^{\text{p}} + q_{\text{в}} + q_{\text{Г}} - q_3}{c_{\text{д}} V_{\alpha}} = \frac{i_{\text{общ}}^{\text{б}}}{c_{\text{д}}}, \quad (9.16)$$

где $i_{\text{общ}}^{\text{б}}$ — балансовая энтальпия продуктов сгорания 1 м^3 газа, $\text{кДж}/\text{м}^3$.

По физическому смыслу балансовой температуры горения ее следует использовать при определении начального теплосодержания газов, расходуемого впоследствии на совершение тепловой работы печи. Действительная и балансовая температуры продуктов сгорания связаны приближенным соотношением

$$t_{\text{д}} \approx \eta_{\text{пир}} t_{\alpha}^{\text{б}}, \quad (9.17)$$

где $\eta_{\text{пир}}$ — пирометрический коэффициент; в зависимости от конструкции печей принимается равным $0,65-0,9$.

Ввиду сложности определения величин c_d и $q_{з\text{дис}}$, которые зависят от искомой температуры горения, применение формул (9.15) и (9.16) связано с определенными сложностями. В инженерных расчетах для определения t_α^r и t_α^b используется i - t -диаграмма С. Г. Тройба (рис. 9.1).

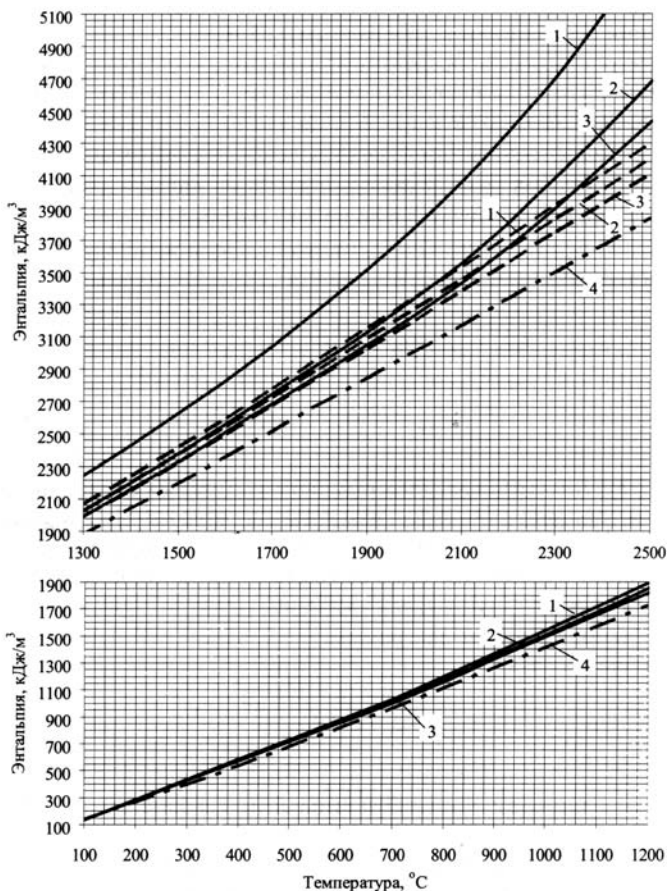


Рис. 9.1

i - t -диаграмма для расчета теоретической (сплошная линия), балансовой (пунктирная линия) температур горения природного газа и энтальпии воздуха (штрихпунктирная линия):

1-4 — $V_L = 0, 20, 40$ и 100% соответственно (до температур 1200°C общая и балансовая энтальпии равны).

При этом исходными данными являются $i_{\text{общ}}$, $i_{\text{общ}}^6$, а также содержание воздуха в продуктах сгорания V_L .

Общее $i_{\text{общ}}$ и балансовое $i_{\text{общ}}^6$ теплосодержание продуктов сгорания 1 м³ газа равно:

$$i_{\text{общ}} = \frac{Q_{\text{H}}^{\text{p}} + q_{\text{B}} + q_{\text{Г}}}{V_{\alpha}} = i_{\text{X}} + i_{\text{B}} + i_{\text{Г}}; \quad (9.18)$$

$$i_{\text{общ}}^6 = i_{\text{X}} + i_{\text{B}} + i_{\text{Г}} - i_3, \quad (9.19)$$

где i_{X} , i_{B} , $i_{\text{Г}}$ — химическая энтальпия газа, энтальпии подогретого воздуха и топлива соответственно, кДж/м³; q_{B} — физическая теплота воздуха на 1 м³ газа, кДж/м³; $q_{\text{Г}}$ — физическая теплота 1 м³ газа, кДж/м³; $i_3 = \frac{0,02Q_{\text{H}}^{\text{p}}}{V_{\alpha}}$ —

потери энтальпии продуктов сгорания, обусловленные химическим недожогом топлива, кДж/м³.

Величина $q_{3\text{дис}}$ не входит в уравнение (9.18), поскольку она учтена при построении $i-t$ -диаграммы.

В свою очередь

$$q_{\text{B}} = c_{\text{B}} t_{\text{B}} L_{\alpha} \quad (9.20)$$

и

$$q_{\text{Г}} = c_{\text{Г}} t_{\text{Г}}, \quad (9.21)$$

где c_{B} , $c_{\text{Г}}$ — средняя удельная теплоемкость воздуха и газа соответственно, кДж/(м³·К); t_{B} , $t_{\text{Г}}$ — температура воздуха и газа соответственно, °С.

Пример 9.2. Определить теоретическую и балансовую температуру горения газа при следующих исходных данных:

$$\begin{aligned} Q_{\text{H}}^{\text{p}} &= 36\,336,1 \text{ кДж/м}^3; \quad t_{\text{B}} = 800^\circ\text{C}; \\ t_{\text{Г}} &= 40^\circ\text{C}; \quad L_{\alpha} = 11,46 \text{ м}^3/\text{м}^3; \\ V_{\alpha} &= 12,51 \text{ м}^3/\text{м}^3 \quad \text{и} \quad V_L = 8,31\%. \end{aligned}$$

Результаты расчета.

1. По таблицам П.2 и П.6 соответственно находятся $c_{\text{B}} = 1,3842$ кДж/(м³·К) и $c_{\text{Г}} = 1,586$ кДж/(м³·К).

2. По формулам (9.20) и (9.21) определяются:

$$\begin{aligned} q_{\text{B}} &= 1,3842 \cdot 800 \cdot 11,46 = 12\,690,3 \text{ (кДж/м}^3\text{)}; \\ q_{\text{Г}} &= 1,586 \cdot 40 = 63,4 \text{ (кДж/м}^3\text{)}. \end{aligned}$$

3. Далее рассчитываются:

$$i_3 = \frac{0,02 \cdot 36\,336,1}{12,51} = 58,1 \text{ (кДж/м}^3\text{)};$$

$$i_{\text{общ}} = \frac{36\,336,1 + 12\,690,3 + 63,4}{12,51} = 3924 \text{ (кДж/м}^3\text{)};$$

$$i_{\text{общ}}^{\text{б}} = 3924 - 58,1 = 3865,9 \text{ (кДж/м}^3\text{)}.$$

4. По $i-t$ -диаграмме (см. рис. 9.1) находятся теоретическая и балансовая температуры горения газа:

$$t_{\alpha}^{\text{т}} = 2195^{\circ}\text{C} \text{ и } t_{\alpha}^{\text{б}} = 2395^{\circ}\text{C}.$$

9.4. ГАЗОГОРЕЛОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

9.4.1. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И КЛАССИФИКАЦИЯ ГОРЕЛОК

Горелкой называется устройство, предназначенное для подачи в зону горения заданного количества газа и воздуха, их смешения и воспламенения, а также стабилизации пламени. В соответствии с назначением конструкция горелки (рис. 9.2) может включать следующие элементы: устройства для подвода газа 1 и воздуха 2, смесительную камеру 3, выходную насадку 4 и стабилизирующее устройство 5. Конструктивное исполнение данных элементов определяется типом горелки и требованиями к организации факела.

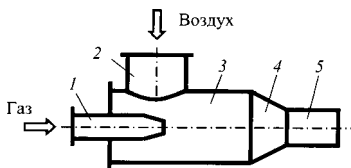


Рис. 9.2
Схема газовой горелки

Рассмотрим общие характеристики горелок.

Давление газа. Горелки низкого давления работают при избыточном давлении газа $p_{\text{изб}} < 5$ кПа, среднем — $p_{\text{изб}} = 5-300$ кПа и высоком — $p_{\text{изб}} > 300$ кПа. Различают номинальное, максимальное и минимальное давление газа

перед горелкой. Номинальное давление соответствует номинальной тепловой мощности горелки при атмосферном давлении в камере сгорания. В пределах минимального и максимального давлений газа находится диапазон давлений, при которых обеспечивается устойчивая работа горелок.

Тепловая мощность горелки определяется по формуле

$$Q_{\text{мощ. г}} = BQ_{\text{н}}^{\text{p}}, \quad (9.22)$$

где $Q_{\text{мощ. г}}$ — тепловая мощность горелки, кВт; B — расход газа, м³/с.

Различают максимальную, номинальную и минимальную тепловую мощность горелок. Номинальная мощность соответствует длительному режиму работы горелки при минимальном коэффициенте расхода воздуха. При этом достигается полнота сгорания или химический недожог, не превышающий установленной нормы. За минимальную принимается мощность, обеспечивающая устойчивую работу горелки при наименьших расходах газа. Максимальная тепловая мощность достигается при длительной устойчивой работе горелки с предельно большим расходом газа.

Коэффициент предельного регулирования определяется отношением максимального и минимального значений тепловой мощности горелки. При этом максимальная мощность составляет 0,9 от мощности, соответствующей верхнему пределу устойчивой работы горелки, а минимальная — 1,1 от мощности нижнего предела. В свою очередь *коэффициент рабочего регулирования* горелки представляет собой отношение номинальной и минимальной тепловой мощности.

Коэффициент расхода воздуха равен отношению действительного и стехиометрического расхода воздуха на горение $\alpha = \frac{L_{\alpha}}{L_0}$. При сжигании природного газа в условиях промышленных печей принимается $\alpha > 1$. Если в камеру смешения горелки подается лишь часть воздуха, то этот воздух называется первичным. Остальная часть воздуха,

подаваемая непосредственно в зону горения или топочное пространство, называется вторичным.

Номинальная относительная длина факела представляет собой расстояние от выходного сечения горелки до точки на оси факела, где концентрация CO_2 составляет 95% от максимального значения. Длина факела измеряется в калибрах выпускного отверстия горелки при $\alpha = 1$ и номинальной тепловой мощности.

Шум, создаваемый работающими горелками, регламентируется уровнем звука (эквивалентным уровнем звука) на рабочем месте. При номинальном режиме работы предельно допустимый уровень звукового давления равен 80 дБ.

Классификация горелок выполняется по ГОСТ 21204-97 «Горелки газовые промышленные. Общие технические требования». С учетом ранее рассмотренных характеристик горелок остановимся на других классификационных признаках.

1. *Способ подачи компонентов* включает:

- а) поступление воздуха за счет свободной конвекции;
- б) подачу воздуха за счет разрежения в рабочем пространстве печи;
- в) инъекцию воздуха газом (инжекционные горелки);
- г) принудительную подачу воздуха за счет давления газа (турбинные горелки);
- д) принудительную подачу воздуха от постороннего источника (дутьевые горелки с невстроенным и с встроенным вентилятором, а также инъекция газа воздухом);
- е) принудительную подачу газозвушной смеси от постороннего источника.

2. *Степень подготовки горючей смеси* предусматривает применение горелок:

- а) без предварительного смешения (диффузионные горелки);
- б) с частичной подачей первичного воздуха;
- в) с неполным и полным (кинетические горелки) предварительным смешением.

3. *Скорость продуктов сгорания на выходе из горелки*. По этому признаку горелки подразделяются на три

группы: низкоскоростные (до 20 м/с), среднескоростные (20–70 м/с) и высокоскоростные (свыше 70 м/с).

4. *Локализация зоны горения.* Классификация горелок по данному признаку предусматривает следующие частные случаи ограничения длины пламени:

а) в огнеупорном туннеле или в камере горения горелки;

б) на поверхности катализатора и в слое катализатора;

в) в зернистой огнеупорной массе;

г) на керамических или металлических насадках;

д) в камере горения агрегата или в открытом пространстве.

Кроме того, при классификации горелок учитывается:

1) характер потока, истекающего из горелки (прямоточный, закрученный неразомкнутый и разомкнутый);

2) возможность регулирования характеристик факела (с нерегулируемыми и регулируемыми характеристиками);

3) степень автоматизации (ручное, полуавтоматическое или автоматическое управление);

4) возможность использования тепла продуктов сгорания. В данном случае речь идет об использовании холодных или подогретых компонентов смеси.

Содержание классификационных признаков отражает широкий спектр конструкций горелок, выпускаемых промышленностью. Выбор типа горелки должен основываться на требованиях к организации процесса сжигания газа в условиях конкретного теплотехнического агрегата. Рассмотрим наиболее типичные варианты требований к организации факела.

1. Применительно к условиям нагревательных и термических печей сжигание газа должно происходить *в коротком несветящемся факеле и в ограниченном объеме топочного пространства.* Данные требования могут быть выполнены лишь при сжигании предварительно подготовленной газозоудшной смеси и наличии в топочном пространстве многочисленных высокотемпературных очагов зажигания. Подобные условия создаются лишь при использовании кинетических горелок инжекционного или дутьевого (смесительного) типа, оснащенных стабилизи-

рующими устройствами в виде туннеля или огнеупорной насадки. Последние, в нагретом состоянии, обеспечивают воспламенение горючей смеси без применения специальных запальных горелок.

2. Получение *факела умеренной длины и светимости* обеспечивается горелками с неполным предварительным смешением, т. е. горелками с небольшим объемом смеси-тельной камеры, в которых используется принудительная подача воздуха. Для получения короткого факела с большим углом раскрытия применяются горелки с закрученным потоком воздуха и газа. Применение вентиляторного дутья позволяет использовать горелки с большими выходными скоростями. При этом обеспечивается большая глубина регулирования производительности горелок, в том числе и при работе на подогретом воздухе.

3. При отоплении вращающихся (цементных, керамзитовых) и плавильных (мартеновских, стекловаренных) печей сгорание газа происходит в *длинном светящемся факеле*. Подобный факел может быть получен при диффузионном сжигании в случае раздельной подачи газа и воздуха спутными струями, характеризующимися относительно небольшими скоростями истечения. При этом возможно применение воздуха, подогретого до температуры, превышающей температуру самовоспламенения.

4. Для увеличения радиационной составляющей теплоотдачи от факела к нагреваемому материалу применяются горелки с излучающими насадками. В качестве насадки используются огнеупорные плитки с огневыми каналами, пористая керамика, жаростойкие металлические сетки и др.

Приведенные примеры не являются готовыми рецептами при выборе горелок и не охватывают всего многообразия приемов сжигания газа. Они лишь свидетельствуют о возможности выбора способа сжигания топлива наиболее выгодного в условиях конкретной печи и реализуемого в ней технологического процесса.

В тепловых агрегатах промышленности строительных материалов наибольшее применение находят инжекционные горелки среднего давления с полным предварительным

смешением компонентов смеси и минимальным коэффициентом расхода воздуха ($\alpha = 1,02-1,08$). Большим преимуществом этого типа горелок является их способность работать без вентиляторного дутья даже при наличии избыточного давления в топочном пространстве. В инжекционных горелках обеспечивается высокая точность пропорционирования газа и воздуха, что значительно упрощает автоматическое и ручное управление процессом горения.

В инжекционных горелках (рис. 9.3) газ перед рабочим соплом имеет избыточное давление, а воздух инжектируется непосредственно из атмосферы цеха. Газ с большой скоростью вытекает из сопла, увлекая в процессе турбулентного смешения воздух, поступающий через кольцевое пространство между соплом и корпусом конфузора. В горловине продолжается процесс смешения. При этом происходит частичное выравнивание скоростей. В диффузоре горелки заканчивается смешение газа и воздуха с одновременным увеличением давления смеси за счет потери кинетической энергии потока. На выходе горелка имеет насадок, выравнивающий поле скоростей по сечению и доводящий скорость истечения смеси до величины, при которой обеспечивается устойчивая работа горелки без проскока пламени, а также требуемая глубина регулирования.

Конструкции инжекционных горелок являются однотипными и различаются только размерами и типом стабилизирующего устройства. В качестве примера приведем

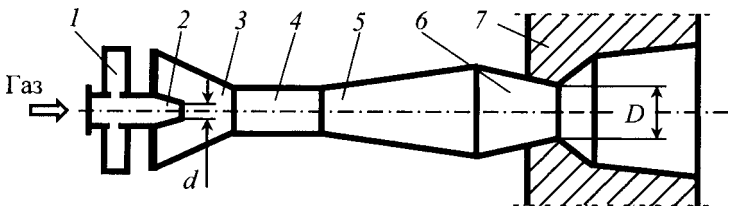


Рис. 9.3

Схема инжекционной газовой горелки:

1 — регулятор количества инжектируемого воздуха; 2 — газовое сопло; 3 — конфузор; 4 — камера смешения (горловина); 5 — диффузор; 6 — насадок; 7 — керамический туннель.

инжекционные горелки Стальпроекта (табл. 9.1), которые работают на холодном воздухе и газе. В полном обозначении горелки, например ВП 32/2 — в числителе дроби указан диаметр горелки (D , мм), в знаменателе — диаметр газового сопла (d , мм). Выбор типоразмера горелки производится в зависимости от ее производительности и давления газа.

Таблица 9.1

Инжекционные горелки Стальпроекта

Типоразмер	Номинальная тепловая мощность, МВт	Коэффициент рабочего регулирования	Типоразмер	Номинальная тепловая мощность, МВт	Коэффициент рабочего регулирования
В-15	0,014	7,6	ВП-15	0,013	7,6
В-18	0,024	7	ВП-18	0,022	9
В-21	0,032	7	ВП-21	0,029	9
В-24	0,039	7	ВП-24	0,035	9
В-28	0,053	7	ВП-28	0,049	9
В-32	0,074	7	ВП-32	0,067	12,5
В-37	0,099	7	ВП-37	0,082	9
В-42	0,124	7	ВП-42	0,113	8
В-48	0,163	6	ВП-48	0,148	8
В-56	0,226	5	ВП-56	0,201	7
В-65	0,279	4	ВП-65	0,27	6
В-75	0,407	4,6	ВП-75	0,37	3,2
В-86	0,523	3	ВП-86	0,488	4
В-100	0,71	20	ВП-100	0,64	3

Примечание. Номинальное давление газа 78,4 кПа; $\alpha = 1,03$; разрежение в топке — 0 Па; тип В-15 — прямая горелка; тип ВП-15 — с поворотом на 90° и $D = 15$ мм.

9.4.2. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ГОРЕЛОЧНОГО УСТРОЙСТВА РЕГЕНЕРАТИВНОЙ СТЕКЛОВАРЕННОЙ ПЕЧИ

Горелочное устройство стекловаренной печи (рис. 9.4) состоит из огнеупорного канала, по которому из регенератора в рабочее пространство подается подогретый до 1200–1300°C воздух, и газовых горелок. В простейшем случае газовая горелка представляет собой цилиндрическую трубу с коническим наконечником.

Цель расчета горелочного устройства заключается в определении геометрических и режимных параметров, совокупность которых обеспечивает оптимальные значения угла атаки $\varphi_{\text{ф}}$ и длины факела $l_{\text{ф}}$. Под углом атаки факела понимается угол наклона оси свободной результирующей газозудной струи к поверхности ванны. В печах с поперечной схемой отопления оптимальный угол атаки, при этом достигается наибольшая настильность продуктов сгорания, характеризуемая максимальной скоростью движения газов вблизи поверхности ванны, равен $\varphi_{\text{ф}} = 20\text{--}23^\circ$. В печах с подковообразным факелом, развитие которого ограничено продольными стенами рабочего пространства, $\varphi_{\text{ф}} = 5\text{--}10^\circ$.

В прикладных расчетах за длину факела $l_{\text{ф}}$ принимается протяженность контура горения топлива, в конце которого на его оси химический недожог составляет $q_3 = 0,02Q_{\text{н}}^{\text{р}}$.

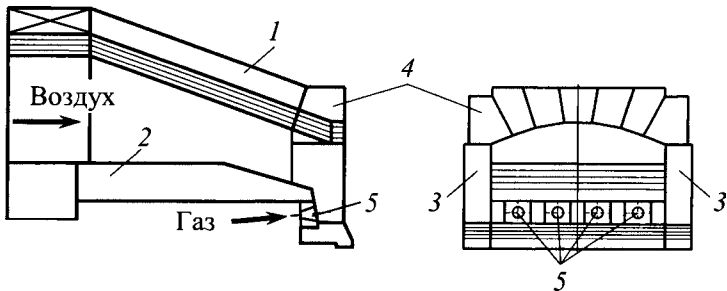


Рис. 9.4

Схема горелочного устройства:

1–4 — свод, выстилка, боковые стенки и арка влета воздушного канала соответственно; 5 — горелки.

Для стекловаренных печей с поперечной схемой отопления оптимальную длину факела рекомендуется принимать равной

$$l_{\phi} = 0,75B_{\text{п}},$$

где $B_{\text{п}}$ — ширина варочного бассейна печи. В печах с подковообразным пламенем оптимальная длина факела равна

$$l_{\phi} = L_{\text{п}},$$

где $L_{\text{п}}$ — длина варочного бассейна печи.

Расчет угла атаки факела. Разработанная В. Я. Дзюзером методика расчета угла атаки факела в стекловаренной печи базируется на закономерностях истечения свободных изотермических струй. Расчет угла атаки факела выполняется по правилу параллелограмма векторов количеств движения воздуха и газа (рис. 9.5). За направление движения факела принимается угол наклона оси воздушной струи к поверхности ванны с учетом ее отклонения под действием струй газа:

$$\varphi_{\phi} = \varphi_{\text{в}} - \Delta\varphi_{\text{в}}; \quad (9.23)$$

$$\Delta\varphi_{\text{в}} = \arctg \left[\frac{\sin(\varphi_{\text{в}} + \varphi_{\text{г}})}{\frac{G_{\text{в}}w_{\text{в}}}{G_{\text{г}}w_{\text{г}}} + \cos(\varphi_{\text{в}} + \varphi_{\text{г}})} \right], \quad (9.24)$$

где φ_{ϕ} , $\varphi_{\text{в}}$, $\varphi_{\text{г}}$ — угол наклона оси факела, воздушной и газовой струй к поверхности ванны; $\Delta\varphi_{\text{в}}$ — отклонение оси

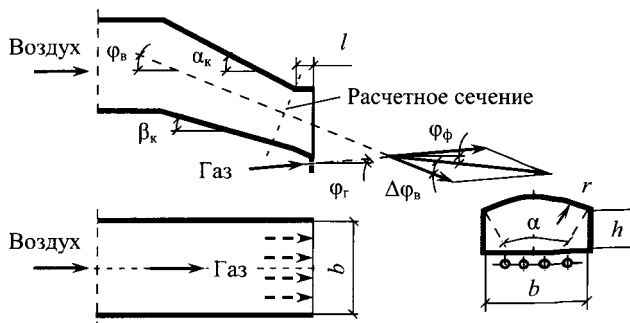


Рис. 9.5
Расчетная схема горелочного устройства

воздушной струи от оси факела в вертикальной плоскости; $G_{\text{в}}, G_{\text{г}}$ — массовый расход воздуха и газа соответственно, кг/с; $w_{\text{в}}, w_{\text{г}}$ — действительная скорость истечения воздуха и газа соответственно, м/с. Величина $w_{\text{в}}$ принимается равной 10–15 м/с.

Направленность газовых струй задается установкой горелок. Как правило, $\varphi_{\text{г}}$ изменяется в пределах 0–5°. При этом истечение газовых струй происходит навстречу воздушному потоку, т. е. в сторону противоположную поверхности ванны. Направленность воздушной струи определяется по формуле

$$\varphi_{\text{в}} = 0,5(\alpha_{\text{к}} + \beta_{\text{к}}) \exp \left[-4,9 \left(\frac{l}{d_{\text{э}}} \right)^2 \right], \quad (9.25)$$

где $\alpha_{\text{к}}, \beta_{\text{к}}$ — угол наклона свода и выстилки канала, град; l — длина горизонтального участка арки влета, м. Современные конструкции арок влетов, набираемых из блоков электроплавленного бадделеитокорунда, характеризуются $l = 0,15$ м; $d_{\text{э}} = \frac{4F_{\text{к}}}{\Pi_{\text{к}}}$ — эквивалентный диаметр расчетного (наименьшего) сечения воздушного канала, м; $F_{\text{к}}, \Pi_{\text{к}}$ — площадь и периметр расчетного сечения воздушного канала соответственно, м², м.

При заданном расходе газа B (м³/с), а также действительной скорости истечения $w_{\text{в}}$ и температуре подогрева воздуха $t_{\text{в}}$

$$F_{\text{к}} = \frac{BL_{\alpha}}{w_{\text{в}}} \left(1 + \frac{t_{\text{в}}}{273,15} \right). \quad (9.26)$$

Периметр критического сечения определяется геометрическими размерами воздушного канала:

$$\Pi_{\text{к}} = 2h + b + \frac{\pi r \alpha_{\text{к}}}{180}, \quad (9.27)$$

где h — высота простенка, м; b — ширина канала, м; r — радиус арки канала, м; α — центральный угол арочного свода канала, град.

При конструктивно заданных значениях b и α

$$r = \frac{b}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} \quad (9.28)$$

и

$$h = \frac{1}{b} \left[F_{\kappa} - \frac{r^2}{2} \left(\frac{\pi \alpha}{180} - \sin \alpha \right) \right]. \quad (9.29)$$

Массовый расход воздуха и газа определяется по формулам:

$$G_{\text{в}} = BL_{\alpha} \rho_{\text{в}0}; \quad (9.30)$$

$$G_{\text{г}} = B \rho_{\text{г}0}, \quad (9.31)$$

где $\rho_{\text{в}0}$, $\rho_{\text{г}0}$ — плотность воздуха и газа при н. ф. у., кг/м³.

В стекловаренных печах избыточное давление газа перед горелкой изменяется в пределах 20–50 кПа. Избыточное давление в рабочем пространстве печи не должно превышать 5 Па. С учетом среднего барометрического давления 740 мм рт. ст. полное давление в рабочем пространстве печи и перед горелкой равно $p_2 = 98\,425$ Па и $p_1^* = 118\,420 - 148\,420$ Па соответственно.

Таким образом, истечение газа из горелки происходит при отношении давлений больше критического:

$$\frac{p_2}{p_1^*} > \frac{p_{\text{кр}}}{p_1^*} = 0,546,$$

и $w_{\text{г}}$ рассчитывается по формуле (4.17а). В свою очередь при заданных значениях $G_{\text{г}}$ и числе горелок n площадь выходного сечения сопла $F_{\text{гор}}$ (м²) находится из формулы (4.19а).

Пример 9.3. Для печи с подковообразным пламенем определить угол атаки факела при следующих исходных данных (обозначения приведены в тексте и на рисунке 9.5):

$$\begin{aligned} B &= 0,38 \text{ м}^3/\text{с}; \quad t_{\text{в}} = 1300^\circ\text{C}; \\ t_{\text{г}} &= 40^\circ\text{C}; \quad L_{\alpha} = 11,46 \text{ м}^3/\text{м}^3; \\ \rho_{0\text{г}} &= 0,772 \text{ кг}/\text{м}^3; \quad \rho_{0\text{в}} = 1,293 \text{ кг}/\text{м}^3; \\ w_{\text{в}} &= 15 \text{ м}/\text{с}; \quad p_2 = 98\,425 \text{ Па}; \\ l &= 0,15 \text{ м}, \quad b = 2,4 \text{ м}; \quad \alpha = 60^\circ; \\ \alpha_{\kappa} &= 20^\circ; \quad \beta_{\kappa} = 18^\circ. \end{aligned}$$

Для природного газа:

$$\varphi_r = 3^\circ; k = 1,3, R = 475 \text{ Н} \cdot \text{м} / (\text{кг} \cdot \text{К}); p_1^* = 133 \ 425 \text{ Па}.$$

Результаты расчета.

1. По формулам (9.30) и (9.31) находим:

$$G_B = 0,38 \cdot 11,46 \cdot 1,293 = 5,631 \text{ (кг/с)};$$

$$G_r = 0,38 \cdot 0,772 = 0,293 \text{ (кг/с)}.$$

2. Из уравнения состояния определяем удельный объем газа

$$v_1^* = \frac{RT_1^*}{p_1^*} = \frac{475 \cdot 313}{133 \ 425} = 1,114 \text{ (м}^3 / \text{кг)}.$$

3. По формуле (4.17a) рассчитываем скорость истечения газа

$$w = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,3 \cdot 133 \ 425 \cdot 1,114}{1,3 - 1} \left[1 - \left(\frac{98 \ 425}{133 \ 425} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} \right]} = 295,5 \text{ (м/с)}.$$

Для конического сопла с углом конусности 13° коэффициент скорости $\varphi_c = 0,97$ (табл. 4.3). Тогда действительная скорость истечения газа равна

$$w_r = 0,97 \cdot 295,5 = 286,6 \text{ (м/с)}.$$

4. Определяем величину d_3 :

- по формуле (9.26)

$$F_k = \frac{0,38 \cdot 11,46}{15} \left(1 + \frac{1300}{273,15} \right) = 1,672 \text{ (м}^2 \text{)};$$

- по формуле (9.28)

$$r = \frac{2,4}{2 \sin \frac{60}{2}} = 2,4 \text{ (м)};$$

- по формуле (9.29)

$$h = \frac{1}{2,4} \left[1,672 - \frac{2,4^2}{2} \left(\frac{3,14 \cdot 60}{180} - \sin 60 \right) \right] = 0,48 \text{ (м)};$$

- по формуле (9.27)

$$П_{\kappa} = 2 \cdot 0,48 + 2,4 + \frac{3,14 \cdot 2,4 \cdot 60}{180} = 5,872 (\text{м});$$

$$d_{\text{э}} = \frac{4 \cdot 1,672}{5,872} = 1,139 (\text{м}).$$

5. Находим φ_{Φ} :

- по формуле (9.25)

$$\varphi_{\text{в}} = 0,5(20 + 18) \exp \left[-4,9 \left(\frac{0,15}{1,139} \right)^2 \right] = 17,9^{\circ};$$

- по формуле (9.24)

$$\Delta\varphi_{\text{в}} = \arctg \left[\frac{\sin(17,9 + 3)}{\frac{5,631 \cdot 15}{0,293 \cdot 286,6} + \cos(17,9 + 3)} \right] = 10,4^{\circ};$$

- по формуле (9.23)

$$\varphi_{\Phi} = 17,9 - 10,4 = 7,5^{\circ}.$$

Таким образом, полученная величина φ_{Φ} соответствует рекомендованным значениям для печей с подковообразным пламенем.

Расчет длины факела. Расчету длины факела в промышленных печах посвящены многочисленные работы отечественных и зарубежных авторов. Приведем методику В. Г. Лисиенко, основанную на закономерностях аэродинамики свободных струй, в соответствии с которой

$$l_{\Phi}^{\text{п}} = l_{\Phi} k_{\alpha} k_{\beta} k_w, \quad (9.32)$$

где $l_{\Phi}^{\text{п}}$ — полная длина факела в реальных условиях рабочего пространства печи, м; l_{Φ} — полная длина факела в условиях свободной струи, м; k_{α} , k_{β} , k_w — коэффициенты, учитывающие влияние расхода и скорости воздуха, а также угла встречи струй газа и воздуха (в вертикальной плоскости) на длину факела соответственно.

Длина факела l_{Φ} находится в сравнительно простом соотношении с той его длиной, на которой в зону горения топлива подсасывается теоретически необходимое коли-

чество воздуха. Если рассматривать локальный подсос воздуха на оси струи, то эта длина факела называется длиной зоны стехиометрических концентраций или *стехиометрической длиной факела* l_{cx} (м). Для природного газа

$$l_{\phi} = (1,6 - 1,8)l_{cx}. \quad (9.33)$$

В свою очередь

$$l_{cx} = 5,7\Xi(L_0\theta_p + 1)d_{гор}, \quad (9.34)$$

где Ξ — фактор неравноплотности горящей струи;

$\theta_p = \frac{\rho_{0в}}{\rho_{0г}}$ — показатель начальной молекулярной неравно-

плотности струи; $d_{гор} = \sqrt{\frac{4F_{гор}}{\pi}}$ — диаметр сопла газовой горелки, м.

Фактор неравноплотности находится по формуле

$$\Xi = \sqrt{\frac{\Psi_{\phi}}{\theta}}. \quad (9.35)$$

Здесь

$$\Psi_{\phi} = \frac{\chi_{\phi}(\eta_{\phi}t_{\alpha}^T + 273)}{T_{г}} \quad (9.36)$$

и

$$\theta = \frac{\rho_{г}T_{г}}{T_{в}}, \quad (9.37)$$

где χ_{ϕ} — коэффициент усреднения температуры факела ($\chi_{\phi} = 0,6$); η_{ϕ} — коэффициент перехода от теоретической температуры горения к практически достижимой температуре ($\eta_{\phi} = 0,7$).

Раскроем содержание коэффициентов, входящих в уравнение (9.32). Наиболее предсказуемо влияние коэффициента расхода воздуха (рис. 9.6) и угла встречи струй (рис. 9.7) на длину факела. Поскольку выгорание топлива лимитируется процессом смешения молекул горючего и окислителя, то чем больше избыток воздуха, тем меньше длина факела. В то же время энергоэффективность использования топлива в промышленных печах предполагает минимизацию избытка воздуха на горение относительно его стехиометрического расхода. Поэтому коэффициент

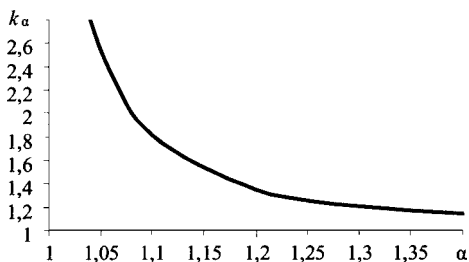


Рис. 9.6
Влияние коэффициента расхода воздуха
на параметр k_α

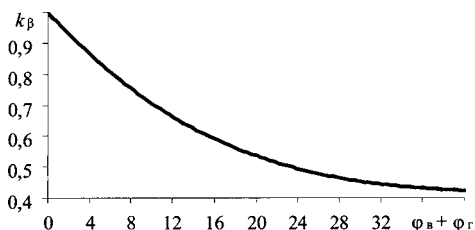


Рис. 9.7
Влияние угла встречи струй воздуха и газа
на параметр k_β

расхода воздуха принято задавать (за исключением технологически обусловленных случаев) равным 1,05–1,1.

Понятно, что увеличение угла встречи струй воздуха и газа способствует ускорению процесса смешения топлива и окислителя. В нашем случае под углом встречи струй следует понимать, угол между осью воздушной струи, вытекающей из канала, и осью газовой горелки, т. е. k_β является функцией суммы $\varphi_\beta + \varphi_\gamma$.

Влияние скорости облегающего воздушного потока на длину факела выражается соотношением

$$k_w = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{G_\beta w_\beta}{G_\gamma w_\gamma}}}, \quad (9.38)$$

из которого следует, что чем больше количество движения (скорость истечения) воздуха, тем меньше коэффициент k_w и в целом длина факела.

Таким образом, основными факторами, определяющими длину факела в стекловаренной печи, являются угол встречи струй воздуха и газа, а также соотношение их количества движения. На стадии конструирования горелочного устройства задается угол атаки воздушной струи и скорость истечения воздуха. В процессе эксплуатации печи управление длиной факела обеспечивается за счет изменения направленности газа к воздуху и диаметра газового сопла горелки (избыточного давления газа).

Пример 9.4. Для печи с подковообразным пламенем ($L_{\text{п}} = 9$ м) определить длину факела при следующих исходных данных:

1) для природного газа:

$$Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 36\,336,1 \text{ кДж/м}^3; G_{\text{г}} = 0,293 \text{ кг/с};$$

$$w_{\text{г}} = 286,6 \text{ м/с}; t_{\text{г}} = 40^{\circ}\text{C}; c_{\text{г}} = 1,586 \text{ кДж/(м}^3\cdot\text{К)};$$

$$\rho_{0\text{г}} = 0,772 \text{ кг/м}^3; \varphi_{\text{г}} = 3^{\circ};$$

2) для воздуха и продуктов сгорания:

$$G_{\text{в}} = 5,631 \text{ кг/с}; w_{\text{в}} = 15 \text{ м/с}; t_{\text{в}} = 1300^{\circ}\text{C};$$

$$c_{\text{в}} = 1,4428 \text{ кДж/(м}^3\cdot\text{К)}; \rho_{0\text{в}} = 1,293 \text{ кг/м}^3;$$

$$V_{\alpha} = 12,51 \text{ м}^3/\text{м}^3; L_0 = 10,42 \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

$$\alpha = 1,1; V_L = 8,31\%; \varphi_{\text{в}} = 17,9^{\circ}.$$

Результаты расчета.

1. Определяем теоретическую температуру горения газа $t_{\alpha}^{\text{т}}$:

- по формуле (9.20)

$$q_{\text{в}} = 1,4428 \cdot 1300 \cdot 11,46 = 21\,494,8 \text{ (кДж/м}^3\text{)};$$

- по формуле (9.21)

$$q_{\text{г}} = 1,586 \cdot 400 = 63,4 \text{ (кДж/м}^3\text{)};$$

- по формуле (9.18)

$$i_{\text{общ}} = \frac{36\,336,1}{12,51} + \frac{21\,494,8}{12,51} + \frac{63,4}{12,51} = 4627,8 \text{ (кДж/м}^3\text{)};$$

- по i - t -диаграмме (см. рис. 9.1)

$$t_{\alpha}^{\text{т}} = 2420^{\circ}\text{C}.$$

2. Находим диаметр газовой горелки (число горелок $n = 3$) $d_{\text{гор}}$:

$$F_{\text{гор}} = \frac{G_{\text{г}}}{nw_{\text{г}}} = \frac{0,293}{3 \cdot 286,6} = 340,7 \cdot 10^{-6} \text{ (м)};$$

$$d_{\text{гор}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 340,7 \cdot 10^{-6}}{3,14}} = 0,021 \text{ (м)}.$$

3. Определяем стехиометрическую и полную длину факела $l_{\text{сх}}$ и $l_{\text{ф}}$:

- по формуле (9.37)

$$\theta = \frac{1,293(40 + 273)}{0,772(1300 + 273)} = 0,333;$$

- по формуле (9.36)

$$\Psi_{\text{ф}} = \frac{0,6(0,7 \cdot 2420 + 273)}{313} = 3,771;$$

- по формуле (9.35)

$$\Xi = \sqrt{\frac{3,771}{0,333}} = 3,365;$$

- по формуле (9.34)

$$l_{\text{сх}} = 5,7 \cdot 3,365 \cdot 0,021 \left(10,42 \frac{1,293}{0,772} + 1 \right) = 7,43 \text{ (м)}.$$

Из соотношения (9.33)

$$l_{\text{ф}} = 1,7 \cdot 7,43 = 12,63 \text{ (м)}.$$

4. Коэффициенты уравнения (9.32):

- по данным рисунка 9.6

$$\alpha = 1,1 \text{ соответствует } k_{\alpha} = 1,82;$$

- по данным рисунка 9.7

$$\varphi_{\text{в}} + \varphi_{\text{г}} = 17,9 + 3 = 20,9^{\circ} \text{ соответствует } k_{\beta} = 0,52;$$

- по формуле (9.38)

$$k_w = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{5,631 \cdot 15}{0,293 \cdot 286,6}}} = 0,706.$$

5. По формуле (9.32) находим полную длину факела, горящего в реальных условиях рабочего пространства печи

$$l_{\Phi}^{\text{п}} = 12,63 \cdot 1,82 \cdot 0,52 \cdot 0,71 = 8,49(\text{м}).$$

Таким образом, величина $l_{\Phi}^{\text{п}} \approx 8,5$ м не превышает длины ванны печи $L_{\text{п}} = 9$ м. В процессе наладки теплового режима печи достижение оптимального значения длины факела ($l_{\Phi}^{\text{п}} = L_{\text{п}}$) может быть достигнуто за счет уменьшения скорости истечения газа, а также уменьшения угла наклона горелок.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Условия, обеспечивающие устойчивый процесс горения газа.
2. Что называется факелом? Классификация газового факела.
3. Способ задания химического состава газа.
4. Горючие и негорючие компоненты газа.
5. Параметры расчета полного сгорания газа.
6. Состав продуктов полного сгорания газа.
7. Расчет плотности газа и продуктов сгорания.
8. Определение содержания воздуха в продуктах сгорания.
9. Физический смысл теоретической и балансовой температур горения.
10. Расчет температур горения газа по $i-t$ -диаграмме.
11. Что называется горелкой?
12. Основные характеристики газовых горелок.
13. Классификация газовых горелок.
14. Принцип работы инжекционных горелок.
15. Определение аэродинамического контура факела.
16. Определение контура горения газа.
17. Что понимается под настильностью факела?
18. Дать определение угла факела.
19. Расчет угла атаки факела в стекловаренных печах.
20. Дать определение длины факела.
21. От каких факторов зависит длина газового факела?

РАСЧЕТ ТЕПЛОЙ РАБОТЫ ПЕЧЕЙ

10.1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ДОПУЩЕНИЯ

Энергетическая сущность работы печей объединяется понятием тепловой работы.

Тепловая работа печи — совокупность явлений, сопровождающих получение тепла, его преобразование и использование для осуществления технологического процесса. В общем случае любой технологический процесс можно представить как преодоление сил, препятствующих его осуществлению. Для преодоления указанных сил должна быть совершена работа с затратой определенного количества энергии. Ту энергию, которая непосредственно совершает работу по преодолению сил, препятствующих протеканию технологического процесса, принято называть *рабочим видом энергии*.

В пламенных печах рабочим видом энергии является теплота, выделяемая при сжигании топлива. Большинство промышленных печей отапливается природным газом. Поэтому в последующих главах будут рассматриваться процессы, связанные с применением газообразного топлива.

Цель расчета тепловой работы заключается в определении энергетических параметров, обеспечивающих достижение заданной производительности печи и качества конечного продукта. Результатом расчета, как правило, является определение расхода топлива, а также температуры сред и поверхностей футеровки печи. Началу расчета

предшествует принятию ряда допущений, упрощающих процедуру вычислительного процесса. Рассмотрим некоторые, наиболее часто принимаемые, допущения.

Для пламенных плавильных печей непрерывного действия основным допущением является принятие стационарного режима теплообмена. Действительно, если протекание технологического процесса предусматривает стабильное поддержание температурного и газового режимов в зонах генерации теплоты и технологического процесса, то подобное допущение представляется вполне корректным и обоснованным. В этом случае при расчете внешнего и внутреннего теплообмена можно оперировать средними температурами греющей газовой среды (пламени), поверхностей печных ограждений, а также поверхности нагреваемого материала.

Для печей другого технологического назначения (нагревательных, сушильных, обжиговых и т. п.) нестационарный режим теплообмена можно представить приближенно как совокупность следующих друг за другом стационарных состояний. Подобный подход реализуется разбиением рабочего пространства печи на отдельные зоны, в пределах которых температура принимается постоянной величиной во времени. Методы расчета, использующие такое упрощение, получили название зональных методов.

Дальнейшим шагом упрощения является сведение задачи теплообмена к наличию только двух зон — греющей и нагреваемой с характерной температурой для каждой зоны. Применительно к условиям работы печей температура греющей зоны получила название *эффективной температуры*. Эффективная температура представляет собой температуру пламени, обеспечивающую такую же теплоотдачу излучением на поверхность нагрева, какая имеется в рассматриваемой печи.

Понятие эффективной температуры распространяется на любую систему, а сама температура может быть отнесена к любой ее части. Иными словами, понятие эффективной температуры, характеризующей ее среднюю величину, применимо также к поверхностям нагрева материала и ограждающей кладки. Поэтому в обозначении эффек-

тивной температуры представляется возможным ограничиться нижними индексами «Г», «М» и «К».

В общем случае для системы из двух поверхностей — материала и футеровки, между которыми располагается пламя постоянной температуры, для стационарного состояния эффективная температура газа T_Γ определяется по формуле

$$T_\Gamma = 100 \sqrt[4]{\left(\frac{T_M}{100}\right)^4 + \left[\left(\frac{T_K}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_M}{100}\right)^4\right] \times \left[1 + \varphi_{K-M} \frac{\varepsilon_M}{\varepsilon_\Gamma} \cdot \frac{\varepsilon_M(1 - \varepsilon_\Gamma)}{1 + \varphi_{K-M}(1 - \varepsilon_\Gamma)(1 - \varepsilon_M)}\right]}, \quad (10.1)$$

где T_K , T_M — температура поверхности кладки и материала, К; ε_Γ , ε_M — степень черноты газа и материала; φ_{K-M} — угловой коэффициент излучения.

Для плоской поверхности материала угловой коэффициент

$$\varphi = \frac{F_M}{F_K},$$

где F_M , F_K — площадь поверхности материала и кладки соответственно, м².

При известных значениях T_M и T_Γ температура кладки вычисляется по выражению

$$T_K = 100 \sqrt[4]{\left(\frac{T_M}{100}\right)^4 + \frac{\left[\left(\frac{T_\Gamma}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_M}{100}\right)^4\right]}{\left[1 + \varphi_{K-M} \frac{\varepsilon_M}{\varepsilon_\Gamma} \cdot \frac{\varepsilon_M(1 - \varepsilon_\Gamma)}{1 + \varphi_{K-M}(1 - \varepsilon_\Gamma)(1 - \varepsilon_M)}\right]}}. \quad (10.2)$$

Замена реальных излучающих свойств тел, участвующих в теплообмене, свойствами, не зависящими от длины волны, характерными для так называемой *серой аппроксимации*, представляет собой распространенное упрощение при расчете лучистого теплообмена. Экспериментально установлено, что в наиболее важном диапазоне длин волн теплового излучения (1–8 мкм) степень черноты пламени и различных материалов находится в пределах 0,3–0,9.

Поскольку отдельные элементы любой излучающей системы имеют неодинаковые спектральные характеристики излучения, постольку в результате переизлучения наблюдается процесс усреднения спектральных свойств падающего на поверхность нагрева излучения. Как следствие, погрешность серой аппроксимации не выходит за пределы погрешности инженерного расчета.

Пример 10.1. Определить эффективную температуру газа в стекловаренной печи производительностью 280 т/сут при

$$F_M = 110 \text{ м}^2; F_K = 211,6 \text{ м}^2;$$

$$T_M = 1400 + 273 = 1673 \text{ К}; T_K = 1550 + 273 = 1823 \text{ К};$$

$$\varepsilon_M = 0,7; \varepsilon_r = 0,2.$$

Определим угловой коэффициент излучения

$$\varphi_{K-M} = \frac{110}{211,6} = 0,52.$$

Далее по формуле (10.1) находим

$$T_r = 100 \sqrt[4]{\left[\left(\frac{1673}{100} \right)^4 + \left[\left(\frac{1823}{100} \right)^4 - \left(\frac{1673}{100} \right)^4 \right] \times \right.}$$

$$\left. \times \left[1 + 0,52 \frac{0,7}{0,2} \cdot \frac{0,7(1-0,2)}{1 + 0,52(1-0,2)(1-0,7)} \right] \right]} =$$

$$= 1932,7 \text{ (К)} \approx 1660 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

10.2. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ТЕПЛОВОЙ РАБОТЫ ПЕЧЕЙ

При расчете и разработке тепловых агрегатов следует учитывать некоторые общие положения, получаемые непосредственно из термодинамики обратимых процессов и оказывающие непосредственное влияние на энергоэффективность печей. Применение первого и второго законов термодинамики позволяет оценить энергетические и эксергетические итоги только завершенного процесса теплообмена и в то же время не позволяет определить произ-

водительность печей. Энергетическая оценка дает представление о полноте использования теплоты, но ничего не говорит о работоспособности переданной энергии. Напротив, эксергетический анализ позволяет судить о безвозвратных потерях теплоты и не позволяет судить о полноте использования энергии.

Основное значение расчетов эксергии заключается в возможности сравнивать однотипные процессы. Эксергетический анализ отдельных стадий процесса выполняется с целью определения возможности и путей его совершенствования. Для этих целей расчет эксергии представляется более точным инструментом по сравнению с энергетическим балансом. Именно в таких случаях оправдывается трудоемкость и сложность эксергетических расчетов. Вместе с тем результаты расчета эксергии не дают оснований для оптимизации процесса.

При одном и том же расходе энергии процесс переноса теплоты тем эффективнее, чем выше температура поверхности нагрева, так как при этом деградация (обесценивание) энергии меньше. При одинаковой эксергии греющей среды использование энергии в печах ухудшается по мере повышения температуры в зоне технологического процесса. Чем выше температура поверхности технологического материала, тем выше должна быть эксергия греющей среды и тем выше требования к качеству топлива и условиям его сжигания. В то же время при низкой температуре поверхности нагрева применение греющей среды с высокой эксергией нецелесообразно, поскольку происходит процесс деградации энергии. С эксергетической точки зрения процессы, при которых эксергия греющей среды поддерживается на пути среды в печи на определенном уровне (за счет введения дополнительной химической или электрической энергии), имеют очевидные преимущества.

При расчете печей следует исходить из необходимости иметь высокий коэффициент использования энергии $\eta_{к. и. э}$. При этом с учетом уменьшения потерь эксергии вопрос о рациональном значении $\eta_{к. и. э}$ должен быть решен путем оптимизации, а не максимализации этого параметра.

В соответствии с первым законом термодинамики для массы вещества M , находящейся в зоне технологического процесса, можно записать следующее выражение:

$$Q_{\text{э}} \cdot \eta_{\text{к. и. э}} = Q_{\text{м}} + Q_{\text{к}}, \quad (10.3)$$

где $Q_{\text{э}}$ — введенная в печь мощность, кВт; $\eta_{\text{к. и. э}}$ — коэффициент использования энергии; $Q_{\text{м}}, Q_{\text{к}}$ — мощность, усвоенная массой M и кладкой, кВт.

Коэффициент использования энергии прежде всего зависит от вида энергии. Например, для электрической энергии, которая может полностью превращаться в тепло, усвоенное материалом (полезное тепло) и кладкой, $\eta_{\text{к. и. э}} = 1$. В то же время для тепловой и химической энергии $\eta_{\text{к. и. э}} < 1$.

Коэффициент $\eta_{\text{к. и. э}}$ характеризует *работоспособность энергии* в конкретных условиях ее использования. В общем случае $\eta_{\text{к. и. э}}$ можно выразить уравнением

$$\eta_{\text{к. и. э}} = \frac{Q_{\text{э}} - Q'}{Q_{\text{э}}} = 1 - \frac{Q'}{Q_{\text{э}}}, \quad (10.4)$$

где Q' — мощность, которая в виде химической и тепловой энергии уходит за пределы рабочего пространства печи, кВт.

С одной стороны, величина $\eta_{\text{к. и. э}}$ определяется полнотой сжигания топлива при заданном коэффициенте расхода кислорода и условиях смешения горючего и окислителя. С другой стороны, она зависит от температуры уходящих из печи продуктов сгорания топлива, т. е. от совершенства процессов теплообмена. В целом, работоспособность энергии зависит от заданных условий протекания технологического процесса и организации тепло- и массопереноса. Поскольку работоспособность энергии зависит от кинетики тепло- и массообмена, то ее величина не может быть определена с помощью постулатов термодинамики обратимых процессов.

Подставив в уравнение (10.3) значение $\eta_{\text{к. и. э}}$ из формулы (10.4), получим уравнение баланса энергии, левая часть которого представляет приходную статью теплового баланса, а правая — расходные статьи:

$$Q_{\text{э}} = Q_{\text{м}} + Q_{\text{к}} + Q'. \quad (10.5)$$

Любая из этих четырех статей баланса может быть разбита на составляющие, и уравнение баланса теплоты (энергии) представится в виде многочлена, каждый член которого находится с помощью специальных расчетов. Если принять, что Q_M — это полезная мощность, усвоенная массой M , то выражение для коэффициента полезного использования тепла $\eta_{к.и.т}$ будет иметь вид

$$\eta_{к.и.т} = \frac{Q_M}{Q_э}. \quad (10.6)$$

С учетом выражений (10.5) и (10.4)

$$\eta_{к.и.т} = 1 - \frac{Q'_э}{Q_э} - \frac{Q_K}{Q_э} \quad (10.6a)$$

или

$$\eta_{к.и.т} = \eta_{к.и.э} - \frac{Q_K}{Q_э}. \quad (10.7)$$

Таким образом, при разработке конструкции печей необходимо стремиться к уменьшению всех видов потерь теплоты в окружающую среду. В этом случае можно обеспечить максимальное приближение коэффициента полезного использования теплоты к величине коэффициента использования энергии.

10.3. ПРИНЦИПЫ РАСЧЕТА ТЕПЛОВОЙ РАБОТЫ ПЕЧЕЙ

В отечественной практике расчетной части проекта печи традиционно отводится пассивная роль. Она заключается в теоретическом подтверждении возможности работы печи при заданных условиях. При подобном подходе основу проекта печи составляют конструктивный облик и показатели работы наиболее совершенного в данный период времени прототипа. При этом новизна проекта не выходит за рамки эволюционного усовершенствования. Следствием подобного подхода к разработке отечественных тепловых агрегатов является их низкая энергоэффективность, уровень которой не соответствует лучшим образцам мировой печной техники.

Современная методология проектирования печей, базирующаяся на известных принципах последовательности и итерационности, предусматривает особую роль расчетной составляющей в общем объеме проектных работ. Как правило, расчет печи выполняется в три этапа. На первом этапе, на стадии формирования технического задания, на проектирование определяется конструктивная схема печи, и устанавливаются основные параметры технической эффективности, соответствующие или превышающие показатели лучших образцов печной индустрии.

Предварительные расчеты печей выполняются перед разработкой эскизного проекта печи. На этой стадии определяются основные конструктивные размеры печи, структура ограждений, параметры температурного и теплового режима, а также характеристики, определяющие технический уровень объекта проектирования. Окончательные расчеты тепловой работы печи являются составной частью технической стадии проекта. Их назначение заключается в теоретическом подтверждении правильности выбора конструкции печи и режимов ее работы, обеспечивающих выполнения требований технического задания на проектирование. Структура предварительных расчетов тепловой работы печи может включать части: материальный баланс, тепловой расчет и баланс механической энергии для печных газов.

Материальный баланс рассчитывается на основе закона сохранения массы. Его назначение заключается в определении выхода продуктов технологического процесса и сжигания топлива. Материальный баланс составляется на единицу исходных материалов (шихта, топливо), на единицу времени или период работы (нестационарный режим). Выход продуктов сгорания определяется в результате расчета горения топлива при заданной тепловой мощности печи. Тепловая мощность печи зависит от расхода и качества топлива. Расход топлива определяется путем составления теплового баланса печи на единицу времени или период работы.

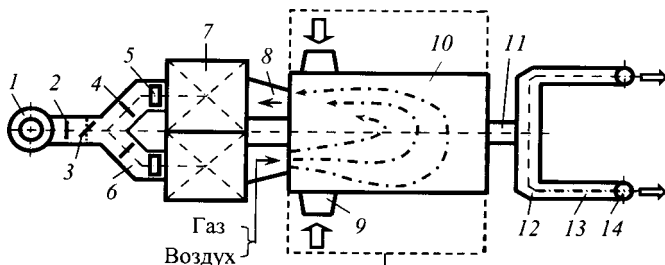
Тепловой баланс составляется на основе закона сохранения энергии. Он может рассчитываться в границах зоны

технологического процесса или генерации теплоты, а также для отдельных элементов и в целом печи. Тепловой баланс, составляемый на малые промежутки времени (5–10 мин), называется *мгновенным*. Его назначение заключается в выяснении динамики расхода энергии на технологический процесс, протекающий в нестационарных условиях. Для стационарных условий тепловой баланс составляется на единицу времени 1 с или 1 ч.

Расчет *баланса механической энергии* обусловлен необходимостью выбора вентиляторов и дымососов, обеспечивающих подачу воздуха на горение и эвакуацию продуктов сгорания соответственно. Этот вид баланса также применяется при расчете систем воздушного охлаждения печи.

10.4. МЕТОДИКА СОСТАВЛЕНИЯ ТЕПЛОВОГО БАЛАНСА

Для определения проектного расхода топлива тепловой баланс составляется в границах зон генерации теплоты и технологического процесса. Например, для стекловаренной печи (рис. 10.1) тепловой баланс составляется



Граница составления теплового баланса

Рис. 10.1

Схема стекловаренной печи тарного стекла с подковообразным пламенем:

1 — труба; 2–5 — отсечной, поворотный, подстроечный и переводной (дымовоздушный) шибер; 6 — дымовые каналы; 7 — регенератор; 8 — горелочное устройство; 9 — карман для загрузки шихты и стеклобоя; 10 — варочная часть печи (рабочее пространство и варочный бассейн); 11 — проток; 12 — выработочный канал; 13 — канал питателя; 14 — питатель стекломассы.

в границах ее варочной части, включающей рабочее пространство и ванну. По газовому пространству печь отделена от регенератора входным сечением воздушных каналов горелочных устройств, а по стекломассе — входным сечением протока, по которому расплав поступает в выработочный канал.

По способу отопления стекловаренные печи подразделяются на газовые и газоэлектрические. Газовые печи отапливаются, как правило, природным газом. При комбинированном режиме отопления основным источником тепла является химическая энергия сжигаемого топлива. Электрическая мощность, введенная непосредственно в стекломассу, рассматривается как дополнительный источник энергии (ДЭП — дополнительный электроподогрев).

10.4.1. УРАВНЕНИЕ ТЕПЛООВОГО БАЛАНСА

Для теплового баланса обязательно равенство прихода и расхода теплоты в границах выделенного конструктивного элемента печи в единицу времени. Для печей непрерывного действия за единицу времени принимается 1 с, поэтому размерность статей теплового баланса кДж/с или кВт.

В общем случае уравнение теплового баланса печи с комбинированным отоплением имеет вид

$$\begin{aligned} Q_x + Q_v + Q_t + Q_m + N_{эл} = \\ = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_{пот} + Q_{ак} + Q_{тр} + Q_{неуч}, \end{aligned} \quad (10.8)$$

где Q_x — химическая теплота топлива, кВт; Q_v , Q_t , Q_m — физическая теплота воздуха, топлива и технологических материалов, загружаемых в печь, кВт; $N_{эл}$ — мощность дополнительного электроподогрева, кВт; Q_1 — полезные затраты теплоты, кВт; Q_2 — потери теплоты с уходящими продуктами сгорания, кВт; Q_3 — химический недожог топлива, кВт; $Q_{пот}$ — потери теплоты в окружающую среду, кВт; $Q_{ак}$ — теплота, аккумулированная кладкой печи, кВт; $Q_{тр}$ — потери теплоты на нагрев транспортирующих и опорных устройств, кВт; $Q_{неуч}$ — неучтенные потери теплоты, кВт. Величина $Q_{неуч}$ принимается равной 10% от

суммы всех статей расходной части теплового баланса без учета Q_2 .

Необходимо отметить, левая и правая части уравнения (10.8) могут быть дополнены другими слагаемыми, учитывающими специфику объекта расчета.

Приходные и расходные статьи теплового баланса, величина которых зависит от расхода топлива, определяются выражениями

$$Q_x = BQ_H^p; \quad (10.9)$$

$$Q_B = Bq_B; \quad (10.10)$$

$$Q_T = Bq_T; \quad (10.11)$$

$$Q_2 = Bq_2; \quad (10.12)$$

$$Q_3 = Bq_3, \quad (10.13)$$

где q_2 — физическая теплота дыма на 1 м^3 газа, кДж/м^3 ; q_3 — химический недожог 1 м^3 газа, кДж/м^3 .

С учетом (10.9)–(10.13) формула (10.8) преобразуется в уравнение, которое после алгебраических преобразований имеет вид

$$\begin{aligned} B(Q_H^3 + q_B + q_T - q_2 - q_3) = \\ = Q_1 + Q_{\text{пот}} + Q_{\text{ак}} + Q_{\text{тр}} + Q_{\text{неуч}} - Q_M - N_{\text{эл}}. \end{aligned} \quad (10.14)$$

Из уравнения (10.14) определяется расход топлива

$$B = \frac{Q_1 + Q_{\text{пот}} + Q_{\text{ак}} + Q_{\text{тр}} + Q_{\text{неуч}} - Q_M - N_{\text{эл}}}{Q_H^p + q_B + q_T - q_2 - q_3}. \quad (10.15)$$

Для газовых плавильных печей непрерывного действия статьи баланса $Q_{\text{ак}}$, $Q_{\text{тр}}$ и $N_{\text{эл}}$ равны нулю, а $Q_{\text{неуч}} = 0,1(Q_1 + Q_3 + Q_{\text{пот}})$. Таким образом, уравнения (10.14) и (10.15) преобразуются к виду

$$B(Q_H^3 + q_B + q_T - q_2 - 1,1q_3) = 1,1(Q_1 + Q_{\text{пот}}) - Q_M; \quad (10.16)$$

$$B = \frac{1,1(Q_1 + Q_{\text{пот}}) - Q_M}{Q_H^p + q_B + q_T - q_2 - 1,1q_3}. \quad (10.17)$$

10.4.2. ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПЕЧЕЙ

Используя уравнение теплового баланса, определим основные характеристики тепловой эффективности печей:

1. *Тепловая нагрузка* газовых печей $Q_{т.н}$ равна химической теплоте сжигаемого топлива

$$Q_{т.н} = Q_x = BQ_H^D. \quad (10.18)$$

Для газозлектрических печей

$$Q_{т.н} = Q_x + N_{эл}. \quad (10.19)$$

При стационарном режиме тепловая нагрузка является величиной постоянной, независимой от времени ($Q_{т.н} = \text{const}$). При нестационарном режиме $Q_{т.н} = f(\tau)$. При этом для характеристики работы печи используется понятие средней во времени ($Q_{т.н}$)_{ср} и максимальной ($Q_{т.н}$)_{max} тепловой нагрузки. Отношение

$$\frac{(Q_{т.н})_{\max}}{(Q_{т.н})_{\text{ср}}} = \xi_{\Phi}$$

называется *коэффициентом форсирования*. Физическая теплота воздуха и топлива не входят в тепловую нагрузку печи, поэтому величина $Q_{т.н}$ носит условный характер.

2. *Термический коэффициент полезного действия* ($\eta_{к.п.д}$, %), являющийся наиболее общей характеристикой тепловой экономичности печи, определяется выражением

$$\eta_{к.п.д} = 100 \left(\frac{Q_1}{Q_{т.н}} \right). \quad (10.20)$$

Наиболее высоким значением термического коэффициента полезного действия характеризуются стекловаренные печи с подковообразным пламенем, для которых он достигает 50–60%.

3. *Коэффициент использования энергии* ($\eta_{к.и.э}$). Обратимся к формуле (10.4), в которой, следуя уравнению теплового баланса (10.16), величина Q_3 равна суммарному приходу тепла в печь, а Q'_3 равна сумме потерь тепла с уходящими продуктами сгорания и потерь тепла, обус-

ловленных химическим недожогом топлива. Следовательно, для 1 м^3 топлива можно записать

$$\eta_{\text{к.и.э}} = 1 - \frac{Q_2 + Q_3}{Q_x + Q_B + Q_T + Q_M}. \quad (10.21)$$

4. *Коэффициент использования тепла.* С учетом уравнения (10.16) выражение для коэффициента $\eta_{\text{к.и.т}}$ будет иметь вид

$$\eta_{\text{к.и.т}} = \eta_{\text{к.и.э}} - \frac{Q_{\text{пот}}}{Q_x + Q_B + Q_T + Q_M}. \quad (10.22)$$

5. *Удельный расход теплоты* ($q_{\text{уд}}$, кДж/кг) используется для оценки тепловой эффективности плавильных печей. Он характеризует затраты тепловой энергии на получение 1 кг материала:

$$q_{\text{уд}} = \frac{Q_{\text{т.п}}}{P_{\text{п}}}, \quad (10.23)$$

где $P_{\text{п}}$ — производительность печи, кг/с.

Применительно к условиям стекловаренных печей лучшие показатели удельных затрат теплоты на варку листового и тарного стекла составляют 5,1 и 4,33 МДж/кг соответственно.

10.4.3. РАСЧЕТ СТАТЕЙ ТЕПЛООВОГО БАЛАНСА

Приходные статьи теплового баланса. Основным источником теплоты, вводимой в печь, является химическая энергия топлива и электрическая мощность, составляющие тепловую нагрузку печи. Дополнительными источниками теплоты, как следует из уравнения теплового баланса, являются физическая теплота воздуха, топлива, материалов и мощность ДЭП.

1. *Физическая теплота воздуха и топлива* рассчитывается по формулам (9.20) и (9.21) соответственно.

2. *Физическая теплота материалов*, загружаемых в печь, определяется выражением

$$Q_M = P_{\text{п}} c_M t_M, \quad (10.24)$$

где c_M — средняя удельная теплоемкость материала, кДж/(кг·К); t_M — температура материала (шихты и стеклобоя), °С.

Для стекольной шихты, состоящей из смеси сырьевых материалов и стеклобоя,

$$Q_M = P_{II} t_M (c_{III} G_{III} + c_6 G_6 + c_{H_2O} G_{III} \cdot H_2O), \quad (10.25)$$

где G_{III} — расход шихты на 1 кг стекломассы, кг/кг; G_6 — расход стеклобоя на 1 кг стекломассы, кг/кг; c_{III} , c_6 , c_{H_2O} — удельная теплоемкость шихты, боя и влаги соответственно, кДж/(кг·К); H_2O — влажность шихты, доли ед.

Расход шихты равен

$$G_{III} = \frac{1}{G_{ст}}, \quad (10.26)$$

где $G_{ст}$ — выход стекломассы на 1 кг шихты, кг/кг.

В свою очередь

$$G_{ст} = 1 - 0,01G_{дег} + G'_6 \quad (10.27)$$

и

$$G'_6 = \frac{G''_6}{100 - G''_6}, \quad (10.28)$$

где $G_{дег}$ — выход продуктов дегазации на 100 кг шихты, кг; G'_6 — расход стеклобоя на 1 кг шихты, кг/кг; G''_6 — доля стеклобоя в суммарной массе шихты и боя, %.

Расход стеклобоя на 1 кг стекломассы равен

$$G_6 = \frac{C'_6}{C_{ст}} \quad (10.29)$$

или

$$C_6 = G_{III} C'_6. \quad (10.29a)$$

Расчет c_6 выполняется по эмпирической зависимости:

$$c_6 = 4,187(0,1794 + 0,632 \cdot 10^{-4} t_M). \quad (10.30)$$

Как правило, температура шихты и боя принимается равной $t_M = 40^\circ\text{C}$. При этом $c_{III} = 0,963$ кДж/(кг·К), $c_6 = 0,7617$ кДж/(кг·К) и $c_{H_2O} = 1,4987$ кДж/(кг·К).

Расходные статьи теплового баланса.

Полезные затраты теплоты Q_1 . Величина и структура полезных затрат теплоты определяются спецификой технологического процесса и конструкцией теплового агрегата.

Для нагревательных печей непрерывного действия

$$Q_1 = P_{\Pi}(c_{m2}t_{m2} - c_{m1}t_{m1}). \quad (10.31)$$

Здесь нижними индексами 1 и 2 обозначено начальное и конечное состояние материала, характеризуемое средней удельной теплоемкостью и температурой.

Для нагревательных печей периодического действия

$$Q_1 = G_{\Pi} \frac{c_{m2}t_{m2} - c_{m1}t_{m1}}{\tau}, \quad (10.32)$$

где G_{Π} — садка печи, т; τ — продолжительность нагрева, ч.

Расчет Q_1 для плавильных печей приведен в п. 10.5.

Потери теплоты с уходящими продуктами сгорания (дымом) определяются по формуле

$$q_2 = c_d t_d V_{\alpha}. \quad (10.33)$$

Здесь c_d , t_d — средняя удельная теплоемкость и температура дыма на выходе из печи.

Величина c_d определяется по аддитивной формуле

$$c_d = 0,01(c_{CO_2}CO_2 + c_{H_2O}H_2O + c_{N_2}N_2 + c_{O_2}O_2), \quad (10.34)$$

где c_{CO_2} , c_{H_2O} , c_{N_2} , c_{O_2} — удельная объемная теплоемкость CO_2 , H_2O , N_2 и O_2 соответственно при t_d , кДж/(м³·К); CO_2 , H_2O , N_2 и O_2 — содержание простых газов в дыме, об. %.

Химический недожог топлива. В прикладных расчетах принимается, что q_3 равно 2% от низшей рабочей теплотворной способности топлива:

$$q_3 = 0,02Q_H^p. \quad (10.35)$$

Потери теплоты в окружающую среду $Q_{\text{пот}}$ состоят из потерь теплоты теплопроводностью через печные ограждения $Q_{\text{пот.т}}$ и потерь теплоты излучением через отверстия в кладке печи $Q_{\text{пот.л}}$.

Величина $Q_{\text{пот.т}}$ определяется по формуле

$$Q_{\text{пот.т}} = 0,001 \sum_{i=1}^n q_{\text{Ti}} F_i, \quad (10.36)$$

где q_{Ti} — удельный тепловой поток через i -й конструктивный элемент поверхности кладки, Вт/м²; F_i — площадь i -й поверхности, м²; n — число конструктивных элементов.

Удельный тепловой поток в окружающую среду, как правило, определяется при смешанной постановке граничных условий I и III рода. При этом для плоской поверхности используется формула (6.14), для цилиндрической поверхности — формула (6.32).

Величина $Q_{\text{пот.л}}$ рассчитывается по формуле

$$Q_{\text{пот.л}} = 0,001 \sum_{i=1}^k Q_{li}, \quad (10.37)$$

где Q_{li} — лучистый тепловой поток через k -е отверстие, Вт; k — число отверстий.

В зависимости от условий теплообмена излучением для расчета Q_{li} используются формулы (8.58), (8.62) и (8.63).

Затраты теплоты на нагрев транспортирующих и опорных устройств $Q_{\text{тр}}$. Для печей непрерывного действия

$$Q_{\text{тр}} = G_{\text{тр}}(c_{\text{тр}2}t_{\text{тр}2} - c_{\text{тр}1}t_{\text{тр}1}), \quad (10.38)$$

где $G_{\text{тр}}$ — масса материала транспортирующих устройств, т; $c_{\text{тр}2}$, $c_{\text{тр}1}$ — конечная и начальная удельная теплоемкость материала соответственно, кДж/(кг·К); $t_{\text{тр}2}$, $t_{\text{тр}1}$ — конечная и начальная температура материала, °С.

Конечная температура транспортирующего устройства принимается равной конечной температуре нагрева поверхности технологического материала.

Для печей периодического действия учитываются потери теплоты на нагрев опорных устройств

$$Q_{\text{тр}} = \frac{G_{\text{тр}}(c_{\text{тр}2}t_{\text{тр}} - c_{\text{тр}1}t_{\text{тр}1})}{\tau}, \quad (10.39)$$

где $G_{\text{тр}}$ — масса материала опорных устройств, т; τ — продолжительность нагрева, ч.

Теплота, аккумулированная кладкой $Q_{\text{ак}}$, определяется для печей периодического действия. Расчетная формула составляется из условия, что величина $Q_{\text{ак}}$ равна количеству теплоты, отданного кладкой в окружающую среду при ее охлаждении после предыдущего нагрева:

$$Q_{\text{ак}} = \frac{M_{\text{к}} c_{\text{к}}}{\tau} \left(\frac{t_{\text{вн}}^{\text{нач}} + t_{\text{нар}}^{\text{нач}}}{2} - \bar{t}_{\text{к}} \right), \quad (10.40)$$

где $M_{\text{к}}$ — масса кладки, кг; $c_{\text{к}}$ — удельная теплоемкость материала кладки, кДж/(кг·К); $t_{\text{вн}}^{\text{нач}}, t_{\text{нар}}^{\text{нач}}$ — температура внутренней и наружной поверхности кладки в конце предыдущего нагрева соответственно, °С; $\bar{t}_{\text{к}}$ — средняя температура кладки после остывания, °С; τ — продолжительность нагрева, с.

В свою очередь

$$\bar{t}_{\text{к}} = t_{\text{окр}} + \Phi_{\text{ак}}(t_{\text{вн}}^{\text{нач}} - t_{\text{окр}}) + \Phi'_{\text{ак}}(t_{\text{охл}} - t_{\text{окр}}), \quad (10.41)$$

где $t_{\text{охл}}$ — температура охлаждающей среды с внутренней стороны кладки в период охлаждения, °С; $t_{\text{окр}}$ — температура окружающей среды, °С; $\Phi_{\text{ак}}, \Phi'_{\text{ак}}$ — функции, определяемые числами Био и Фурье, находятся по данным рисунков 10.2 и 10.3 соответственно.

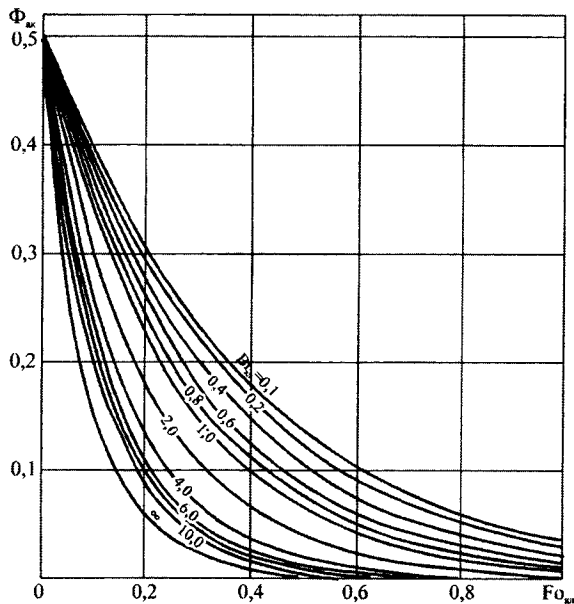


Рис. 10.2
График для определения функции $\Phi_{\text{ак}}$

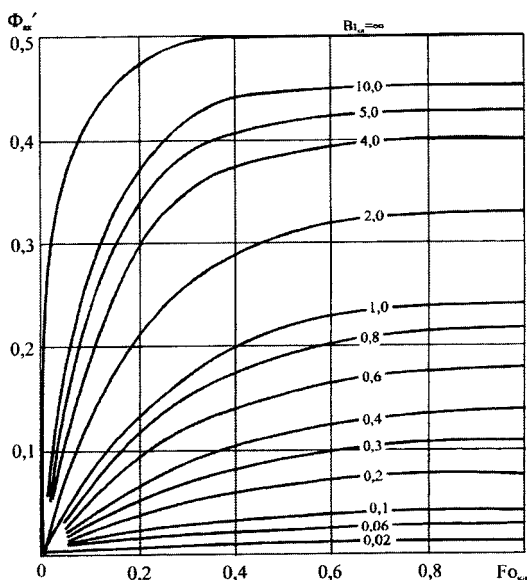


Рис. 10.3
График для определения функции $\Phi'_{ак}$

Таблица 10.1

Тепловой баланс стекловаренной печи

Статьи прихода теплоты	кВт	%	Статьи расхода теплоты	кВт	%
Химическая теплота газа, Q_x	13 719,8	62,35	Полезные затра- ты теплоты, Q_1	8318,1	37,8
Физическая теплота воздуха, Q_v	8118,1	36,89	Потери теплоты с дымом, Q_2	10 930,4	49,67
Физическая теплота топлива, Q_f	24,0	0,11	Потери теплоты с химическим недожогом, Q_3	274,4	1,25
Физическая теплота шихты и боя, Q_m	142,2	0,65	Потери теплоты через кладку печи, $Q_{пот}$	1480,6	6,73
Итого	22 004,1	100	Неучтенные потери, $Q_{неуч}$	993,1	4,51
			Невязка баланса	+7,5	0,03
			Итого	22 004,1	100

Результаты расчета теплового баланса печи сводятся в таблицу. В качестве примера приведем таблицу теплового баланса стекловаренной печи производительностью 280 т/сут (табл. 10.1), в которой невязка баланса равна разности между суммой приходных и суммой расходных статей.

Результаты расчета теплового баланса, в том числе приведенные в сводной таблице, позволяют определить основные параметры тепловой эффективности печей.

Пример 10.2. Определить параметры технической эффективности стекловаренной печи производительностью 280 т/сут (3,2407 кг/с).

Исходные данные:

$$\begin{aligned} Q_{\text{H}}^{\text{p}} &= 36\,200 \text{ кДж/м}^3; \quad B = 0,379 \text{ м}^3/\text{с}; \\ q_{\text{B}} &= 21\,419,8 \text{ кДж/м}^3; \quad q_{\text{Г}} = 63,4 \text{ кДж/м}^3; \\ q_2 &= 28\,840 \text{ кДж/м}^3; \quad q_3 = 724 \text{ кДж/м}^3; \\ Q_1 &= 8176 \text{ кВт} \quad \text{и} \quad Q_{\text{пот}} = 1480,6 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

Результаты расчета:

- по формуле (10.18)

$$Q_{\text{т.н}} = 0,379 \cdot 36\,200 = 13\,719,8 \text{ (кВт)};$$

- по формуле (10.20)

$$\eta_{\text{к.п.д}} = 100 \left(\frac{83\,18,1}{13\,719,8} \right) = 60,6 (\%);$$

- по формуле (10.21)

$$\eta_{\text{к.и.э}} = 1 - \frac{10\,930,4 + 274,4}{13\,719,8 + 8118,1 + 24 + 142,2} = 0,49;$$

- по формуле (10.22)

$$\eta_{\text{к.и.т}} = 0,49 - \frac{1480,6}{13\,719,8 + 8118,1 + 24,0 + 142,2} = 0,42;$$

- по формуле (10.23)

$$q_{\text{уд}} = \frac{13\,719,8}{3,2407} = 4233,6 \text{ (Дж/кг)}.$$

10.5. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ТЕПЛООВОГО БАЛАНСА СТЕКЛОВАРЕННЫХ ПЕЧЕЙ

Расчет теплового баланса стекловаренных печей производится по уравнению (10.16), в соответствии с которым расход топлива определяется выражением (10.17). К особенностям расчета теплового баланса следует отнести определение полезных затрат теплоты на осуществление технологического процесса Q_1 и вычисление физической теплоты увлажненной шихты, состоящей из смеси сырьевых материалов и вторичного боя стекла. Расчет Q_m выполняется по формуле (10.25). Структура полезных затрат теплоты зависит от конструкции стекловаренной печи.

В стекловаренных печах тарного стекла с выделенным выработочным (распределительным) каналом (рис. 10.1)

$$Q_1 = Q_{1.1} + Q_{1.2}, \quad (10.42)$$

где $Q_{1.1}$ — затраты теплоты на стеклообразование, кВт; $Q_{1.2}$ — теплота выработочного потока стекломассы, кВт.

Включение $Q_{1.2}$ в структуру полезных затрат теплоты обусловлено тем, что физическая теплота выработочного потока стекломассы является основным источником энергии в распределительном канале. При этом в Q_1 не учитываются затраты теплоты на нагрев первичного расплава и стеклобоя, входящего в шихту.

С учетом принятых допущений

$$Q_{1.1} = P_n G_{ш} (q_{\Sigma} + q_{1.1} + q_{1.2} + q_{1.3}), \quad (10.43)$$

где q_{Σ} — тепловой эффект реакций стеклообразования на 1 кг шихты, кДж/кг; $q_{1.1}$, $q_{1.2}$, $q_{1.3}$ — затраты теплоты на испарение влаги, нагрев продуктов дегазации, на плавление стекла соответственно, кДж/кг.

Суммарный тепловой эффект реакций стеклообразования на 1 г шихты определяется по формуле

$$q_{\Sigma} = 0,01 \sum_{i=1}^n G_i q_i, \quad (10.44)$$

где G_i — масса i -го оксида, кг; q_i — удельный расход теплоты на реакцию получения i -го оксида (табл. 10.2), кДж/кг; n — число оксидов.

Таблица 10.2

Тепловой эффект реакций стеклообразования

Компонент сырья	Тип реакции	Расход теплоты, кДж/кг
Известняк	$\text{CaCO}_3 \rightarrow \text{CaSiO}_3$	1536,6
Сода	$\text{Na}_2\text{CO}_3 \rightarrow \text{Na}_2\text{SiO}_3$	951,7
Сульфат	$\text{Na}_2\text{SO}_4 \rightarrow \text{Na}_2\text{SiO}_3$	3467,3
Магнезит	$\text{MgCO}_3 \rightarrow \text{MgSiO}_3$	3466,8
Доломит	$\text{CaMg}(\text{CO}_3)_2 \rightarrow \text{MgCa}(\text{SiO}_3)_2$	2736,6
Поташ	$\text{K}_2\text{CO}_3 \rightarrow \text{K}_2\text{SiO}_3$	996,5
Селитра	$\text{KNO}_3 \rightarrow \text{K}_2\text{SiO}_3$	3166,2
Углекислый барий	$\text{BaCO}_3 \rightarrow \text{BaSiO}_3$	988,1
Азотнокислый барий	$\text{Ba}(\text{NO}_3)_2 \rightarrow \text{BaSiO}_3$	2261
Борная кислота	$\text{H}_3\text{BO}_3 \rightarrow \text{B}_2\text{O}_3$	3018,8
Гидрат окиси алюминия	$\text{Al}(\text{OH})_3 \rightarrow \text{Al}_2\text{O}_3$	1766,9
Известняк	$\text{CaCO}_3 \rightarrow \text{CaO}$	2826,2
Магнезит	$\text{MgCO}_3 \rightarrow \text{MgO}$	2750,9

Масса i -го оксида на 100 кг шихты равна

$$G_i = \sum_{i=1}^k G_{\text{к. ш}} K_0 (1 - \text{H}_2\text{O}), \quad (10.45)$$

где $G_{\text{к. ш}}$ — содержание i -го компонента в сырьевых материалах шихты, доли ед.; K_0 — содержание основного вещества или соответствующего оксида в i -м компоненте, доли ед.; k — число компонентов шихты, содержащих i -й оксид.

Затраты теплоты на испарение влаги:

$$q_{1.1} = K\text{H}_2\text{O}, \quad (10.46)$$

где $K = 2514$ — расход теплоты на испарение 1 кг влаги, кДж/кг.

Затраты теплоты на нагрев продуктов дегазации:

$$q_{1.2} = 0,01V_{\text{дег}}c_{\text{дег}}t_{\text{дег}}, \quad (10.47)$$

где $V_{\text{дег}}$ — объем продуктов дегазации на 100 кг шихты, м³; $c_{\text{дег}}$, $t_{\text{дег}}$ — удельная теплоемкость и температура продуктов дегазации, кДж/(м³·К) и °С соответственно.

Объем продуктов дегазации рассчитывается по формуле

$$V_{\text{дег}} = \sum \frac{G_i}{\rho_i}, \quad (10.48)$$

где G_i — суммарный выход i -го компонента дегазации, кг; ρ_i — плотность i -го компонента дегазации, кг/м³.

Суммарный выход продуктов дегазации на 100 кг шихты:

$$G_i = \sum G_1 + \sum G_2 + \sum G_3 + \sum G_4, \quad (10.49)$$

где $\sum G_1$ — выход продукта дегазации, определяемый содержанием в компонентах сырья основного вещества и примесей, кг; $\sum G_2$ — то же, устанавливаемый по величине потерь при прокаливании, кг; $\sum G_3$ — выход CO_2 за счет компонента, предназначенного для ввода углерода, кг; $\sum G_4$ — содержание влаги в продуктах дегазации, кг.

В свою очередь

$$G_1 = G_{\text{к. ш}}(1 - \text{H}_2\text{O}) \left[K_0(1 - K_{\text{RO}_2}) + \sum G_{ni} G'_{ni} \right]; \quad (10.50)$$

$$G_2 = G_{\text{к. ш}} \Pi(1 - \text{H}_2\text{O}); \quad (10.51)$$

$$G_3 = 3,67 G_{\text{к. ш}} K_0(1 - \text{H}_2\text{O}); \quad (10.52)$$

$$G_4 = 100 \text{H}_2\text{O}, \quad (10.53)$$

где K_{RO_2} — коэффициент, учитывающий количество оксида, образующегося при разложении химически чистого вещества: $K_{\text{CO}_2} = 0,57757$ и $K_{\text{SO}_2} = 0,43392$; G_{ni} — количество данной примеси в компоненте, доли ед.; G'_{ni} — количество продукта дегазации примеси, доли ед.; Π — потери при прокаливании, масс. %.

При вводе в шихту углерода из результата расчета продуктов дегазации для сульфата вычитается кислород, пошедший на горение углерода. Количество кислорода, необходимого для горения углерода, определяется выражением

$$G_{\text{O}_2} = 2,67 G_C K_C(1,0 - \text{H}_2\text{O}), \quad (10.54)$$

где G_C — содержание в шихте компонента, предназначенного для ввода углерода, масс. %; K_C — содержание в компоненте углерода, масс. %.

Средняя теплоемкость продуктов дегазации при температуре $t_{\text{дег}}$ определяется по аддитивной формуле

$$c_{\text{дег}} = 0,01(c_{\text{CO}_2}V_{\text{CO}_2} + c_{\text{SO}_2}V_{\text{SO}_2} + c_{\text{H}_2\text{O}}V_{\text{H}_2\text{O}}), \quad (10.55)$$

где $c_{\text{CO}_2}, c_{\text{SO}_2}, c_{\text{H}_2\text{O}}$ — удельная теплоемкость CO_2, SO_2 и H_2O соответственно (табл. П.1), $\text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$; $V_{\text{CO}_2}, V_{\text{SO}_2}, V_{\text{H}_2\text{O}}$ — процентное содержание CO_2, SO_2 и H_2O в продуктах дегазации соответственно.

В свою очередь

$$V_{\text{CO}_2} = \frac{100G_{\text{CO}_2}}{\rho_{\text{CO}_2}V_{\text{дег}}}, \quad V_{\text{SO}_2} = \frac{100G_{\text{SO}_2}}{\rho_{\text{SO}_2}V_{\text{дег}}} \quad \text{и} \quad V_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{100G_{\text{H}_2\text{O}}}{\rho_{\text{H}_2\text{O}}V_{\text{дег}}},$$

где $G_{\text{CO}_2}, G_{\text{SO}_2}, G_{\text{H}_2\text{O}}$ — суммарный выход (на 100 кг шихты) CO_2, SO_2 и H_2O соответственно, кг ; $\rho_{\text{CO}_2}, \rho_{\text{SO}_2}, \rho_{\text{H}_2\text{O}}$ — плотность CO_2, SO_2 и H_2O , $\text{кг}/\text{м}^3$.

Затраты теплоты на плавление стекла:

$$q_{1.3} = 347,52(1 - 0,01G_{\text{дег}}), \quad (10.56)$$

где 347,52 — затраты теплоты на плавление 1 кг стекла, $\text{кДж}/\text{кг}$; $G_{\text{дег}} = G_{\text{CO}_2} + G_{\text{SO}_2} + G_{\text{H}_2\text{O}}$ — выход продуктов дегазации на 100 кг шихты, кг .

Теплота выработочного потока стекломассы равна

$$Q_{1.2} = P_{\text{п}}c_{\text{ст}}t_{\text{ст}}, \quad (10.57)$$

где $c_{\text{ст}}, t_{\text{ст}}$ — средняя удельная теплоемкость и температура стекломассы на входе в проток, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ и $^{\circ}\text{C}$ соответственно.

Средняя удельная теплоемкость стекла определяется по формуле Шарпа и Гинтера

$$c_{\text{ст}} = \frac{4,187}{1 + 0,00146t_{\text{ст}}} \sum_i P_i(a_i t_{\text{ст}} + b_i), \quad (10.58)$$

где P_i — доля оксида в химическом составе стекла, $\text{масс.}\%$; a_i, b_i — коэффициенты (табл. 10.3).

Температура стекломассы на входе в проток рассчитывается по формуле, в которой производительность печи задана в $\text{т}/\text{сут}$:

$$t_{\text{ст}} = 1410,3 - 0,2772P_{\text{п}} + 0,0001P_{\text{п}}^2. \quad (10.59)$$

Таблица 10.3

Коэффициенты в формуле (10.58)

Оксид	a_i	b_i
SiO ₂	0,000468	0,1657
Al ₂ O ₃	0,000453	0,1765
CaO	0,000410	0,1709
MgO	0,000514	0,2142
Na ₂ O	0,000829	0,2229
K ₂ O	0,000445	0,1756
SO ₃	0,00083	0,189

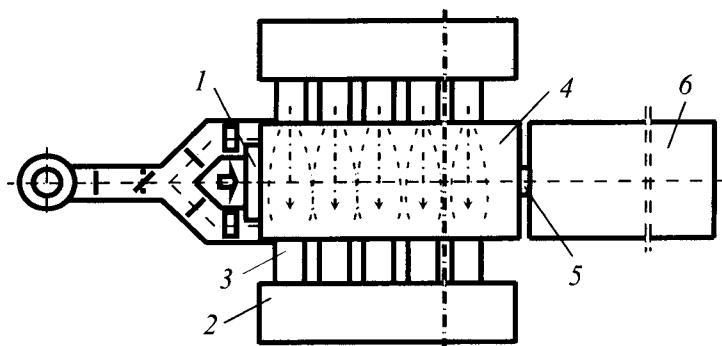


Рис. 10.4

Схема стекловаренной печи листового стекла (флоат-процесс):

1 — загрузочный карман; 2 — регенератор; 3 — горелочное устройство; 4 — печь (рабочее пространство и ванна); 5 — сливной лоток; 6 — ванна расплава.

В стекловаренных печах листового стекла (флоат-процесс) (рис. 10.4) тепловой баланс составляется в границах печи. Полезные затраты теплоты определяются выражением

$$Q_1 = Q_{1.1} + Q_{1.2}, \quad (10.60)$$

где $Q_{1.1}$ — затраты теплоты на стеклообразование, кВт; $Q_{1.2}$ — затраты теплоты на нагрев стеклообоя, кВт.

В свою очередь

$$Q_{1.1} = P_{\text{п}} G_{\text{м}} (q_{\Sigma} + q_{1.1} + q_{1.2} + q_{1.3} + q_{1.4}) \quad (10.61)$$

и

$$Q_{1.2} = P_{\text{п}} G_{\text{б}} c_{\text{б}} (t_{\text{ст}} - t_{\text{м}}), \quad (10.62)$$

где $q_{1.4}$ — затраты теплоты на нагрев первичного расплава, кДж/кг; $t_{\text{ст}}$ — максимальная температура нагрева стекломассы в варочном бассейне, °С. Принимаем $t_{\text{ст}} = t_{\text{дег}}$.

Затраты теплоты на нагрев первичного расплава:

$$q_{1.4} = G_{\text{ст}} c_{\text{пр}} (t_{\text{ст}} - t_{\text{м}}), \quad (10.63)$$

где $c_{\text{пр}}$ — удельная теплоемкость первичного расплава при $t_{\text{ст}}$, кДж/(кг·К).

Температурная зависимость удельной теплоемкости первичного расплава определяется по уравнению

$$c_{\text{пр}} = 4,187(0,1605 + 1,1 \cdot 10^{-4} t_{\text{ст}}). \quad (10.64)$$

Пример 10.3. Определить полезные затраты теплоты на стекловарение в печи тарного стекла производительностью 280 т/сут (3,2407 кг/с) при следующих исходных данных:

- марка тарного стекла ЗТ — 1 (табл. 10.4);
- сырьевые материалы (табл. 10.5);

Таблица 10.4

Химический состав стекла

Оксиды	SiO ₂	Al ₂ O ₃	Fe ₂ O ₃	CaO	MgO	Na ₂ O	K ₂ O	Cr ₂ O ₃	SO ₃
Масс.%	71,9	2	0,2	9,6	2,2	13,1	0,55	0,25	0,20

Таблица 10.5

Химический состав сырьевых материалов, масс.%

Сырьевые материалы	SiO ₂	Al ₂ O ₃	Fe ₂ O ₃	CaO	MgO	Na ₂ O	SO ₃	Cr ₂ O ₃	C	П
Кварцевый песок	98	1,5	0,15	—	—	—	—	—	—	0,35
Нефелин — ПШМ	66	21	0,2	0,5	0,5	11	—	—	—	0,8

Продолжение табл. 10.5

Сырьевые материалы	SiO ₂	Al ₂ O ₃	Fe ₂ O ₃	CaO	MgO	Na ₂ O	SO ₃	Cr ₂ O ₃	C	П
Доломит	2	1,5	0,1	32	20	—	0,2	0,001	—	44,199
Мел технический	0,44	0,01	0,067	52,36	0,19	—	—	0,001	—	46,932
Сода (Na ₂ CO ₃ : 98,7%; NaCl: 0,2%)	—	—	0,003	—	—	57,757	0,023	—	—	42,217
Сульфат натрия (Na ₂ SO ₄ : 99,4%; NaCl: 0,2%)	—	—	0,01	—	0,03	43,392	56,028	—	—	0,54
Хромовый краситель	—	—	—	—	—	—	—	99,5	—	0,5
Уголь	—	—	—	—	—	—	—	—	90	—

Таблица 10.6

Рецепт шихты на 100 кг стекломассы

Компоненты шихты	Масс. части	Масс. %
Кварцевый песок	65,8	55,995
Нефелин — ПШМ	8,55	7,276
Доломит	10,77	9,165
Мел технический	10,37	8,825
Сода кальцинированная	20,09	17,096
Сульфат натрия	1,57	1,336
Хромовый краситель	0,25	0,213
Уголь	0,11	0,094
Итого	117,51	100

- содержание стеклобоя в суммарной массе шихты и боя — 30%;
- влажность шихты — 4%;
- рецепт шихты (табл. 10.6);
- температура нагрева продуктов дегазации — 1500°C.

Результаты расчета.

1. По формуле (10.45) находится количество стеклообразующих оксидов (на 100 кг шихты), учитываемых в расчете теплового эффекта реакций стеклообразования:

а) CaO:

- нефелин — ПШМ

$$G = 7,276 \cdot 0,005(1 - 0,04) = 0,0349 \text{ (кг);}$$

- доломит

$$G = 9,165 \cdot 0,32(1 - 0,04) = 2,8155 \text{ (кг);}$$

- мел

$$G = 8,825 \cdot 0,5236(1 - 0,04) = 4,4359 \text{ (кг);}$$

б) MgO:

- нефелин — ПШМ

$$G = 7,276 \cdot 0,005(1 - 0,04) = 0,0349 \text{ (кг);}$$

- доломит

$$G = 9,165 \cdot 0,2(1 - 0,04) = 1,7597 \text{ (кг);}$$

- мел

$$G = 8,825 \cdot 0,0019(1 - 0,04) = 0,0161 \text{ (кг);}$$

- сульфат натрия

$$G = 1,336 \cdot 0,0003(1 - 0,04) = 0,0004 \text{ (кг);}$$

в) Na₂O:

- нефелин — ПШМ

$$G = 7,276 \cdot 0,11(1 - 0,04) = 0,7683 \text{ (кг);}$$

- сода

$$G = 17,096 \cdot 0,57757(1 - 0,04) = 9,4792 \text{ (кг);}$$

- сульфат натрия

$$G = 1,336 \cdot 0,43392(1 - 0,04) = 0,5565 \text{ (кг);}$$

г) Al_2O_3 :

- кварцевый песок

$$G = 55,995 \cdot 0,015(1 - 0,04) = 0,8063 \text{ (кг);}$$

- нефелин — ПШМ

$$G = 7,276 \cdot 0,21(1 - 0,04) = 1,4668 \text{ (кг);}$$

- доломит

$$G = 9,165 \cdot 0,015(1 - 0,04) = 0,132 \text{ (кг);}$$

- мел

$$G = 8,825 \cdot 0,0001(1 - 0,04) = 0,0008 \text{ (кг).}$$

2. По формуле (10.44) определяется тепловой эффект реакций стеклообразования (см. табл. 10.1):

- реакция $\text{CaMg}(\text{CO}_3)_2 \rightarrow \text{CaMg}(\text{SiO}_3)_2$

$$q_{i.1} = 0,01 \cdot 2736,2(2,8155 + 1,7597) = 125,2 \text{ (кДж/кг);}$$

- реакция $\text{CaCO}_3 \rightarrow \text{CaSiO}_3$

$$q_{i.2} = 0,01 \cdot 1536,6(4,4359 + 0,0349) = 68,7 \text{ (кДж/кг);}$$

- реакция $\text{Na}_2\text{CO}_3 \rightarrow \text{Na}_2\text{SiO}_3$

$$q_{i.3} = 0,01 \cdot 951,7(9,4792 + 0,7683) = 97,5 \text{ (кДж/кг);}$$

- реакция $\text{Na}_2\text{SO}_4 \rightarrow \text{Na}_2\text{SiO}_3$

$$q_{i.4} = 0,01 \cdot 3467,3 \cdot 0,5565 = 19,3 \text{ (кДж/кг);}$$

- реакции получения MgCO_3 за счет примесей нефелина — ПШМ, мела и сульфата натрия

$$q_{i.5} = 0,01 \cdot 3466,8(0,0349 + 0,0161 + 0,0004) = 1,8 \text{ (кДж/кг);}$$

- реакции получения Al_2O_3 за счет примесей кварцевого песка, нефелина — ПШМ, доломита и мела

$$q_{i.6} = 0,01 \cdot 1766,9(0,8063 + 1,4668 + 0,132 + 0,0008) = 42,5 \text{ (кДж/кг).}$$

Тепловыми эффектами образования других соединений, в виду их относительной малости, пренебрегаем. Тогда суммарный тепловой эффект реакций стеклообразования на 1 кг шихты равен

$$q_{\Sigma} = q_{i.1} + q_{i.2} + q_{i.3} + q_{i.4} + q_{i.5} + q_{i.6} = \\ = 125,2 + 68,7 + 97,5 + 19,3 + 1,8 + 42,5 = 355 \text{ (кДж/кг)}.$$

3. По формуле (10.46) вычисляются затраты тепла на испарение влаги:

$$q_{1.1} = 2514 \cdot 0,04 = 100,56 \text{ (кДж/кг)}.$$

4. По формулам (10.50)–(10.54) находится количество продуктов дегазации на 100 кг шихты:

а) CO_2 :

- кварцевый песок

$$G_2 = 0,01 \cdot 55,995 \cdot 0,35(1 - 0,04) = 0,1881 \text{ (кг)};$$

- нефелин — ПШМ

$$G_2 = 0,01 \cdot 7,276 \cdot 0,8(1 - 0,04) = 0,0559 \text{ (кг)};$$

- доломит

$$G_2 = 0,01 \cdot 9,165 \cdot 44,199(1 - 0,04) = 3,8888 \text{ (кг)};$$

- мел

$$G_2 = 0,01 \cdot 8,825 \cdot 46,932(1 - 0,04) = 3,9761 \text{ (кг)};$$

- сода

$$G_1 = 17,096(1 - 0,04) \cdot 0,987(1 - 0,57757) = 6,8429 \text{ (кг)};$$

- уголь

$$G_3 = 3,67 \cdot 0,094 \cdot 0,9(1 - 0,04) = 0,2981 \text{ (кг)}.$$

Общий выход CO_2 :

$$G_{\text{CO}_2} = 0,1881 + 0,0559 + 3,8888 + 3,9761 + \\ + 6,8429 + 0,2981 = 15,25 \text{ (кг)};$$

б) SO_2 :

- сульфат натрия:

$$G_1 = 1,336(1 - 0,04) \cdot 0,994(1 - 0,43392) = 0,7217 \text{ (кг)}.$$

$$G_{\text{O}_2} = 2,67 \cdot 0,094 \cdot 0,9(1 - 0,04) = 0,2168 \text{ (кг)}.$$

Общий выход SO_2 :

$$G_{\text{SO}_2} = G_1 - G_{\text{O}_2} = 0,7217 - 0,2168 = 0,505 \text{ (кг)};$$

в) NaCl :

- сода

$$G_3 = 17,096 \cdot 0,002(1 - 0,04) = 0,0328 \text{ (кг)};$$

- сульфат натрия

$$G_3 = 1,336 \cdot 0,002(1 - 0,04) = 0,0026 \text{ (кг)}.$$

Общий выход NaCl :

$$G_{\text{NaCl}} = 0,0328 + 0,0026 = 0,035 \text{ (кг)};$$

г) H_2O :

$$G_4 = 100 \cdot 0,04 = 4 \text{ (кг)}.$$

В виду малости величину G_{NaCl} исключаем из дальнейших расчетов.

Общий выход продуктов дегазации (на 100 кг шихты):

- по весу:

$$G_{\text{дег}} = 15,25 + 0,505 + 4 = 19,755 \text{ (кг)};$$

- по объему:

$$V_{\text{дег}} = \frac{15,25}{1,9788} + \frac{0,505}{2,9261} + \frac{4}{0,833} = 12,68 \text{ (м}^3\text{)}.$$

Состав продуктов дегазации:

$$V_{\text{CO}_2} = \frac{15,25}{1,9788} + \frac{0,505}{2,9261} + \frac{4}{0,833} = 12,68 \text{ (%)};$$

$$V_{\text{SO}_2} = \frac{0,505 \cdot 100}{2,9261 \cdot 12,68} = 1,36 \text{ (%)};$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{4 \cdot 100}{0,833 \cdot 12,68} = 37,87 \text{ (%)}.$$

5. По формуле (10.55) с использованием данных таблицы П.4 находится средняя удельная теплоемкость продуктов дегазации:

$$c_{\text{дег}} = 0,01(2,3354 \cdot 60,77 + 2,2777 \cdot 1,36 + 1,8528 \cdot 37,87) = 2,1518 \text{ (кДж/(м}^3\text{·К))}.$$

6. По формуле (10.47) определяются затраты теплоты на нагрев продуктов дегазации:

$$q_{1.2} = 0,01 \cdot 12,68 \cdot 2,1518 \cdot 1500 = 409,27 \text{ (кДж/кг)}.$$

7. По формуле (10.56) находятся затраты теплоты на плавление стекла:

$$q_{1.3} = 347,52(1 - 0,01 \cdot 19,79) = 278,74 \text{ (кДж/кг)}.$$

8. По формулам (10.26)–(10.28) рассчитывается расход шихты на 1 кг стекломассы:

$$G'_6 = \frac{30}{100 - 30} = 0,429 \text{ (кг/кг)};$$

$$G_{\text{ст}} = 1 - 0,01 \cdot 19,79 + 0,429 = 1,231 \text{ (кг/кг)};$$

$$G_{\text{ш}} = \frac{1}{1,231} = 0,812 \text{ (кг/кг)}.$$

9. По формуле (10.43) определяются затраты теплоты на стеклообразование при заданной производительности печи:

$$Q_{1.1} = 3,2407 \cdot 0,812(355 + 100,56 + 409,27 + 278,74) = 3009,2 \text{ (кВт)}.$$

10. Расчет тепловых потерь с выработочным потоком стекломассы:

- по формуле (10.59)

$$t_{\text{ст}} = 1410,3 - 0,2772 \cdot 280 + 0,0001 \cdot 280^2 = 1340,5 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

- по формуле (10.58)

$$\begin{aligned} c_{\text{ст}} &= \frac{4,187}{1 + 0,00146 \cdot 1340,5} \times \\ &\times [0,719(0,000468 \cdot 1340,5 + 0,1657) + \\ &+ 0,02(0,000453 \cdot 1340,5 + 0,1765) + \\ &+ 0,096(0,000410 \cdot 1340,5 + 0,1709) + \\ &+ 0,022(0,000514 \cdot 1340,5 + 0,2142) + \\ &+ 0,131(0,000829 \cdot 1340,5 + 0,2229) + \\ &+ 0,0055(0,000445 \cdot 1340,5 + 0,1756) + \\ &+ 0,002(0,000830 \cdot 1340,5 + 0,1890)] = \\ &= 1,2128 \text{ (кДж/кг} \cdot \text{K)}; \end{aligned}$$

- по формуле (10.57)

$$Q_{1,2} = 3,2407 \cdot 1,2128 \cdot 1340,5 = 5268,6 \text{ (кВт)}.$$

11. По формуле (10.42)

$$Q_1 = 3009,2 + 5268,6 = 8277,8 \text{ (кВт)}.$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Дать определение тепловой работе печи.
2. Расчет коэффициентов использования энергии и теплоты.
3. Виды балансовых расчетов при проектировании печей.
4. Требования к составлению уравнения теплового баланса печи.
5. Общее уравнение теплового баланса печи.
6. Способы повышения тепловой экономичности печей.
7. Приходные статьи теплового баланса печей.
8. Расходные статьи теплового баланса печей.
9. Расчет потерь с продуктами сгорания топлива.
10. Структура потерь теплоты через кладку печи.
11. Структура теоретических затрат теплоты на стеклообразование.
12. Расчет потерь теплоты с выработочным потоком стекломассы.
13. Показатели технической эффективности печей.

ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

11.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Теплообменным аппаратом называется устройство, в котором одна среда обменивается теплом с другой средой. Греющей средой являются высокотемпературные продукты сгорания топлива (дым), поступающие в аппарат из рабочего пространства печи. Нагреваемой средой является воздух, подаваемый в печь для сжигания газа. В зависимости от способа теплообмена аппараты подразделяются на *рекуператоры* и *регенераторы*.

В рекуперативном теплообменнике передача теплоты от продуктов сгорания к воздуху происходит через разделительную поверхность. При этом греющая среда с температурой 1000–1600°C движется, как правило, внутри вертикальных труб или обтекает пучки труб. Соответственно нагреваемая среда обтекает вертикальные трубы или движется внутри пучка труб. Во всех случаях процесс теплопередачи является стационарным и непрерывным.

Классификация рекуператоров выполняется по типу разделительной поверхности (керамическая, металлическая) и схеме движения газовых потоков. По последнему признаку рекуператоры подразделяются на аппараты прямоточного, противоточного, перекрестно-прямоточного и перекрестно-противоточного тока (рис. 11.1). Выбор схемы движения потоков зависит от конструкции рекуператора и температуры продуктов сгорания на входе в аппарат. Например, в радиационном рекуператоре при темпе-

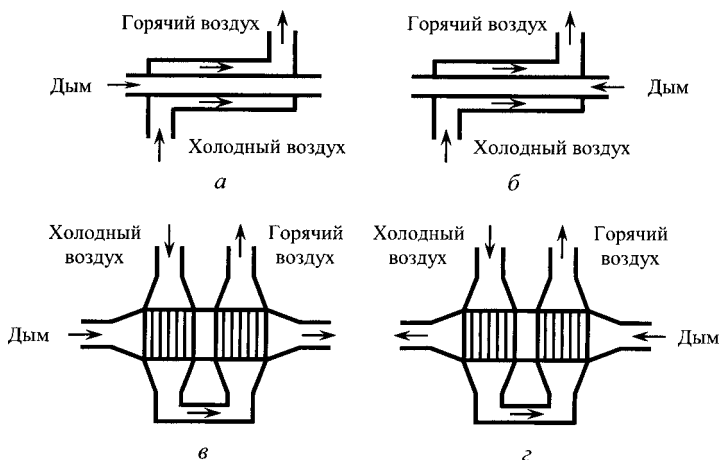


Рис. 11.1
Схемы движения сред:

а — прямоточная; *б* — противоточная; *в* — перекрестно-прямоточная; *г* — перекрестно-противоточная.

ратуре дыма $1000\text{--}1100^\circ\text{C}$ используется противоточное движение воздуха, а при больших температурах — прямоточное.

Керамические рекуператоры применяются для подогрева воздуха до $800\text{--}1000^\circ\text{C}$. По конструкции они подразделяются на аппараты трубчатого и блочного типа. Трубчатые рекуператоры собираются из восьмигранных труб длиной $300\text{--}400$ мм, изготавливаемых из шамотного или карбошамотного огнеупора. Трубы, устанавливаемые в шахматном порядке, соединяются посредством восьмигранных шамотных муфт. Дымовые газы движутся сверху вниз внутри труб. Воздух омывает наружную поверхность труб и движется снизу вверх, несколько раз меняя свое направление на 180° . Блочные рекуператоры собираются из блоков прямоугольной формы, каждый из которых имеет четыре внутренние полости. При установке блоков друг на друга внутренние полости образуют вертикальные каналы, по которым движется нагреваемый воздух. Продукты сгорания направляются между рядами блоков, омывая их с двух сторон.

Среди многочисленных типов металлических рекуператоров наибольшее применение находят радиационные щелевые и конвективные трубчатые аппараты. В радиационных рекуператорах, обеспечивающих нагрев воздуха до 500–800°C, продукты сгорания движутся по внутренней трубе большого диаметра, а воздух — по кольцевой щели между внутренней и наружной трубой. Применение трубчатых рекуператоров ограничено температурой дыма на входе в аппарат до 1000°C. Среди них наибольшее применение получили конструкции петлевых рекуператоров. Следует отметить, что конструктивные особенности металлических рекуператоров и параметры их работы детально рассмотрены в многочисленных учебных и специальных изданиях.

В рекуператоре температура нагрева воздуха лимитируется стойкостью материала разделительной поверхности, поэтому они в основном используются для подогрева воздуха в нагревательных и термических печах различного технологического назначения. К принципиальным недостаткам рекуператоров, наряду с невысокой температурой подогрева воздуха, можно отнести небольшой срок службы, а также высокую температуру дыма (550–650°C) на выходе из аппарата. Значительное теплосодержание дыма за рекуператором предполагает применение второй ступени теплоутилизации, в качестве которой используются различные устройства для подогрева воды. Проблематичным представляется применение рекуператоров для регенерации теплоты запыленных продуктов сгорания топлива. В то же время благодаря компактности конструкции рекуперативные теплообменники в настоящее время находят широкое применение в промышленности.

Теплообменные устройства регенеративного типа, обеспечивающие подогрев воздуха до 1250–1350°C, используются в высокотемпературных стекловаренных печах. В зависимости от схемы отопления рабочего пространства (поперечная, подковообразная) температура дыма на входе в регенератор составляет 1400–1550°C. Благодаря эффективному использованию теплоты продуктов сгорания температура дыма на выходе из регенератора не превы-

шает 400–450°С. Данный уровень температуры дыма позволяет ограничиться одностадийной схемой теплоутилизации и обеспечить эвакуацию продуктов сгорания из печи без применения дымососов.

Конструктивно регенератор выполняется в виде двух камер, разделенных вертикальной стенкой. Большая часть внутреннего объема камер заполнена насадочными элементами, изготовленными из огнеупорного материала. В отличие от рекуператоров регенераторы работают в повторяющемся циклическом режиме. Полный цикл работы регенератора складывается из продолжительности периодов (полуциклов) нагрева и охлаждения насадки. В дымовой период насадка регенератора нагревается продуктами сгорания топлива, поступающими из рабочего пространства печи. В воздушный период аккумулированная насадкой теплота передается воздуху, предназначенному для сжигания топлива. Таким образом, в регенераторе используется противоточная схема движения продуктов сгорания и воздуха относительно неподвижной насадки. Регенеративные печи характеризуются реверсивным способом отопления. Продолжительность периода нагрева и охлаждения насадки принимается равной 20–30 мин.

Конструктивно регенеративные теплообменники подразделяются на одно-, двух- и трехоборотные аппараты (рис. 11.2). В стекловаренных печах наибольшее применение находят однооборотные регенераторы, конструкция которых характеризуется относительной простотой и малой

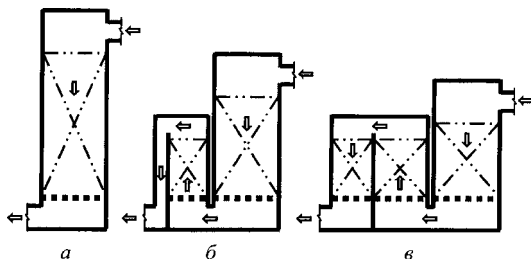


Рис. 11.2

Схема одно- (а), двух- (б) и трехоборотного (в) регенератора: стрелками показано направление движения дыма в период нагрева насадки

площадью поперечного сечения. Применение многооборотных схем регенерации теплоты дыма, как правило, обусловлено недостаточной высотой здания, в котором установлена печь, а также высоким уровнем грунтовых вод, лимитирующим устройство заглубленных фундаментов под регенератор.

Применение высококачественных огнеупорных материалов для кладки регенератора и изготовления насадки позволяет сбалансировать его межремонтный период с кампанией печи. В стекловаренных печах срок службы регенератора и печи достигает 8–10 лет. Благодаря применению термической чистки насадки она сохраняет свои эксплуатационные свойства в течение всей кампании печи.

К недостаткам регенераторов следует отнести их значительные габаритные размеры и большой расход относительно дорогих огнеупорных и теплоизоляционных изделий.

11.2. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ РЕКУПЕРАТОРОВ

Целью конструкторского (прямого) теплового расчета является определение площади поверхности нагрева рекуператора, при которой обеспечивается заданная температура подогрева воздуха. Поверочный (обратный) расчет выполняется для вычисления температуры нагрева воздуха при заданных геометрических параметрах рекуператора.

Искомая величина конструкторского расчета F (м^2) находится из уравнения теплопередачи

$$F = \frac{Q_{\text{в}}}{K_{\Sigma} \Delta t_{\text{ср}} \varepsilon_{\Delta t}}, \quad (11.1)$$

где $Q_{\text{в}}$ — количество теплоты переданной воздуху, Вт; K_{Σ} — суммарный коэффициент теплопередачи от дыма к воздуху, Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$); $\Delta t_{\text{ср}}$ — среднелогарифмическая разность температур между дымом и нагреваемым воздухом, °С; $\varepsilon_{\Delta t}$ — поправочный коэффициент, учитываемый при комбинированной схеме движения газовых потоков.

Количество теплоты (кВт), переданное воздуху, равно

$$Q_B = V_B'' i_B'' - V_B' i_B' \quad (11.2)$$

где V_B', V_B'' — расход воздуха на входе и выходе из рекуператора при н. ф. у. соответственно, $\text{м}^3/\text{с}$; $i_B' = c_B' t_B', i_B'' = c_B'' t_B''$ — начальная и конечная энтальпия воздуха соответственно, $\text{кДж}/\text{м}^3$; t_B', t_B'' — начальная и конечная температура воздуха, $^{\circ}\text{C}$; c_B', c_B'' — средняя удельная теплоемкость воздуха при t_B' и t_B'' соответственно, $\text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$.

Расход воздуха на выходе из рекуператора равен расходу воздуха на горение, который задается условиями расчета. Расход воздуха на входе в рекуператор определяется с учетом прососа воздуха в дымовые каналы

$$V_B' = \frac{V_B''}{1 - n_B}, \quad (11.3)$$

где n_B — количество воздуха, перетекающего в продукты сгорания, в долях от количества воздуха на входе в рекуператор V_B' .

Для керамических рекуператоров $n_B = 0,15-0,3$. Меньшее значение n_B соответствует блочным аппаратам, а большее — трубчатым. Для игольчатых рекуператоров $n_B = 0,1-0,15$.

Среднелогарифмическая разность температур между дымом и воздухом определяется выражением

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{нач}} - \Delta t_{\text{кон}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{нач}}}{\Delta t_{\text{кон}}}}, \quad (11.4)$$

где $\Delta t_{\text{нач}}, \Delta t_{\text{кон}}$ — разности между температурами продуктов сгорания и воздуха в начале и конце поверхности нагрева, $^{\circ}\text{C}$.

Для противотока

$$\Delta t_{\text{нач}} = t_d' - t_B'' \quad \text{и} \quad \Delta t_{\text{кон}} = t_d'' - t_B', \quad (11.5)$$

где t_d', t_d'' — начальная и конечная температура дыма, $^{\circ}\text{C}$.

Для прямого тока

$$\Delta t_{\text{нач}} = t_d' - t_B' \quad \text{и} \quad \Delta t_{\text{кон}} = t_d'' - t_B''. \quad (11.6)$$

Коэффициент $\varepsilon_{\Delta t}$ находится по графикам Б. П. Тебенькова (рис. 11.3) с использованием параметров R и P :

$$R = \frac{t'_d - t''_d}{t''_b - t'_b}; \quad (11.7)$$

$$P = \frac{t''_b - t'_b}{t'_d - t'_b}. \quad (11.7a)$$

Температуры t'_d и t''_d находятся по i - t -диаграмме по энтальпии продуктов сгорания на входе i'_d и выходе i''_d из рекуператора соответственно. Величина i'_d (кДж/м³) находится по выражению

$$i'_d = c'_d t'_d, \quad (11.8)$$

где t'_d , c'_d — температура и удельная теплоемкость продуктов сгорания на входе в рекуператор, °С и кДж/(м³·К) соответственно.

Для определения энтальпии дыма на выходе из рекуператора составляется уравнение теплового баланса:

$$Q''_d = \eta Q'_d - Q_b, \quad (11.9)$$

где Q''_d — количество теплоты, уносимой продуктами сгорания из рекуператора, кВт; $Q'_d = V'_d i'_d$ — количество теплоты, вносимое в рекуператор продуктами сгорания, кВт; η — коэффициент, учитывающий потери теплоты в окружающую среду. Как правило, принимается $\eta = 0,95$.

В свою очередь

$$i''_d = \frac{Q''_d}{V''_d}, \quad (11.10)$$

где $V''_d = V'_d + n_b V'_b$ — расход продуктов сгорания на выходе из рекуператора при н. ф. у., м³/с; V'_d — расход продуктов сгорания на входе в рекуператор, м³/с.

Для того чтобы воспользоваться i - t -диаграммой (рис. 9.1), определяется содержание воздуха в продуктах сгорания. На входе в рекуператор $V_L^{\text{вверх}}$ находится по формуле (9.12), на выходе из рекуператора $V_L^{\text{низ}}$ определяется выражением

$$V_L^{\text{низ}} = \frac{(\alpha_{\text{низ}} - 1)V_b''}{\alpha V_d''} \cdot 100\%. \quad (11.11)$$

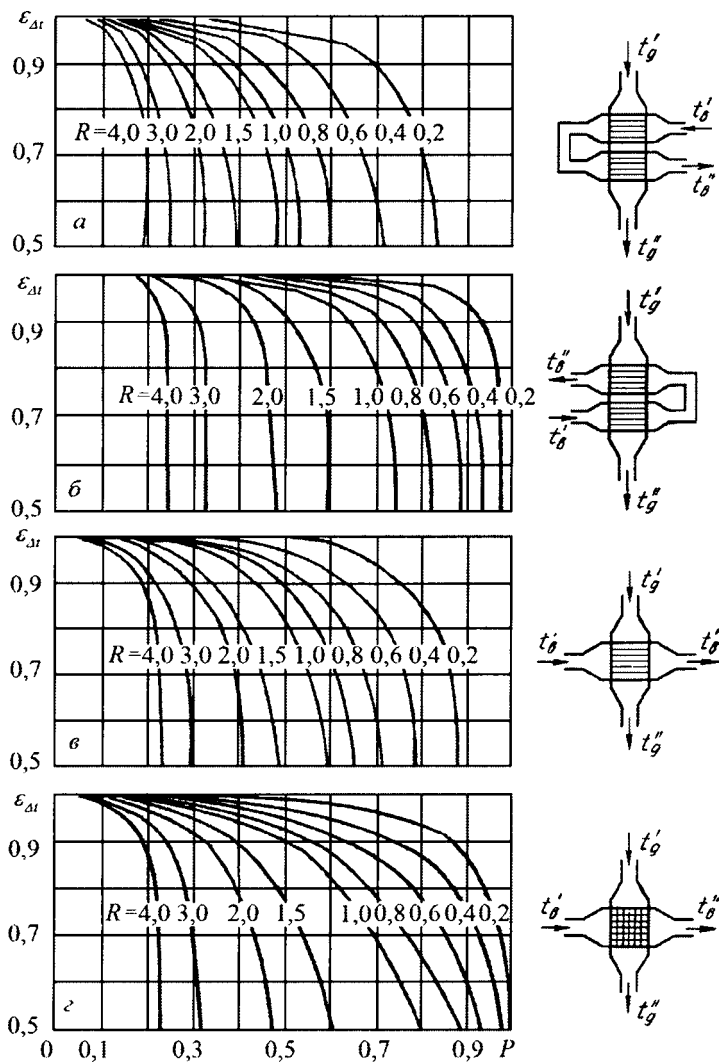


Рис. 11.3
Коэффициент $\epsilon_{\Delta t}$:

a — комбинированный крестообразный параллельный ток; *b* — комбинированный крестообразный противоток; *в*, *г* — одиночный крестообразный ток (*a*–*в* — поток в трубах не перемешивается, внешний поток перемешивается; *г* — оба потока в трубах не перемешиваются).

Здесь коэффициент расхода воздуха α задается условиями расчета горения топлива. При диффузионном сжигании газа в пламенных печах, как правило, $\alpha = 1,1$. Коэффициент расхода воздуха для низа рекуператора $\alpha_{\text{низ}}$ находится по составу продуктов сгорания с учетом разбавления воздухом:

$$\alpha_{\text{низ}} = \frac{1}{1 - \frac{3,762\text{O}_2}{\text{N}_2}}. \quad (11.12)$$

В рекуператоре расчет теплопередачи от дыма к воздуху происходит через разделительную однослойную стенку при граничных условиях III рода. Для плоской керамической стенки K_{Σ} находится по уравнению (6.10). Для металлических рекуператоров термическое сопротивление разделительной стенки $\frac{\delta}{\lambda}$ пренебрежительно мало, поэтому формула (6.10) преобразуется к виду

$$K_{\Sigma} = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}, \quad (11.13)$$

где α_1, α_2 — коэффициент теплоотдачи на внутренней и наружной стороне стенки рекуператора, Вт/(м²·К).

Для цилиндрической стенки

$$K_{\Sigma} = \left[d_{\text{ср}} \left(\frac{1}{\alpha_1 d_{\text{вн}}} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_{\text{нар}}}{d_{\text{вн}}} + \frac{1}{\alpha_2 d_{\text{нар}}} \right) \right]^{-1}, \quad (11.14)$$

где δ — толщина разделительной стенки, м; λ — теплопроводность материала стенки, Вт/(м·К); $d_{\text{вн}}, d_{\text{нар}}, d_{\text{ср}}$ — внутренний, наружный и средний диаметр цилиндрической стенки рекуператора соответственно, м. При отношении $\frac{d_{\text{нар}}}{d_{\text{вн}}} < 1,5$ коэффициент теплопередачи находится по формулам для плоской стенки (погрешность расчета не более 3%).

При определении $d_{\text{ср}}$:

$$\begin{aligned} &\text{если } \alpha_1 \gg \alpha_2, \text{ то } d_{\text{ср}} = d_{\text{нар}}; \\ &\text{если } \alpha_1 \approx \alpha_2, \text{ то } d_{\text{ср}} = 0,5(d_{\text{вн}} + d_{\text{нар}}); \\ &\text{если } \alpha_1 \ll \alpha_2, \text{ то } d_{\text{ср}} = d_{\text{вн}}. \end{aligned}$$

Коэффициент теплоотдачи от дыма к стенке $\alpha_{\text{д}}$ равен сумме лучистой $\alpha_{\text{д.л}}$ и конвективной $\alpha_{\text{д.к}}$ составляющих:

$$\alpha_{\text{д}} = \alpha_{\text{д.л}} + \alpha_{\text{д.к}}.$$

Расчет $\alpha_{\text{д.л}}$ выполняется по формуле В. Г. Лисиенко, учитывающей селективность излучения дыма и стенки,

$$\alpha_{\text{д.л}} = \frac{C_0 \alpha''_{\text{ст}}}{\frac{1}{\varepsilon''_{\text{д}}} + \frac{1}{\varepsilon''_{\text{ст}}} - 1} \frac{\left[\frac{\alpha''_{\text{д}}}{\alpha''_{\text{ст}}} \left(\frac{\bar{T}_{\text{д}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{\bar{T}_{\text{ст}}}{100} \right)^4 \right]}{\bar{T}_{\text{д}} - \bar{T}_{\text{ст}}}, \quad (11.15)$$

где $\bar{T}_{\text{д}}, \bar{T}_{\text{ст}}$ — средние температуры дыма и стенки, К; $\varepsilon''_{\text{д}}$ — степень черноты дыма в области поглощающих полос спектра излучения; $\varepsilon''_{\text{ст}}$ — степень черноты стенки в области поглощающих полос спектра излучения дыма; $\alpha''_{\text{д}}, \alpha''_{\text{ст}}$ — доля излучения абсолютно черного тела в области поглощающих полос спектра излучения дыма при $\bar{T}_{\text{д}}$ и $\bar{T}_{\text{ст}}$ и соответственно (табл. 11.1).

Температура $\bar{T}_{\text{д}} = \bar{t}_{\text{д}} + 273$, где $\bar{t}_{\text{д}} = 0,5(t'_{\text{д}} + t''_{\text{д}})$. Температура $\bar{T}_{\text{ст}} = \bar{t}_{\text{ст}} + 273$, где $\bar{t}_{\text{ст}} = 0,5[0,5(t'_{\text{д}} + t''_{\text{д}}) + 0,5(t'_{\text{в}} + t''_{\text{в}})]$.

Величина $\varepsilon''_{\text{д}}$ и $\varepsilon''_{\text{ст}}$ определяется по формулам

$$\varepsilon''_{\text{д}} = \frac{\varepsilon_{\text{д}}}{\alpha''_{\text{д}}}, \quad (11.16)$$

$$\varepsilon''_{\text{ст}} = \frac{\varepsilon_{\text{ст}}}{\alpha''_{\text{ст}}}, \quad (11.16a)$$

где $\varepsilon_{\text{д}}, \varepsilon_{\text{ст}}$ — интегральная степень черноты дыма и стенки.

Таблица 11.1

Доля излучения абсолютно черного тела α''
в области поглощающих полос смеси H_2O и CO_2

$t, ^\circ\text{C}$	100	200	300	400	500	600	700	800	900
α''	0,764	0,774	0,779	0,759	0,729	0,702	0,675	0,651	0,626
$t, ^\circ\text{C}$	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800
α''	0,602	0,577	0,550	0,524	0,498	0,473	0,453	0,43	0,409

Степень черноты дыма ε_d рассчитывается по формулам (8.10)–(8.12) или по формуле (8.13) с использованием номограмм, приведенных на рисунках 8.3–8.5. Степень черноты стенки находится по таблице П.7. Для приближенных расчетов керамических и металлических рекуператоров принимается $\varepsilon_{ст}'' = 0,8–0,85$.

Коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху α_v , а также α_k определяются условиями конвективной теплоотдачи. Для нахождения α_k и α_v применяется критериальное уравнение (7.19а), которое для условий рекуператора (в редакции В. Г. Лисиенко) имеет вид

$$Nu = ARe^n Pr^m K_{рек}. \quad (11.17)$$

Здесь A, n, m — коэффициенты (табл. 11.2). $K_{рек}$ — суммарный поправочный коэффициент, учитывающий особенности обстановки движения газов и омывания поверхностей рекуператора.

В формулах для чисел Рейнольдса (7.6) и Нуссельта (7.7) характерный линейный размер l_0 принимается равным: при движении газа внутри трубы $l_0 = d_s$; при обтекании газом пучка труб $l_0 = d_{нар}$.

Таблица 11.2

Значения эмпирических коэффициентов в формуле (11.18)

Движение газов	Re	A	n	m	$K_{рек}$
Внутри труб и каналов:					
режим турбулентный	$> 5 \cdot 10^3$	0,023	0,8	0,4	$K_t K_l$
переходный	$2 \cdot 10^3 - 5 \cdot 10^3$	0,00365	1	1	K_r
ламинарный	$< 2 \cdot 10^3$	0,17	0,33	0,43	K_r
Обтекание пучка труб при расположении труб:					
коридорном	$(2-35) \cdot 10^3$	0,2	0,64	0,35	$K_z K_l$
шахматном при $B_s \geq 0,7$	$(2-35) \cdot 10^3$	0,334	0,6	0,35	$K_z K_s K_l$
шахматном при $B_s < 0,7$	$(2-35) \cdot 10^3$	0,305	0,6	0,35	$K_z K_s K_l$

При турбулентном режиме движения газов в трубе:

$$K_t = 1,27 - 0,27 \frac{T_{ст}}{T_B} \quad \text{при} \quad 0,5 < \frac{T_{ст}}{T_B} < 1; \quad (11.18)$$

$$K_t = \left(\frac{T_{ст}}{T_B} \right)^{-0,55} \quad \text{при} \quad 1 < \frac{T_{ст}}{T_B} < 3,5. \quad (11.18a)$$

При движении газов в обстановке отличной от труб K_t равно

- для охлаждаемого потока (продукты сгорания)

$$K_t = 1; \quad (11.19)$$

- для нагреваемого потока (воздух)

$$K_t = 1,6 - 0,6 \frac{T_B}{T_{ст}}. \quad (11.19a)$$

Поправка на длину канала находится по формулам:

$$K_l \approx 1 + \frac{2,3}{\frac{L}{d_3}} \quad \text{при} \quad \frac{L}{d_3} > 10; \quad (11.20)$$

$$K_l = 1 \quad \text{при} \quad \frac{L}{d_3} > 50, \quad (11.20a)$$

где L — длина канала, м.

При переходном и ламинарном режиме, а также движении в трубах для воздуха $K_r = 0,8-1$, для дыма — $K_r = 1,1-1,2$.

Движение потока в изогнутых трубах учитывается коэффициентом $K_{из}$, входящим дополнительным множителем в суммарный коэффициент $K_{рек}$:

$$K_{из} = 1 + \frac{1,8d_{нар}}{R}, \quad (11.21)$$

где R — радиус изгиба трубы, м.

При обтекании потоком пучка труб в структуру $K_{рек}$ входит коэффициент K_z , учитывающий число труб Z в направлении движения газов. Для коридорного расположения труб (см. рис. 7.2a) числу $Z = 3$ и $Z \geq 6$ соответствует $K_z = 0,9$ и $K_z = 1$. Для шахматного расположения труб

(см. рис. 7.2б) числу $Z = 5$ и $Z > 10$ соответствует $K_z = 0,9$ и $K_z = 1$.

Используя обозначения рисунка 7.2, запишем выражение для B_s :

$$B_s = \frac{\frac{2s_1}{d_{\text{нар}}} - 1}{\frac{s}{d_{\text{нар}}} - 1}, \quad (11.22)$$

где $s = \sqrt{0,25(2s_1)^2 - s_2^2}$ — диагональный шаг труб.

При $B_s \geq 0,7$ коэффициент $K_s = B_s^{0,25}$, при $B_s < 0,7$ — $K_s = 1$.

Для керамических рекуператоров в коэффициент $K_{\text{рек}}$ вводится поправка на шероховатость каналов $K_{\text{ш}} = 1,1$, а скорость продуктов сгорания при н. ф. у. принимается: при удалении дыма через трубу 1–2 м/с; при удалении дымососом 2–5 м/с. В металлических рекуператорах скорость дыма равна 1,5–5 м/с.

Скорость воздуха в керамических рекуператорах принимается 1,5–2 м/с, в игольчатых — 4–10 м/с, в радиационных — 15–30 м/с.

В трубчатых рекуператорах при низком давлении газа скорость воздуха находится в пределах 3–5 м/с, при высоком давлении (при использовании инжекционных горелок) — 5–20 м/с.

При расчете металлических рекуператоров выполняется поверочный расчет максимальной температуры стенки:

$$t_{\text{ст max}} = t'_d + \frac{q}{1,3\alpha_d}. \quad (11.23)$$

Здесь q — тепловой поток от продуктов сгорания к воздуху, Вт/м²; для противотока $q = K_{\Sigma}(t'_d - t''_b)$ и прямотока $q = K_{\Sigma}(t'_d - t'_b)$.

При определении размеров керамических рекуператоров используют данные таблицы 11.3.

В случае расчета высокотемпературных керамических рекуператоров с подогревом воздуха до 800–900°C коэффициент теплопередачи вычисляется отдельно для входа

Таблица 11.3

Основные параметры керамических рекуператоров

Параметры	Тип рекуператора		
	трубчатый (Т1, Т2)	блочный	
		Б-3, Б-5	Б-4, Б-6
Удельное живое сечение f_2 , м ² /м ² :			
для продуктов сгорания	0,231	0,34	0,44
для воздуха	0,168	0,21	0,16
Удельная поверхность нагрева f_1 , м ² /м ³	8,5	12,4	10,3
Эквивалентный диаметр канала, м:			
для продуктов сгорания	0,115	0,16	0,21
для воздуха	0,22	0,055	0,055

и выхода из рекуператора. При определении F используется среднеарифметическое значение K_{Σ} . Процедура расчета средних температур, а также коэффициентов теплоотдачи конвекцией и излучением для верха и низа рекуператора аналогична расчету регенератора (п. 11.3).

Пример 11.1. Расчет геометрических размеров трубчатого керамического рекуператора для стекловаренной печи прямого нагрева производительностью 60 т/сут:

- расход продуктов сгорания газа при н. ф. у. — $V'_d = 1,489 \text{ м}^3/\text{с}$;
- расход воздуха на горение при н. ф. у. — $V''_b = 1,36 \text{ м}^3/\text{с}$;
- температура дыма на входе в рекуператор — $t'_d = 1400^\circ\text{C}$;
- температура воздуха на входе в рекуператор — $t''_b = 20^\circ\text{C}$;
- температура подогрева воздуха — $t''_b = 800^\circ\text{C}$;
- коэффициент прососа воздуха — $n_b = 0,3$;
- трубчатый шамотный элемент: $d_s = 0,114 \text{ м}$, $d_{\text{нар}} = 0,14 \text{ м}$.

Продукты сгорания движутся внутри трубок, а воздух — между трубками. Схема движения газов в рекуператоре — противоток, при котором $\varepsilon_{\Delta t} = 1$.

Результаты расчета.

1. Расход воздуха на входе в рекуператор:

$$V'_B = \frac{1,36}{1 - 0,3} = 1,943 (\text{м}^3 / \text{с}).$$

2. Расход дыма на выходе из рекуператора:

$$V''_d = 1,489 + 0,3 \cdot 1,943 = 2,072 (\text{м}^3 / \text{с}).$$

3. Расход компонентов продуктов сгорания при н. ф. у.:

Параметры среды	Компоненты, м ³ /с				Итого
	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂	
V''_d	0,131	0,264	1,068	0,026	1,489
$n_B V'_B$	—	—	0,461	0,122	0,583
$V''_d = V'_d + n_B V'_B$	0,131	0,264	1,529	0,148	2,072

4. Состав компонентов продуктов сгорания:

Параметры среды	Компоненты, об.%				Итого
	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂	
V'_d	8,82	17,72	71,7	1,76	100
V''_d	6,33	12,74	73,79	7,14	100

5. Удельные теплоемкости (табл. П.2 и П.3) и энтальпии газовых сред, температура которых задана условиями расчета:

$$c'_d = 1,583 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}); \quad c'_B = 1,2979 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К});$$

$$c''_B = 1,3842 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К});$$

$$i'_d = 1,583 \cdot 1400 = 2216,2 (\text{кДж}/\text{м}^3);$$

$$i'_B = 1,2979 \cdot 20 = 26 (\text{кДж}/\text{м}^3);$$

$$i''_B = 1,3842 \cdot 800 = 1107,4 (\text{кДж}/\text{м}^3).$$

6. По формуле (11.2) количество теплоты переданной воздуху

$$Q_B = 1,36 \cdot 1107,4 - 1,943 \cdot 26 = 1455,5 (\text{кВт}).$$

7. По формуле (11.10) количество теплоты, уносимое продуктами сгорания из рекуператора, равно

$$Q_d'' = 0,95 \cdot 1,489 \cdot 2216,2 - 1455,5 = 1679,4 \text{ (кВт)}.$$

8. Энтальпия продуктов сгорания на выходе из рекуператора рассчитывается по формуле (11.11)

$$i_d'' = \frac{1679,4}{2,072} = 810,5 \text{ (кДж/м}^3\text{)}.$$

Для низа рекуператора

$$\alpha_{\text{низ}} = \frac{1}{1 - \frac{3,762 \cdot 7,14}{73,79}} = 1,57;$$

$$V_L^{\text{низ}} = \frac{(1,57 - 1) \cdot 1,36}{1,1 \cdot 2,072} \cdot 100 = 34 (\%).$$

Энтальпии $i_d'' = 810,5 \text{ кДж/м}^3$ и $V_L^{\text{низ}} = 34\%$ соответствует (см. рис. 9.1) температура дыма на выходе из рекуператора $t_d'' = 570^\circ\text{C}$.

9. Для противотока по формуле (11.3) находится

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{(1400 - 800) - (570 - 20)}{\ln \frac{1400 - 800}{570 - 20}} = 574,6 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

10. Средние по высоте рекуператора температуры дыма и воздуха:

$$\bar{t}_d = 0,5(1400 + 570) = 985 \text{ (}^\circ\text{C)}; \quad \bar{t}_в = 0,5(800 + 20) = 410 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

11. Средние температуры дыма, воздуха и стенки для верха и низа рекуператора определяются по формулам (11.34) и (11.36):

$$\bar{t}_{\text{д.верх}} = 0,5(1400 + 985) = 1192,5 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$\bar{t}_{\text{д.низ}} = 0,5(570 + 985) = 777,5 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$\bar{t}_{\text{в.верх}} = 0,5(800 + 410) = 605 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$\bar{t}_{\text{в.низ}} = 0,5(20 + 410) = 215 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$\bar{t}_{\text{ст.верх}} = 0,5(1192,5 + 605) = 898,8 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$\bar{t}_{\text{ст.низ}} = 0,5(777,5 + 215) = 496,2 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

12. Коэффициент лучистой теплоотдачи находится по формуле (11.15).

12.1. Коэффициент теплопроводности шамота (табл. П.5):

$$\lambda_{\text{ст. верх}} = 0,7 + 0,64 \cdot 10^{-3} \cdot 898,8 = 1,275 \text{ (Вт/(м·К))};$$

$$\lambda_{\text{ст. низ}} = 0,7 + 0,64 \cdot 10^{-3} \cdot 496,2 = 1,018 \text{ (Вт/(м·К))}.$$

12.2. Парциальное давление компонентов дыма:

$$P_{(\text{CO}_2)_{\text{верх}}} = 101\,325 \cdot 0,01 \cdot 8,82 = 8936,86 \text{ (Па)}$$

$$P_{(\text{CO}_2)_{\text{низ}}} = 101\,325 \cdot 0,01 \cdot 6,33 = 6413,87 \text{ (Па)};$$

$$P_{(\text{H}_2\text{O})_{\text{верх}}} = 101\,325 \cdot 0,01 \cdot 17,72 = 17\,954,79 \text{ (Па)};$$

$$P_{(\text{H}_2\text{O})_{\text{низ}}} = 101\,325 \cdot 0,01 \cdot 12,74 = 12\,908,8 \text{ (Па)}.$$

12.3. Абсолютная температура дыма, воздуха и стенки:

$$\bar{T}_{\text{д. верх}} = 1192,5 + 273 = 1465,5 \text{ (°C)};$$

$$\bar{T}_{\text{д. низ}} = 777,5 + 273 = 1050,5 \text{ (°C)};$$

$$\bar{T}_{\text{в. верх}} = 605 + 273 = 878 \text{ (°C)};$$

$$\bar{T}_{\text{в. низ}} = 215 + 273 = 488 \text{ (°C)};$$

$$\bar{T}_{\text{ст. верх}} = 898,8 + 273 = 1171,8 \text{ (°C)};$$

$$\bar{T}_{\text{ст. низ}} = 496,2 + 273 = 769,2 \text{ (°C)}.$$

12.4. Коэффициент ослабления излучения, степень черноты дыма и эффективная длина луча определяются по формулам (8.12), (8.10) и (8.11a) соответственно:

$$l_{\text{эф}} = \frac{3,6V_{\Gamma}}{F_{\text{ст}}} = \frac{3,6d_{\text{э}}}{4} = \frac{3,6 \cdot 0,114}{4} = 0,103 \text{ (м)};$$

$$k_{\text{д. верх}} = \frac{0,8 + 1,6 \cdot 10^{-5} \cdot 17\,954,79}{\sqrt{26\,891,65 \cdot 0,103 \cdot 10^{-5}}} \left(1 - 0,38 \frac{1465,5}{1000} \right) = 2,88 \text{ (м}^{-1}\text{)};$$

$$k_{\text{д. низ}} = \frac{0,8 + 1,6 \cdot 10^{-5} \cdot 12\,908,80}{\sqrt{19\,322,67 \cdot 0,103 \cdot 10^{-5}}} \left(1 - 0,38 \frac{1050,5}{1000} \right) = 4,27 \text{ (м}^{-1}\text{)};$$

$$\varepsilon_{\text{д. верх}} = 1 - \exp(-2,88 \cdot 26\,891,65 \cdot 0,103 \cdot 10^{-5}) = 0,077;$$

$$\varepsilon_{\text{д. низ}} = 1 - \exp(-4,27 \cdot 19\,322,67 \cdot 0,103 \cdot 10^{-5}) = 0,082.$$

12.5. Справочные данные (табл. П.7 и 11.1):

- для верха рекуператора:

$$\varepsilon_{\text{ст}} = 0,8, \quad \alpha''_{\text{д}} = 0,552, \quad \alpha''_{\text{ст}} = 0,626;$$

- для низа рекуператора:

$$\varepsilon_{\text{ст}} = 0,8, \quad \alpha''_{\text{д}} = 0,656, \quad \alpha''_{\text{ст}} = 0,73.$$

12.6. Относительная степень черноты дыма и насадки

$$\varepsilon''_{\text{д.верх}} = \frac{0,077}{0,552} = 0,138; \quad \varepsilon''_{\text{д.низ}} = \frac{0,082}{0,656} = 0,125;$$

$$\varepsilon''_{\text{ст.верх}} = \frac{0,8}{0,626} = 1,278; \quad \varepsilon''_{\text{ст.низ}} = \frac{0,8}{0,73} = 1,096.$$

12.7. Для верха и низа рекуператора лучистая составляющая коэффициента теплоотдачи для дыма равна

$$\alpha_{\text{л.верх}} = \frac{5,7 \cdot 0,626}{\frac{1}{0,138} + \frac{1}{1,278} - 1} \frac{\left[\frac{0,552 \left(\frac{1465,5}{100} \right)^4 - \left(\frac{1171,8}{100} \right)^4}{0,626} \right]}{1465,5 - 1171,8} =$$

$$= 38,51 \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{К))};$$

$$\alpha_{\text{л.низ}} = \frac{5,7 \cdot 0,73}{\frac{1}{0,125} + \frac{1}{1,096} - 1} \frac{\left[\frac{0,656 \left(\frac{1050,5}{100} \right)^4 - \left(\frac{769,2}{100} \right)^4}{0,73} \right]}{1050,5 - 769,2} =$$

$$= 13,91 \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{К))}.$$

13. Действительные скорости дыма и воздуха при средних значениях $w_{\text{д}0} = 1$ м/с и $w_{\text{в}0} = 1,5$ м/с:

$$w_{\text{д.верх}} = 1 \left(1 + \frac{1192,5}{273} \right) = 5,37 \text{ (м/с)};$$

$$w_{\text{д.низ}} = 1 \left(1 + \frac{777,5}{273} \right) = 3,85 \text{ (м/с)};$$

$$w_{\text{в.верх}} = 1,5 \left(1 + \frac{605}{273} \right) = 4,82 \text{ (м/с)};$$

$$w_{\text{в.низ}} = 1,5 \left(1 + \frac{215}{273} \right) = 2,68 \text{ (м/с)}.$$

14. Число Нуссельта определяется по формуле (11.17). Для переходного режима движения продуктов сгорания (табл. 11.2)

$$\text{Nu} = 0,00365 \text{Re}^{1,0} \text{Pr}^{1,0} K_r K_{\text{ш}},$$

где $K_r = 1,15$ и $K_{\text{ш}} = 1,1$.

С учетом результатов расчета чисел Re и Pr (п. 15) для верха и низа рекуператора число Нуссельта равно соответственно

$$\text{Nu} = 0,00365 \cdot 3712^{1,0} \cdot 0,789^{1,0} \cdot 1,15 \cdot 1,1 = 13,52;$$

$$\text{Nu} = 0,00365 \cdot 3315,7^{1,0} \cdot 0,74^{1,0} \cdot 1,15 \cdot 1,1 = 11,33.$$

Для турбулентного движения воздуха (табл. 11.2)

$$\text{Nu} = 0,023 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,4} K_t K_l K_{\text{ш}}.$$

Принимаем $K_l = 1$. Поскольку $1 < \frac{T_{\text{ст}}}{T_{\text{в}}} < 3,5$, то коэффициент K_t находится по формуле (11.18a). Для верха и низа рекуператора соответственно имеем:

$$K_t = \left(\frac{1171,8}{878} \right)^{-0,55} = 0,853; \quad K_t = \left(\frac{769,2}{488} \right)^{-0,55} = 0,779.$$

С учетом результатов расчета чисел Re и Pr (п. 15) для верха и низа рекуператора число Нуссельта равно соответственно:

$$\text{Nu} = 0,023 \cdot 6909,7^{0,8} \cdot 0,708^{0,4} \cdot 1 \cdot 0,853 \cdot 1,1 = 22,16;$$

$$\text{Nu} = 0,023 \cdot 10179^{0,8} \cdot 0,689^{0,4} \cdot 1 \cdot 0,779 \cdot 1,1 = 27,3.$$

15. Результаты промежуточных расчетов для K_2 :

Параметры*	Верх		Низ	
	дым	воздух	дым	воздух
\bar{t} , °C	1192,5	605	777,5	215
$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	8,12	6,18	7,17	3,92
$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	164,92	97,66	132,37	36,86
d_3 ; $d_{\text{нар}}$, м	0,114	0,14	0,114	0,14

Продолжение табл.

Параметры*	Верх		Низ	
	дым	воздух	дым	воздух
$w_d, w_b, \text{ м/с}$	5,37	4,82	3,85	2,68
Pr	0,789	0,708	0,740	0,689
Re	3712	6909,7	3315,7	10 179
Nu	13,52	22,16	11,33	27,3
$\alpha_{д. в}; \alpha_{в}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$	9,63	9,78	7,13	7,64
$\alpha_{д. л}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$	38,51	—	13,91	—
$\alpha_{д}; \alpha_{в}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$	48,14	9,78	21,04	7,64

Примечание. * Здесь и при расчете регенератора коэффициенты теплопроводности и кинематической вязкости, а также число Прандтля для дыма определяются по аддитивным формулам с использованием данных таблиц П.4, П.8 и П.9 соответственно.

16. Суммарный коэффициент теплопередачи определяется по формуле (11.12). При $\delta = 0,5(d_{\text{нар}} - d_3) = 0,5(0,14 - 0,114) = 0,013$ (м) для верха и низа рекуператора соответственно получаем

$$K_{\Sigma_{\text{верх}}} = \left(\frac{1}{48,14} + \frac{0,013}{1,275} + \frac{1}{9,78} \right)^{-1} = 7,51 \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{К))};$$

$$K_{\Sigma_{\text{низ}}} = \left(\frac{1}{21,04} + \frac{0,013}{1,018} + \frac{1}{7,64} \right)^{-1} = 5,23 \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{К))}.$$

17. Средний суммарный коэффициент теплопередачи:

$$\bar{K}_{\Sigma} = 0,5(7,51 + 5,23) = 6,37 \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{К))}.$$

18. По формуле (11.1) получаем

$$F = \frac{1455,5 \cdot 10^3}{6,37 \cdot 574,6 \cdot 1} = 397,7 \text{ (м}^2 \text{)}.$$

19. Геометрические размеры рекуператора при $f_1 = 8,5 \text{ м}^2/\text{м}^3$ и $f_2 = 0,231 \text{ м}^2/\text{м}^2$ (табл. 11.3):

- объем рекуператора

$$V = \frac{F}{f_1} = \frac{397,7}{8,5} = 46,8 \text{ (м}^3 \text{)};$$

- живое сечение рекуператора для прохода продуктов сгорания

$$\omega_d = \frac{0,5(V'_d + V''_d)}{w_{d0}} = 0,5 \frac{1,489 + 2,072}{1} = 1,78 (\text{м}^3);$$

- площадь поперечного сечения рекуператора

$$\Omega = \frac{\omega_d}{f_2} = \frac{1,78}{0,231} = 7,7 (\text{м}^2);$$

- высота рекуператора

$$H = \frac{V}{\Omega} = \frac{46,8}{7,7} = 6,1 (\text{м}).$$

11.3.

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ РЕГЕНЕРАТОРОВ

Особенность регенераторов как теплообменных аппаратов заключается в том, что процесс теплообмена между дымом, насадкой и воздухом является нестационарным. В течение периода нагрева и охлаждения насадки ее температура, а также температура дыма и воздуха изменяются как по высоте регенератора, так и во времени.

Инженерные методики расчета регенераторов базируются на допущении установившегося (стационарного) процесса теплообмена. В них используются средние во времени температуры насадки и газовых сред. При этом система выражений, описывающих сложный теплообмен в регенераторе, заменяется алгебраическим уравнением теплопередачи:

$$Q_B = K_{\Sigma} \Delta t_{cp} F, \quad (11.24)$$

из которого определяется площадь поверхности нагрева насадки F .

Количество теплоты, передаваемое дымом воздуху за один цикл работы регенератора Q_B (кДж) равно

$$Q_B = V_B (i''_B - i'_B) \tau_B, \quad (11.25)$$

где $V_B = BL_{\alpha}$ — расход воздуха на горение при н. ф. у., $\text{м}^3/\text{с}$; τ_B — продолжительность воздушного периода регенератора, с.

За цикл работы регенератора принимается время между переводом дымовоздушных шиберов:

$$\tau_{\text{в}} + \tau_{\text{д}},$$

где $\tau_{\text{д}}$ — продолжительность дымового периода регенератора. В современных стекловаренных печах $\tau_{\text{в}} = \tau_{\text{д}} = \frac{1}{3} \text{ч}$ (1200 с).

Для противоточной схемы движения сред (дым сверху вниз, воздух снизу вверх)

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{(t'_{\text{д}} - t''_{\text{в}}) - (t''_{\text{д}} - t'_{\text{в}})}{\ln \frac{t'_{\text{д}} - t''_{\text{в}}}{t''_{\text{д}} - t'_{\text{в}}}}. \quad (11.26)$$

Температура дыма на входе в регенератор, а также температура воздуха на входе и выходе из регенератора принимаются в качестве исходных данных. Температура $t''_{\text{д}}$ определяется по i - t -диаграмме по рассчитанному значению энтальпии дыма на выходе из регенератора.

Теплосодержание дыма за регенератором находится из уравнения теплового баланса, составленного с учетом прососа атмосферного воздуха в регенератор в дымовой период и потерь теплоты через кладку. В развернутом виде уравнение имеет вид

$$V'_{\text{д}}(i'_{\text{д}} - i''_{\text{д}}) = \frac{1}{\eta} V_{\text{в}}(i''_{\text{в}} - i'_{\text{в}}) + m_{\text{в}} V'_{\text{д}}(i''_{\text{под}} - i'_{\text{под}}), \quad (11.27)$$

где $V'_{\text{д}}$ — расход дыма на входе в регенератор при н. ф. у., $\text{м}^3/\text{с}$; $i''_{\text{под}}, i'_{\text{под}}$ — энтальпия прососанного воздуха на входе и выходе из регенератора соответственно, $\text{кДж}/\text{м}^3$; $m_{\text{в}}$ — коэффициент прососа воздуха в дымовой тракт, в долях от расхода продуктов сгорания.

В свою очередь

$$V'_{\text{д}} = V_{\text{п.г}} + V_{\text{дег}}, \quad (11.28)$$

где $V_{\text{п.г}} = BV_{\alpha}$ — расход продуктов сгорания газа при н. ф. у., $\text{м}^3/\text{с}$; $V_{\text{дег}}$ — расход продуктов дегазации шихты при н. ф. у., $\text{м}^3/\text{с}$.

Расход дыма на выходе из регенератора увеличивает-ся на величину прососа воздуха:

$$V_d'' = V_d'(1 + m_b). \quad (11.29)$$

Просос воздуха равномерно распределен по высоте ре-генератора, поэтому можно принять:

$$i'_{\text{под}} = i_b \text{ и } i''_{\text{под}} = 0,5(i'_d + i''_d), \quad (11.30)$$

где $i_b = c_b t_b$ — энтальпия атмосферного воздуха, кДж/м³; c_b, t_b — средняя удельная теплоемкость и температура дыма на выходе из печи соответственно, кДж/(м³·К) и °С.

С учетом (11.30) уравнение (11.27) преобразуется к виду

$$V_d'(i'_d - i''_d) = \frac{1}{\eta} V_b(i''_b - i'_b) + m_b V_d'[0,5(i'_d + i''_d) - i_b]. \quad (11.31)$$

Из уравнения (11.31) получаем выражение для расче-та энтальпии дыма на выходе из регенератора

$$i''_d = \frac{V_d'[i'_d(1 - 0,5m_b) + m_b i_b] - \frac{1}{\eta} V_b(i''_b - i'_b)}{V_d'(1 + 0,5m_b)}. \quad (11.32)$$

Для современных стекловаренных печей с многослой-ной энергоэффективной структурой кладки $\eta = 0,97$ и $m_b = 0,1$.

Суммарный коэффициент теплопередачи за один цикл работы регенератора рассчитывается по формуле

$$K_{\Sigma} = \frac{1}{\frac{1}{3,6\alpha_d \tau_d} + \psi \frac{S_g}{3,6\lambda_n \left(\frac{1}{\tau_d} + \frac{1}{\tau_b} \right)} + \frac{1}{S_g \rho_n c_n \xi} + \frac{1}{3,6\alpha_b \tau_b}}, \quad (11.33)$$

где τ_d — продолжительность нагрева и охлаждения насад-ки, ч; $\psi = \frac{1}{3}$ — коэффициент, корректирующий внутреннее тепловое сопротивление насадки при циклических усло-виях ее работы; S_g — эффективная полутолщина элемен-та насадки, м; λ_n — теплопроводность материала насад-ки, Вт/(м·К); ρ_n — плотность материала насадки, кг/м³;

c_n — удельная теплоемкость материала насадки, кДж/(кг·К); $\xi = 10$ — коэффициент гистерезиса температуры насадки средней по массе в дымовой и воздушный период.

Коэффициент K_Σ рассчитывается отдельно для верха и низа насадки. При расчете F используется среднеарифметическое значение \bar{K}_Σ .

Величина S_3 определяется по формуле

$$S_3 = \frac{v}{f_1}, \quad (11.34)$$

где v — удельный объем насадки, м³/м³; f_1 — удельная поверхность нагрева насадки, м²/м³.

Средние за цикл температуры дыма и воздуха для верха и низа насадки рассчитываются по формулам

$$\bar{t}_{д.верх} = 0,5(t'_д + \bar{t}_д); \quad \bar{t}_{д.низ} = 0,5(t''_д + \bar{t}_д). \quad (11.35)$$

Здесь

$$\bar{t}_д = 0,5(t'_д + t''_д); \quad \bar{t}_в = 0,5(t'_в + t''_в). \quad (11.36)$$

Средняя за цикл температура насадки для верха и низа регенератора равна

$$\bar{t}_{н.верх} = 0,5(\bar{t}_{д.верх} + \bar{t}_{в.верх}); \quad \bar{t}_{н.низ} = 0,5(\bar{t}_{д.низ} + \bar{t}_{в.низ}). \quad (11.37)$$

Для насадки горшкового типа формула (8.11а) имеет вид

$$l_{эф} = \frac{3,6(1-v)}{f_1}. \quad (11.38)$$

Коэффициенты конвективного обмена $\alpha_{дк}$ и α_v находятся из выражения для числа Нуссельта (7.7), для расчета которого используется критериальное уравнение

$$Nu = 0,196Re^{0,616}. \quad (11.39)$$

Число Рейнольдса (7.6) определяется при действительной скорости дыма w_d и воздуха w_v . Для дыма (м/с):

$$w_{д.верх} = w_{до}(1 + \beta \bar{t}_{д.верх}); \quad w_{д.низ} = w_{до} \frac{V''_д}{V'_д}(1 + \beta \bar{t}_{д.низ}), \quad (11.40)$$

где $w_{до}$ — скорость дыма на входе в насадку при н. ф. у.,

м/с; $\beta = \frac{1}{273}$ — коэффициент объемного расширения газа.

При принудительной подаче воздуха в регенератор его действительная скорость w_v (м/с) определяется по формулам

$$w_{в0} = w_{до} \frac{V_{д'}}{V_{д}}; \quad (11.41)$$

$$w_{в.верх} = w_{в0} \frac{p_{в0}}{p_v} (1 + \beta \bar{t}_{в.верх}); \quad (11.42)$$

$$w_{в.низ} = w_{в0} \frac{p_{в0}}{p_v} (1 + \beta \bar{t}_{в.низ}); \quad (11.43)$$

$$p_v = p_{в0} + p_{вен},$$

где $w_{в0}$ — скорость воздуха при н. ф. у., м/с; p_v — абсолютное давление воздуха, Па; $p_{вен}$ — избыточное давление вентиляторного воздуха, Па.

В расчетах принимается $p_{в0} = 101\,325$ Па, $p_{вен} = 2000$ Па.

При конструировании регенератора принципиальное значение имеет задание скорости дыма в насадке, величина которой оказывает разнонаправленное влияние на эффективность конвективного теплообмена и стойкость материала насадки. С одной стороны, чем выше скорость дыма, тем больше коэффициент конвективной теплоотдачи и меньше расчетная площадь поверхности нагрева насадки. С другой стороны, чем меньше скорость запыленного газового потока, тем выше эксплуатационная стойкость насадки. В современных стекловаренных печах используется система насадки прямыми колодцами типа *Topfstein* фирмы RHI (рис. 11.4). Ее устойчивость обеспечивается конфигурацией внешней (опорной) поверхности и шахматным расположением четных и нечетных рядов относительно друг друга (рис. 11.5).

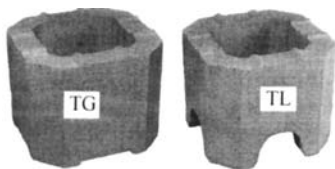


Рис. 11.4
Насадка *Topfstein*
типа *TG* и *TL*

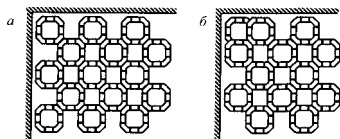


Рис. 11.5
Фрагмент раскладки насадки
в поперечном сечении
регенератора:

a — нечетный ряд; *b* — четный ряд.

При определенных значениях скорости дыма примененные блоки типа TL или TG позволяет обеспечить ламинарный режим движения газового потока в насадке. В этом случае продукты конденсации компонентов дыма и коррозии огнеупорного материала не попадают на боковую стенку блоков. Они концентрируются в средней части каналов и выпадают на дно поднасадочной камеры регенератора. Поэтому, исходя из необходимости 8–10-летней безремонтной эксплуатации насадки, скорость дыма должна соответствовать ламинарному режиму течения газа во всех камерах регенератора. Исходя из этого условия, в стекловаренных печах принимается $w_{д0} = 0,3–0,5$ м/с.

Геометрические параметры насадок *Topfstein* приведены в таблице 11.4. Коэффициенты кинематической вязкости, теплопроводности и удельной теплоемкости дыма определяются по аддитивным уравнениям. Параметры компонентов дыма при средних температурах верха и низа насадки являются справочными данными.

Объем насадки $V_{н}$ (м³) рассчитывается по формуле

$$V_{н} = \frac{F}{f_1}. \quad (11.44)$$

Таблица 11.4

Геометрические параметры насадки

Тип насадки	Размер ячейки, мм	Толщина стенки, мм	Высота, мм	Расчетные параметры		
				v	f_1	f_2
TG 14/175	142×142	38	175	0,373	15,9	0,578
TG 14/15	142×142	38	150	0,371	15,8	0,578
TG 15/15	150×150	30	150	0,296	17,4	—
TG 17/175	170×170	40	175	0,338	13,9	—
TL 14/175	140×140	38	175	0,33	16,6	0,578
TL 14/15	140×140	38	150	0,32	16,7	0,578
TL 15/15	150×150	30	150	0,259	18,9	—
TL 17/175	140×140	40	175	0,292	14,2	—

Из соотношения $V_{\text{н}} = H\Omega$ находится

$$H = \frac{V_{\text{н}}}{\Omega}, \quad (11.45)$$

где H — высота насадки, м; Ω — площадь поперечного сечения насадки, м².

В свою очередь

$$\Omega = \frac{\omega}{f_2}, \quad (11.46)$$

где $\omega = \frac{V'_d}{w_{d0}}$ — площадь живого сечения насадки, м².

При выборе длины и ширины поперечного сечения насадки можно руководствоваться правилом второго золотого сечения:

$$\frac{A}{B} = \frac{56}{44},$$

из которого

$$A = \sqrt{\frac{56\Omega}{44}} \quad \text{и} \quad B = \sqrt{\frac{44\Omega}{56}}, \quad (11.47)$$

где A, B — длина и ширина поперечного сечения насадки, м.

Следует отметить, что для обеспечения равномерного распределения газового потока по сечению насадки должно выполняться соотношение

$$k_{\text{стр}} = \frac{H}{\sqrt{\Omega}} \geq 1,1, \quad (11.48)$$

где $k_{\text{стр}}$ — коэффициент стройности насадки.

Масса кирпича в насадке:

$$M = vV_{\text{н}} \frac{\rho_{\text{н.верх}} + \rho_{\text{н.низ}}}{2}, \quad (11.49)$$

где $\rho_{\text{н.верх}}, \rho_{\text{н.низ}}$ — плотность материала для верха и низа насадки соответственно, кг/м³.

Пример 11.2. Выполнить расчет однооборотного регенератора стекловаренной печи с подковообразным пламенем (рис. 11.6а).

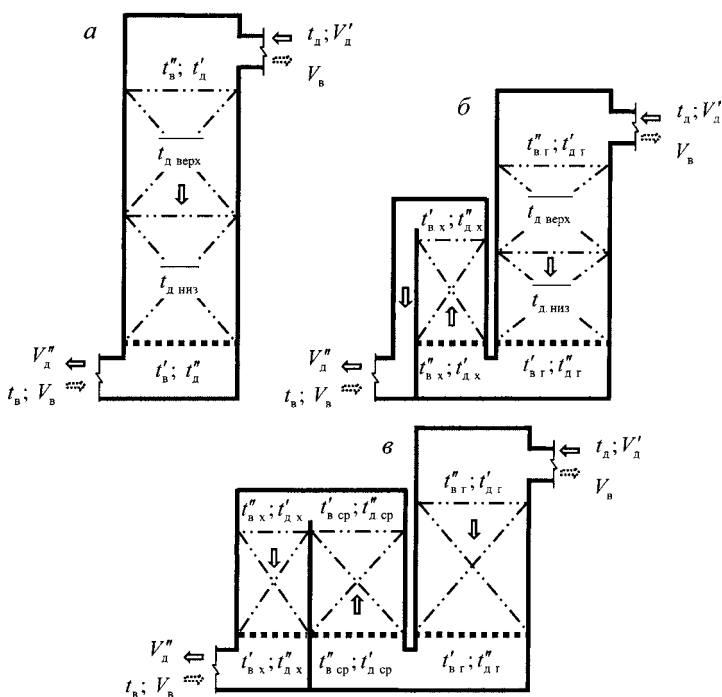


Рис. 11.6

Обозначение параметров при расчете одно- (а), двух- (б) и трехоборотного (в) регенератора стекловаренной печи

Исходные данные:

- расход продуктов сгорания газа при н. ф. у. — $V_{п.г} = 4,726 \text{ м}^3/\text{с}$;
- расход продуктов дегазации шихты при н. ф. у. — $V_{дег} = 0,338 \text{ м}^3/\text{с}$;
- расход воздуха на горение при н. ф. у. — $V_{в} = 4,328 \text{ м}^3/\text{с}$;
- расход дыма на входе и выходе из насадки ($m_{в} = 0,1$):

$$V'_{д} = V_{п.г} + V_{дег} = 4,726 + 0,338 = 5,064 (\text{м}^3/\text{с});$$

$$V''_{д} = 5,064 + 0,1 \cdot 5,064 = 5,57 (\text{м}^3/\text{с});$$

- температура дыма на выходе из печи — $t_{д} = 1450^{\circ}\text{C}$;
- температура воздуха за регенератором — $t_{в} = 20^{\circ}\text{C}$;
- температура воздуха на входе в насадку — $t'_{в} = 110^{\circ}\text{C}$;

- температура подогрева воздуха $t_B'' = 1300^\circ\text{C}$;
- тип насадки TL 14/175 (см. табл. 11.4);
- материал насадки: верхняя половина — периклаз (97% MgO), нижняя половина — периклазоциркон (73,7% MgO, 14% ZrO₂).

Потери теплоты дыма в окружающую среду от печи до входа в насадку 1,5% и по высоте насадки 1,5%.

Расход компонентов продуктов сгорания при н. ф. у.:

Параметры среды	Компоненты, м ³ /с					Итого
	CO ₂	SO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂	
$V_{\text{шт}}$	0,424	—	0,83	3,388	0,084	4,726
$V_{\text{дег}}$	0,203	0,004	0,131	—	—	0,338
V'_d	0,627	0,004	0,961	3,388	0,084	5,064
$m_B V'_d$	—	—	—	0,4	0,106	0,506
V''_d	0,627	0,004	0,961	3,788	0,19	5,57

Состав компонентов продуктов сгорания:

Параметры среды	Компоненты, об.%					Итого
	CO ₂	SO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂	
V'_d	12,38	0,08	18,98	66,9	1,66	100
V''_d	11,26	0,07	17,25	68,01	3,41	100

Результаты расчета.

1. С учетом состава газовой среды и температуры по аддитивным формулам с использованием данных таблиц П.1 и П.2 находим:

$$c_d = 1,6311; c_B = 1,2979;$$

$$c'_B = 1,3011; c''_B = 1,4428 \text{ (кДж/(м}^3 \cdot \text{К))}.$$

2. Определяем энтальпии газовых сред:

$$i_d = 1,6311 \cdot 1450 = 2365,1 \text{ (кДж/м}^3 \text{)};$$

$$i_B = 1,2979 \cdot 20 = 26 \text{ (кДж/м}^3 \text{)};$$

$$i'_B = 1,3011 \cdot 110 = 143,1 \text{ (кДж/м}^3\text{)};$$

$$i''_B = 1,4428 \cdot 1300 = 1875,6 \text{ (кДж/м}^3\text{)}.$$

3. Энтальпия дыма на входе в насадку равна

$$i'_D = 0,985 i_D = 0,985 \cdot 2365,1 = 2329,6 \text{ (кДж/м}^3\text{)}.$$

Для верха регенератора

$$\alpha_{\text{верх}} = \frac{1}{1 - \frac{3,762 \cdot 1,66}{66,9}} = 1,10;$$

$$V_L^{\text{верх}} = \frac{(1,10 - 1) \cdot 4,328}{1,1 \cdot 5,064} \cdot 100 = 7,8 (\%).$$

Энтальпии $i'_D = 2329,6$ кДж/м³ и $V_L^{\text{верх}} = 7,8\%$ на $i-t$ -диаграмме (см. рис. 9.1) соответствует $t'_D = 1431^\circ\text{C}$.

4. Энтальпия дыма на выходе из насадки (кДж/м³):

$$i''_D = (5,064 \cdot [2329,6 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,1) + 0,1 \cdot 26,0] -$$

$$- \frac{1}{0,985} 4,328 \cdot (1875,64 - 143,1)) /$$

$$5,064(1 + 0,5 \cdot 0,1) = 678,5.$$

Для низа регенератора

$$\alpha_{\text{низ}} = \frac{1}{1 - \frac{3,762 \cdot 3,41}{68,01}} = 1,23;$$

$$V_L^{\text{низ}} = \frac{(1,23 - 1) \cdot 4,328}{1,1 \cdot 5,57} \cdot 100 = 16,2 (\%).$$

По $i-t$ -диаграмме $t''_D = 460^\circ\text{C}$.

5. Количество теплоты, передаваемой дымом воздуху за цикл:

$$Q_B = 4,328 \cdot 1200(1875,6 - 143,1) = 8\,997\,912 \text{ (кДж)}.$$

6. Среднелогарифмическая разность температур:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{(1431 - 1300) - (460 - 110)}{\ln \frac{1431 - 1300}{460 - 110}} = 222,8 (^\circ\text{C}).$$

7. Средние по высоте насадки температуры дыма и воздуха:

$$\bar{t}_d = 0,5(1431 + 460) = 945,5 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$\bar{t}_в = 0,5(1300 + 460) = 945,5 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

8. Средние за цикл температуры дыма, воздуха и насадки для верха и низа последней:

$$\bar{t}_{д. \text{верх}} = 0,5(1431 + 945,5) = 1188,2 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$\bar{t}_{д. \text{низ}} = 0,5(460 + 945,5) = 702,8 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$\bar{t}_{в. \text{верх}} = 0,5(1300 + 705) = 1002,5 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$\bar{t}_{в. \text{низ}} = 0,5(110 + 705) = 407,5 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$\bar{t}_{н. \text{верх}} = 0,5(1188,2 + 1002,5) = 1095,4 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$\bar{t}_{н. \text{низ}} = 0,5(702,8 + 407,5) = 555,2 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

9. Расчет коэффициентов лучистой теплоотдачи для дыма.

9.1. Коэффициент теплопроводности материала насадки (табл. П.5):

$$\lambda_{н. \text{верх}} = 12,8 - 12,2 \cdot 10^{-3} \cdot 1095,4 + 4 \cdot 10^{-6} \cdot 1095,4^2 = 4,24 \text{ (Вт/(м}\cdot\text{К))};$$

$$\lambda_{н. \text{низ}} = 2,3 + 0,4 \cdot 10^{-3} \cdot 555,2 \text{ (Вт/(м}\cdot\text{К))}.$$

9.2. Парциальное давление компонентов дыма:

$$p_{(\text{RO}_2)_{\text{верх}}} = 101\,325 \cdot 0,01(12,38 + 0,08) = 12\,625,10 \text{ (Па)};$$

$$p_{(\text{RO}_2)_{\text{низ}}} = 101\,325 \cdot 0,01(11,26 + 0,07) = 11\,480,12 \text{ (Па)};$$

$$p_{(\text{H}_2\text{O})_{\text{верх}}} = 101\,325 \cdot 0,01 \cdot 18,98 = 19\,231,48 \text{ (Па)};$$

$$p_{(\text{H}_2\text{O})_{\text{низ}}} = 101\,325 \cdot 0,01 \cdot 17,25 = 17\,478,56 \text{ (Па)}.$$

9.3. Абсолютная температура дыма и насадки:

$$\bar{T}_{д. \text{верх}} = 1188,2 + 273 = 1461,2 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$\bar{T}_{д. \text{низ}} = 702,8 + 273 = 975,8 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$\bar{T}_{н. \text{верх}} = 1095,4 + 273 = 1368,4 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$\bar{T}_{н. \text{низ}} = 555,2 + 273 = 828,2 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

9.4. Коэффициент ослабления излучения и степень черноты дыма:

$$l_{\text{эф}} = \frac{3,6(1-0,33)}{16,6} = 0,145 \text{ (м);}$$

$$k_{\text{д. верх}} = \frac{0,8 + 1,6 \cdot 10^{-5} \cdot 19 \cdot 231,48}{\sqrt{31 \cdot 856,58 \cdot 0,145 \cdot 10^{-5}}} \left(1 - 0,38 \frac{1461,2}{1000}\right) = 2,29 \text{ (м}^{-1}\text{);}$$

$$k_{\text{д. низ}} = \frac{0,8 + 1,6 \cdot 10^{-5} \cdot 17 \cdot 478,56}{\sqrt{28 \cdot 958,68 \cdot 0,145 \cdot 10^{-5}}} \left(1 - 0,38 \frac{975,8}{1000}\right) = 3,32 \text{ (м}^{-1}\text{).}$$

$$\varepsilon_{\text{д. верх}} = 1 - \exp(-2,29 \cdot 31 \cdot 856,58 \cdot 0,145 \cdot 10^{-5}) = 0,1;$$

$$\varepsilon_{\text{д. низ}} = 1 - \exp(-3,32 \cdot 28 \cdot 958,68 \cdot 0,145 \cdot 10^{-5}) = 0,13.$$

9.5. Справочные данные (табл. П.7 и 11.1):

- для верха насадки:

$$\varepsilon_{\text{н}} = 0,38, \alpha_{\text{д}}'' = 0,553, \alpha_{\text{н}}'' = 0,578;$$

- для низа насадки:

$$\varepsilon_{\text{н}} = 0,38, \alpha_{\text{д}}'' = 0,674, \alpha_{\text{н}}'' = 0,714.$$

9.6. Относительная степень черноты дыма и насадки:

$$\varepsilon_{\text{д. верх}}'' = \frac{0,1}{0,553} = 0,181; \quad \varepsilon_{\text{д. низ}}'' = \frac{0,13}{0,674} = 0,193;$$

$$\varepsilon_{\text{н. верх}}'' = \frac{0,38}{0,578} = 0,657; \quad \varepsilon_{\text{н. низ}}'' = \frac{0,38}{0,714} = 0,532.$$

9.7. Коэффициенты лучистой теплоотдачи дыма:

$$\alpha_{\text{л. верх}} = \frac{5,7 \cdot 0,578}{\frac{1}{0,181} + \frac{1}{0,657} - 1} \frac{\left[\frac{0,553 \left(\frac{1461,2}{100}\right)^4 - \left(\frac{1368,4}{100}\right)^4}{0,578 \left(\frac{1461,2}{100}\right)^4 - \left(\frac{1368,4}{100}\right)^4}\right]}{1461,2 - 1368,4} =$$

$$= 50,28 \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{К))};$$

$$\alpha_{\text{л. низ}} = \frac{5,7 \cdot 0,714}{\frac{1}{0,193} + \frac{1}{0,532} - 1} \frac{\left[\frac{0,674 \left(\frac{975,8}{100}\right)^4 - \left(\frac{828,2}{100}\right)^4}{0,714 \left(\frac{975,8}{100}\right)^4 - \left(\frac{828,2}{100}\right)^4}\right]}{975,8 - 828,2} =$$

$$= 17,53 \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{К))}.$$

10. Действительные скорости дыма и воздуха при $w_{d0} = 0,3$ м/с:

$$w_{д.верх} = 0,3 \left(1 + \frac{1188,2}{273} \right) = 1,61 \text{ (м/с);}$$

$$w_{д.низ} = 0,3 \frac{5,570}{5,064} \left(1 + \frac{702,8}{273} \right) = 1,18 \text{ (м/с);}$$

$$w_{в0} = \frac{0,3 \cdot 4,328}{5,064} = 0,26 \text{ (м/с);}$$

$$P_B = 101\,325 + 2000 = 103\,325 \text{ (Па);}$$

$$w_{в.верх} = 0,26 \frac{101\,325}{103\,325} \left(1 + \frac{1002,5}{273} \right) = 1,19 \text{ (м/с);}$$

$$w_{в.низ} = 0,26 \frac{101\,325}{103\,325} \left(1 + \frac{407,5}{273} \right) = 0,64 \text{ (м/с).}$$

11. Эффективная полутолщина элемента насадки и справочные данные:

$$S_0 = \frac{0,33}{16,6} = 0,02 \text{ м; } \rho_{н.верх} = 2960 \text{ кг/м}^3; \rho_{н.низ} = 3160 \text{ кг/м}^3;$$

$$c_{н.верх} = 1280 \text{ Дж/(кг·К); } c_{н.низ} = 1190 \text{ Дж/(кг·К).}$$

12. Результаты промежуточных расчетов K_Σ :

Параметры	Верх		Низ	
	дым	воздух	дым	воздух
\bar{t} , °С	1188,2	1002,5	702,8	407,5
$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	10,29	8,05	7,02	5,09
$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	216,56	173,78*	114,94	90,16*
d_0 , м	0,146	0,146	0,146	0,146
w_d ; w_b , м/с	1,61	1,19	1,18	0,64
Re	1085,4	999,8	1498,9	1036,4
Nu	14,53	13,81	17,72	14,12
$\alpha_{д.к}$; $\alpha_{в.к}$, Вт/(м ² ·К)	10,24	7,61	8,52	4,92
$\alpha_{д.л}$, Вт/(м ² ·К)	50,28	—	17,53	—
$\alpha_{д.}$; $\alpha_{в.}$, Вт/(м ² ·К)	60,52	7,61	26,05	4,92

Примечание. * С учетом поправки на $\frac{P_B}{P_0} = 1,02$.

13. Суммарный коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К):

$$K_{\Sigma_{\text{верх}}} = 1 / \left(\frac{3}{3,6 \cdot 60,52} + \frac{0,02 \cdot 6}{3 \cdot 3,6 \cdot 4,24} + \frac{1}{0,02 \cdot 2960 \cdot 1,280 \cdot 10} + \frac{3}{3,6 \cdot 7,61} \right) = 7,86;$$

$$K_{\Sigma_{\text{низ}}} = 1 / \left(\frac{3}{3,6 \cdot 26,05} + \frac{0,02 \cdot 6}{3 \cdot 3,6 \cdot 2,52} + \frac{1}{0,02 \cdot 3160 \cdot 1,19 \cdot 10} + \frac{3}{3,6 \cdot 4,92} \right) = 4,83.$$

14. Средний суммарный коэффициент теплопередачи:

$$\bar{K}_{\Sigma} = 0,5(7,86 + 4,83) = 6,34 \text{ (кДж/(м}^2 \cdot \text{К))}.$$

15. Площадь поверхности нагрева насадки:

$$F = \frac{8 \ 997 \ 912}{6,34 \cdot 222,8} = 6370 \text{ (м}^2\text{)}.$$

16. Геометрические параметры насадки:

$$V_{\text{н}} = \frac{6370}{16,6} = 383,7 \text{ (м}^3\text{)}; \quad \omega = \frac{5,064}{0,3} = 16,88 \text{ (м}^2\text{)};$$

$$\Omega = \frac{16,88}{0,578} = 29,2 \text{ (м}^2\text{)}; \quad H = \frac{383,7}{29,2} = 13,1 \text{ (м)};$$

$$\Omega = \frac{16,88}{0,578} = 29,2 \text{ (м}^2\text{)}; \quad k_{\text{стр}} = \frac{13,1}{\sqrt{29,2}} = 2,42.$$

17. Масса кирпича в насадке:

$$M = 0,33 \cdot 0,5(2960 + 3160) \cdot 383,7 = 387 \ 460 \text{ (кг)}.$$

11.4. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА МНОГООБОРОТНЫХ РЕГЕНЕРАТОРОВ

Композиционные решения при конструировании стекловаренных печей во многом определяются высотой производственного корпуса. Наибольшей сложностью характеризуется компоновка печи при установке технологиче-

ского оборудования на нулевой отметке здания. При температуре продуктов сгорания на выходе из печи меньшей 1475°C , что свойственно современным стекловаренным печам с подковообразным пламенем, расчетная высота насадки, как правило, превышает 12 м. В этом случае возникают трудности с реализацией однооборотной схемы регенерации теплоты дымовых газов. Даже при глубоком залегании фундаментной плиты под регенератор, например на отметке минус 6 м, не удастся обеспечить расчетную высоту насадки. Решение проблемы видится в применении двух- и трехоборотной схем регенерации.

Методика расчета многооборотного регенератора базируется на применении уравнений (11.24) и (11.25). Она предусматривает последовательное определение площади поверхности нагрева насадки в каждой камере. При этом три температуры газовых сред в соответствующей камере должны быть заданы, а одна температура (дыма или воздуха) может быть найдена по энтальпии среды, определяемой уравнением (11.32). В отличие от однооборотного регенератора (п. 11.3) расчет многооборотных схем регенерации становится возможным лишь при задании дополнительных значений температуры на границе разделения камер.

Применительно к условиям стекловаренных печей промежуточные температуры газовых сред могут быть заданы, исходя из следующих соображений. По условиям службы огнеупоров насадка по высоте регенератора подразделяется на три зоны: высокотемпературную, конденсации сульфатов и низкотемпературную. Разделение насадки на зоны обусловлено особенностями химического состава и поведения корродиентов при их охлаждении. Наиболее проблемной является средняя зона насадки, ограниченная интервалом температур $1100\text{--}800^{\circ}\text{C}$. В указанном интервале температур в дымовых газах конденсируются сульфаты щелочных и щелочноземельных металлов, что приводит к зашлакованности насадки. Для удобства ее термической чистки представляется целесообразным:

1) в двухоборотном регенераторе (см. рис. 11.6б) ограничить высоту насадки в горячей камере двумя верхними

зонами, а низкотемпературную зону перенести в холодную камеру регенератора. В этом случае, для расчета горячей камеры, наряду с параметрами $t'_{д.г}$ и $t''_{в.г}$, задается температура дыма на выходе из насадки $t''_{д.г} = 800^\circ\text{C}$. При этом неизвестной величиной остается только температура воздуха на входе в насадку горячей камеры $t'_{в.г}$, определяемая по энтальпии воздуха $i'_{в.г}$. Для холодной камеры исходными данными расчета являются температуры $t'_{в.х}, t''_{в.х} = t'_{в.г}$ и $t'_{д.х} = t'_{д.г} = 800^\circ\text{C}$, для определяемой величины — температура дыма на выходе из насадки холодной камеры $t''_{д.х}$;

2) в трехоборотном регенераторе (см. рис. 11.6в) выделяемые зоны насадки распределить по трем камерам. Для горячей камеры задаются параметры $t'_{д.г}, t''_{в.г}$ и $t''_{д.г} = 1100^\circ\text{C}$. Вычислению подлежит величина $t'_{в.г}$. Для средней камеры задаются температуры $t'_{в.ср} = t'_{в.г}$, $t''_{д.ср} = t'_{д.г} = 1100^\circ\text{C}$ и $t''_{д.ср} = 800^\circ\text{C}$. Определяется расчетом температура воздуха на входе в насадку $t'_{в.ср}$. Для холодной камеры заданными параметрами являются $t'_{в.х}, t''_{в.х} = t''_{в.ср}$ и $t'_{д.х} = t''_{д.ср} = 800^\circ\text{C}$, а расчетной величиной — температура дыма на выходе из насадки холодной камеры $t''_{д.х}$.

Таким образом, использование характеристических температур дыма 1100 и 800 $^\circ\text{C}$ в качестве исходных данных обеспечивает физическую целостность объекта расчета (насадки), составленной из двух или трех разделенных в пространстве частей.

Общие потери теплоты через кладку многооборотного регенератора принимаются 3% от теплосодержания продуктов сгорания на выходе из печи. Потери теплоты дымом до входа в насадку горячей камеры равны 1,5%. В двухоборотном регенераторе потери теплоты через кладку горячей и холодной камер регенератора равны 1,0 и 0,5% соответственно. В трехоборотном регенераторе потери теплоты через кладку горячей, средней и холодной камер составляют 0,7, 0,5 и 0,3% соответственно.

Общий просос воздуха $m_v V'_d$ составляет 10% от расхода дыма на входе в регенератор. В двухоборотном регенераторе 70% от общей величины прососа приходится на горячую камеру и 30% — на холодную камеру. В трехобо-

ротном регенераторе величина прососа воздуха в горячей, средней и холодной камерах принимается равной 5, 3 и 2% от $m_b V'_d$ соответственно.

Из уравнений (11.40) и (11.41) следует, что скорость дыма и воздуха при действительных условиях определяется параметром $w_{до}$, величина которого должна быть задана для каждой камеры регенератора. Это условие является обязательным, поскольку наряду с гидравлическим режимом скорость дыма при нормальных условиях определяет геометрические размеры насадки.

Если условие ламинарного течения газа в насадке накладывает ограничение на максимальное значение скорости дыма при нормальных условиях, то соотношение (11.49) ограничивает ее минимальную величину. Следовательно, в многооборотном регенераторе для каждой камеры должна быть задана некая рациональная средняя величина $\bar{w}_{до}$, выбранная опытным путем из диапазона предпочтительных значений этого параметра. Сложность и трудоемкость подобного решения очевидна. На наш взгляд, представляется целесообразным задание скорости дыма при нормальных условиях лишь для насадки горячей камеры. Действительная средняя скорость дыма в этой камере, определенная по уравнению (11.40), принимается заданной величиной для других камер регенератора. Тогда искомая величина $\bar{w}_{до}$ для этих камер рассчитывается по уравнению (11.9) при соответствующем значении средней температуры дыма в камере.

В двухоборотном регенераторе насадка в горячей камере разбивается на две части, расчет средних температур в которых аналогичен однооборотному регенератору. В холодной камере, а также в камерах трехоборотного регенератора средняя температура дыма и воздуха определяется среднеарифметической величиной соответствующих температур на входе и выходе из насадки.

В заключение следует отметить, что изложенные теоретические основы расчета многооборотных схем регенерации могут быть положены в основу разработки современных двух и трехоборотных регенераторов стекловаренных печей.

Пример 11.3. Выполнить расчет двухоборотного регенератора стекловаренной печи с подковообразным пламенем (рис. 11.6б).

Исходные данные:

- расход дыма на входе в насадку горячей камеры регенератора при н. ф. у. — $V_{д.г} = 2,349 \text{ м}^3/\text{с}$;
- расход воздуха на горение при н. ф. у. — $V_{в} = 2,013 \text{ м}^3/\text{с}$;
- температура дыма на выходе из печи — $t_{д} = 1450^{\circ}\text{C}$;
- температура воздуха за регенератором — $t_{в} = 20^{\circ}\text{C}$;
- температура воздуха на входе в насадку холодной камеры — $t'_{в.х} = 110^{\circ}\text{C}$;
- температура подогрева воздуха — $t'_{в.г} = 1300^{\circ}\text{C}$;
- температура — $t'_{д.г} = t'_{д.х} = 800^{\circ}\text{C}$;
- материал насадки ТЛ 14/175 (см. табл. 11.4): в горячей камере верхняя половина — периклаз (97% MgO), нижняя половина — периклазоциркон (73,7% MgO, 14,0% ZrO₂); в холодной камере — шамот (42% Al₂O₃);
- общие потери теплоты дыма в окружающую среду через кладку регенератора составляют 3%, в том числе на пути дыма до входа в насадку горячей камеры 1,5% и по высоте насадки горячей и холодной камер 1 и 0,5% соответственно;
- коэффициент прососа воздуха в регенератор $m_{в} = 0,1$, в том числе для горячей камеры — $m_{в.г} = 0,07$, для холодной камеры — $m_{в.х} = 0,03$.

Расход компонентов дыма при н. ф. у.:

Параметры среды	Компоненты, м ³ /с					Итого
	CO ₂	SO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂	
$V'_{д.г}$	0,28	0,004	0,446	1,58	0,039	2,349
$m_{в.г}V'_{д.г}$				0,13	0,034	0,164
$V''_{д.г}$	0,28	0,004	0,446	1,71	0,073	2,513
$V'_{д.х}$	0,28	0,004	0,446	1,71	0,073	2,513
$m_{в.х}V'_{д.г}$				0,056	0,015	0,071
$V''_{д.х}$	0,28	0,004	0,446	1,766	0,088	2,584

Состав компонентов дыма:

Параметры среды	Компоненты, об.%					Итого
	CO ₂	SO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂	
$V'_{д.г}$	11,92	0,17	18,99	67,26	1,66	100
$V''_{д.г}$	11,14	0,16	17,75	68,05	2,9	100
$V'_{д.х}$	11,14	0,16	17,75	68,05	2,9	100
$V''_{д.х}$	10,84	0,15	17,26	68,34	3,41	100
$\bar{V}_{д.х}$	10,99	0,15	17,5	68,2	3,16	100

РАСЧЕТ ГОРЯЧЕЙ КАМЕРЫ РЕГЕНЕРАТОРА

1. С учетом состава газовой среды и температуры по аддитивным формулам с использованием данных таблиц П.1 и П.2 находим:

$$c_d = 1,6311; \quad c''_{д.г} = c'_{д.х} = 1,503;$$

$$c_b = 1,2979; \quad c''_b = 1,4428 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}).$$

2. Определяем энтальпии газовых сред:

$$i_d = 1,628 \cdot 1450 = 2360,6 \text{ (кДж}/\text{м}^3);$$

$$i_b = 1,2979 \cdot 20 = 26 \text{ (кДж}/\text{м}^3);$$

$$i''_{в.г} = 1,4428 \cdot 1300 = 1875,6 \text{ (кДж}/\text{м}^3);$$

$$i''_{д.г} = 1,503 \cdot 800 = 1202,4 \text{ (кДж}/\text{м}^3).$$

3. Энтальпия дыма на входе в насадку горячей камеры равна

$$i'_{д.г} = 0,985 i_d = 0,985 \cdot 236,6 = 2325,2 \text{ (кДж}/\text{м}^3).$$

Для верха насадки горячей камеры

$$\alpha_{\text{верх}} = \frac{1}{1 - \frac{3,762 \cdot 1,66}{67,26}} = 1,1;$$

$$V_L^{\text{верх}} = \frac{(1,1 - 1) \cdot 2,013}{1,1 \cdot 2,349} \cdot 100 = 7,8 (\%).$$

Энтальпии $i'_{д.г} = 2325,2 \text{ кДж/м}^3$ и $V_L^{\text{верх}} = 7,8\%$ на $i-t$ -диаграмме (см. рис. 9.1) соответствует $t'_{д.г} = 1436^\circ\text{C}$.

4. Энтальпия воздуха $i'_{в.г}$ (кДж/м^3) на входе в насадку горячей камеры находится по выражению, полученному из уравнения (11.31),

$$i'_{в.г} = i''_{в.г} - \frac{\eta_{\Gamma}}{V_{\text{в}}} \{V'_{д.г} (i'_{д.г} - i''_{д.г}) - m_{в.г} V'_{д.г} [0,5(i'_{д.г} + i''_{д.г}) - i_{\text{в}}]\}. \quad (11.50)$$

После подстановки исходных данных получаем

$$i'_{в.г} = 1875,6 - \frac{0,99}{2,013} \{2,349(2325,2 - 1202,4) - 0,07 \cdot 2,349[0,5(2325,2 + 1202,4) - 26]\} = 719,$$

что соответствует на $i-t$ -диаграмме $t'_{в.г} = 536^\circ\text{C}$.

5. Количество теплоты, передаваемой дымом воздуху за цикл:

$$Q_{\text{в}} = 2,013 \cdot 1200(1875,6 - 719) = 2\,793\,882,9 \text{ (кДж)}.$$

6. Среднелогарифмическая разность температур:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{(1436 - 1300) - (1100 - 536)}{\ln \frac{1436 - 1300}{1100 - 536}} = 193 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

7. Средние по высоте насадки температуры дыма и воздуха:

$$\bar{t}_{\text{д}} = 0,5(1436 + 800) = 1118 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$\bar{t}_{\text{в}} = 0,5(1300 + 536) = 918 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

8. Средние за цикл температуры дыма, воздуха и насадки для верха и низа насадки горячей камеры:

$$\bar{t}_{\text{д.верх}} = 0,5(1436 + 1118) = 1277 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$\bar{t}_{\text{д.низ}} = 0,5(800 + 1118) = 959 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$\bar{t}_{\text{в.верх}} = 0,5(1300 + 918) = 1109 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$\bar{t}_{\text{в.низ}} = 0,5(536 + 918) = 727 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$\bar{t}_{\text{н.верх}} = 0,5(1277 + 1109) = 1193 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$\bar{t}_{\text{н.низ}} = 0,5(959 + 727) = 843 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

9. Расчет коэффициентов лучистой теплоотдачи.

9.1. Формулы для расчета коэффициента теплопроводности материала насадки (табл. П.5):

$$\lambda_{\text{н.верх}} = 12,8 - 12,2 \cdot 10^{-3} \bar{t}_{\text{н.верх}} + 4 \cdot 10^{-6} \bar{t}_{\text{н.верх}}^2;$$

$$\lambda_{\text{н.низ}} = 2,3 + 0,4 \cdot 10^{-3} \bar{t}_{\text{н.низ}}.$$

После подстановки значений температуры получаем

$$\lambda_{\text{н.верх}} = 3,94 \text{ и } \lambda_{\text{н.низ}} = 2,64 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}.$$

9.2. Парциальное давление компонентов дыма:

$$P_{(\text{RO}_2)_{\text{верх}}} = 101\,325 \cdot 0,01(11,92 + 0,17) = 12\,250,19 \text{ (Па);}$$

$$P_{(\text{RO}_2)_{\text{низ}}} = 101\,325 \cdot 0,01(11,14 + 0,16) = 11\,449,72 \text{ (Па);}$$

$$P_{(\text{H}_2\text{O})_{\text{верх}}} = 101\,325 \cdot 0,01 \cdot 18,99 = 19\,241,62 \text{ (Па);}$$

$$P_{(\text{H}_2\text{O})_{\text{низ}}} = 101\,325 \cdot 0,01 \cdot 17,75 = 17\,985,19 \text{ (Па)}.$$

9.3. Абсолютная температура дыма и насадки:

$$\bar{T}_{\text{д.верх}} = 1277 + 273 = 1550 \text{ (}^\circ\text{C)}; \quad \bar{T}_{\text{д.низ}} = 959 + 273 = 1232 \text{ (}^\circ\text{C)};$$

$$\bar{T}_{\text{н.верх}} = 1193 + 273 = 146 \text{ (}^\circ\text{C)}; \quad \bar{T}_{\text{н.низ}} = 843 + 273 = 1116 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

9.4. Коэффициент ослабления излучения и степень черноты дыма:

$$l_{\text{эф}} = \frac{3,6(1 - 0,33)}{16,6} = 0,145 \text{ (м)};$$

$$k_{\text{д.верх}} = \frac{0,8 + 1,6 \cdot 10^{-5} \cdot 19\,241,62}{\sqrt{31\,491,81 \cdot 0,145 \cdot 10^{-5}}} \left(1 - 0,38 \frac{1550}{1000} \right) = 2,13 \text{ (м}^{-1}\text{)};$$

$$k_{\text{д.низ}} = \frac{0,8 + 1,6 \cdot 10^{-5} \cdot 17\,985,19}{\sqrt{29\,434,91 \cdot 0,145 \cdot 10^{-5}}} \left(1 - 0,38 \frac{1232}{1000} \right) = 2,8 \text{ (м}^{-1}\text{)};$$

$$\varepsilon_{\text{д.верх}} = 1 - \exp(-2,13 \cdot 31\,491,81 \cdot 0,145 \cdot 10^{-5}) = 0,093;$$

$$\varepsilon_{\text{д.низ}} = 1 - \exp(-2,8 \cdot 29\,434,92 \cdot 0,145 \cdot 10^{-5}) = 0,113.$$

9.5. Справочные данные (табл. П.7 и 11.1):

- для верха насадки:

$$\varepsilon_{\text{н}} = 0,38, \quad \alpha_{\text{д}}'' = 0,53, \quad \alpha_{\text{н}}'' = 0,552;$$

- для низа насадки:

$$\varepsilon_{\text{н}} = 0,38, \quad \alpha_{\text{д}}'' = 0,612, \quad \alpha_{\text{н}}'' = 0,64.$$

9.6. Относительная степень черноты дыма и насадки:

$$\varepsilon''_{д.верх} = \frac{0,093}{0,53} = 0,175; \quad \varepsilon''_{д.низ} = \frac{0,113}{0,612} = 0,185;$$

$$\varepsilon''_{н.верх} = \frac{0,38}{0,52} = 0,688; \quad \varepsilon''_{н.низ} = \frac{0,38}{0,64} = 0,594.$$

9.7. Коэффициент лучистой теплоотдачи дыма:

$$\alpha_{л.верх} = \frac{5,7 \cdot 0,552}{\frac{1}{0,175} + \frac{1}{0,552} - 1} \frac{\left[\frac{0,53}{0,552} \left(\frac{1550}{100} \right)^4 - \left(\frac{1466}{100} \right)^4 \right]}{1550 - 1466} =$$

$$= 52,94 \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{К))};$$

$$\alpha_{л.низ} = \frac{5,7 \cdot 0,64}{\frac{1}{0,185} + \frac{1}{0,594} - 1} \frac{\left[\frac{0,612}{0,64} \left(\frac{1232}{100} \right)^4 - \left(\frac{1116}{100} \right)^4 \right]}{1232 - 1116} =$$

$$= 33,64 \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{К))}.$$

10. Действительные скорости дыма и воздуха при $w_{д0} = 0,3 \text{ м/с}$:

$$w_{д.верх} = 0,3 \left(1 + \frac{1277}{273} \right) = 1,7 \text{ (м/с);}$$

$$w_{д.низ} = 0,3 \frac{2,513}{2,349} \left(1 + \frac{959}{273} \right) = 1,45 \text{ (м/с);}$$

$$w_{в0} = \frac{0,3 \cdot 2,013}{2,349} = 0,26 \text{ (м/с);}$$

$$P_{в} = 101\,325 + 2000 = 103\,325 \text{ (Па);}$$

$$w_{в.верх} = 0,26 \frac{101\,325}{103\,325} \left(1 + \frac{1109}{273} \right) = 1,29 \text{ (м/с);}$$

$$w_{в.низ} = 0,26 \frac{101\,325}{103\,325} \left(1 + \frac{727}{273} \right) = 0,93 \text{ (м/с)}.$$

11. Эффективная полутолщина элемента насадки и справочные данные:

$$S_0 = \frac{0,33}{16,6} = 0,02(\text{м});$$

$$\rho_{\text{н.верх}} = 2960 \text{ кг/м}^3; \quad \rho_{\text{н.низ}} = 3160 \text{ кг/м}^3;$$

$$c_{\text{н.верх}} = 1,280 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}; \quad c_{\text{н.низ}} = 1,213 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}.$$

12. Результаты промежуточных расчетов для K_{Σ} :

Параметры	Верх		Низ	
	дым	воздух	дым	воздух
\bar{t} , °C	1277	1109	959	727
$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	13,35	8,52	10,59	6,82
$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	238,31	173,78*	197,45	118,17*
d_0 , м	0,146	0,146	0,146	0,146
w_d ; w_v , м/с	1,7	1,29	1,45	0,93
Re	1041,5	1083,78	1072,17	1149,02
Nu	14,16	14,51	14,42	15,05
$\alpha_{\text{д.к}}$; $\alpha_{\text{в}}$, Вт/(м ² ·К)	12,95	8,47	10,46	7,03
$\alpha_{\text{д.л}}$, Вт/(м ² ·К)	52,94	—	33,64	—
$\alpha_{\text{д}}$; $\alpha_{\text{в}}$, Вт/(м ² ·К)	65,89	8,47	44,10	7,03

Примечание. * С учетом поправки на давление воздуха $\frac{p_v}{p_0} = 1,02$.

13. Суммарный коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К):

$$K_{\Sigma_{\text{верх}}} = 1 / \left(\frac{3}{3,6 \cdot 65,89} + \frac{0,02 \cdot 6}{3 \cdot 3,6 \cdot 3,94} + \frac{1}{0,02 \cdot 2960 \cdot 1,280 \cdot 10} + \frac{3}{3,6 \cdot 8,47} \right) = 8,68;$$

$$K_{\Sigma_{\text{низ}}} = 1 / \left(\frac{3}{3,6 \cdot 44,1} + \frac{0,02 \cdot 6}{3 \cdot 3,6 \cdot 2,64} + \frac{1}{0,02 \cdot 3160 \cdot 1,213 \cdot 10} + \frac{3}{3,6 \cdot 7,03} \right) = 7.$$

14. Средний суммарный коэффициент теплопередачи:

$$K_{\Sigma} = 0,5(8,68 + 7) = 7,84 \text{ (кДж/(м}^2 \cdot \text{К))}.$$

15. Площадь поверхности нагрева насадки:

$$F = \frac{2 \ 793 \ 882,9}{7,84 \cdot 193} = 1846,4 \text{ (м}^2\text{)}.$$

16. Геометрические параметры насадки:

$$V_{\text{н}} = \frac{1846,4}{16,6} = 111,23 \text{ (м}^3\text{)}; \quad \omega = \frac{2,349}{0,3} = 7,83 \text{ (м}^2\text{)};$$

$$\Omega = \frac{7,83}{0,578} = 13,55 \text{ (м}^2\text{)}; \quad k_{\text{стр}} = \frac{8,21}{\sqrt{13,55}} = 2,23 \text{ (м}^2\text{)};$$

$$k_{\text{стр}} = \frac{8,21}{\sqrt{13,55}} = 2,23.$$

17. Масса кирпича в насадке:

$$M = 0,33 \cdot 0,5(2960 + 3160) \cdot 111,23 = 112 \ 320 \text{ (кг)}.$$

РАСЧЕТ ХОЛОДНОЙ КАМЕРЫ РЕГЕНЕРАТОРА

1. Удельная теплоемкость:

$$c'_{\text{в.х}} = 1,3011 \text{ (кДж/(м}^3 \cdot \text{К))}.$$

2. Энтальпии газовых сред:

$$i'_{\text{в.х}} = 1,3011 \cdot 110 = 143,1 \text{ (кДж/м}^3\text{)};$$

$$i''_{\text{в.х}} = i'_{\text{в.г}} = 719 \text{ (кДж/м}^3\text{)};$$

$$i'_{\text{д.х}} = i''_{\text{д.г}} = 1202,41 \text{ (кДж/м}^3\text{)}.$$

3. По формуле (11.32) находим энтальпию дыма на выходе из насадки холодной камеры $i''_{\text{д.х}}$ (кДж/м³)

$$i''_{\text{д.х}} = (2,513[1202,4(1 - 0,5 \cdot 0,03) + 0,03 \cdot 26,0] - \frac{1}{0,995} 2,013(719,0 - 143,1)) / 2,513(1 + 0,5 \cdot 0,03) = 710,8.$$

Для низа насадки холодной камеры

$$\alpha_{\text{низ}} = \frac{1}{1 - \frac{3,762 \cdot 3,41}{68,34}} = 1,23;$$

$$V_L^{\text{низ}} = \frac{(1,23 - 1) \cdot 2,013}{1,1 \cdot 2,584} \cdot 100 = 16,3(\%).$$

Энтальпии $i''_{\text{д.х}} = 710,8 \text{ кДж/м}^3$ и $V_L^{\text{низ}} = 16,3\%$ на $i-t$ -диаграмме соответствует $t''_{\text{д.х}} = 491^\circ\text{С}$.

4. Количество теплоты, передаваемой дымом воздуху за цикл:

$$Q_{\text{в. х}} = 2,013 \cdot 1200(719 - 143,1) = 1\,391\,144 \text{ (кДж)}.$$

5. Среднелогарифмическая разность температур:

$$\overline{\Delta t} = \frac{(800 - 536) - (491 - 110)}{\ln \frac{800 - 536}{491 - 110}} = 318,9(^\circ\text{С}).$$

6. Средние по высоте насадки температуры дыма, воздуха и насадки:

$$\overline{t}_{\text{д}} = 0,5(800 + 491) = 645,5(^\circ\text{С});$$

$$\overline{t}_{\text{в}} = 0,5(526 + 110) = 318(^\circ\text{С});$$

$$\overline{t}_{\text{н}} = 0,5(645,5 + 318) = 481,8(^\circ\text{С}).$$

7. Расчет коэффициента лучистой теплоотдачи.

7.1. Коэффициент теплопроводности материала насадки (табл. П.5):

$$\lambda_{\text{н}} = 0,7 + 0,64 \cdot 10^{-3} \cdot 481,8 = 1,01 \text{ (Вт/(м·К))}.$$

7.2. Среднее парциальное давление компонентов дыма:

$$p_{\text{RO}_2} = 101\,325 \cdot 0,01(10,99 + 0,15) = 11\,287,6 \text{ (Па)};$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} = 101\,325 \cdot 0,01 \cdot 17,5 = 17\,731,88 \text{ (Па)}.$$

7.3. Абсолютная температура дыма и насадки:

$$\overline{T}_{\text{д}} = 645,5 + 273 = 918,5(^\circ\text{С});$$

$$\overline{T}_{\text{н}} = 481,8 + 273 = 754,8(^\circ\text{С}).$$

7.4. Коэффициент ослабления излучения и степень черноты дыма:

$$k_d = \frac{0,8 + 1,6 \cdot 10^{-5} \cdot 17\,731,88}{\sqrt{29\,019,48 \cdot 0,145 \cdot 10^{-5}}} \left(1 - 0,38 \frac{918,5}{1000}\right) = 3,439 (\text{м}^{-1});$$

$$\varepsilon_d = 1 - \exp(-3,439 \cdot 29\,019,48 \cdot 0,145 \cdot 10^{-5}) = 0,135.$$

7.5. Справочные данные (табл. П.6 и 11.1):

$$\varepsilon_n = 0,8; \alpha_d'' = 0,69, \alpha_n'' = 0,734.$$

7.6. Относительная степень черноты дыма и насадки:

$$\varepsilon_d'' = \frac{0,135}{0,69} = 0,196; \varepsilon_n'' = \frac{0,8}{0,734} = 1,09.$$

7.7. Коэффициент лучистой теплоотдачи дыма:

$$\alpha_{d,l} = \frac{5,7 \cdot 0,734}{\frac{1}{0,196} + \frac{1}{1,09} - 1} \frac{\left[\frac{0,69}{0,734} \left(\frac{918,5}{100} \right)^4 - \left(\frac{754,8}{100} \right)^4 \right]}{918,5 - 754,8} =$$

$$= 17,54 (\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})).$$

8. Коэффициент конвективной теплоотдачи.

Принимаем среднюю действительную скорость дыма в холодной камере равной действительной скорости дыма на выходе из насадки горячей камеры: $\bar{w}_{d,x} = 1,49 \text{ м/с}$. При этом условии средняя скорость дыма в насадке холодной камеры при н. ф. у. равна

$$\bar{w}_{d0} = \frac{1,49}{\left[1 + \frac{0,5(800 + 491)}{273} \right]} = 0,44 (\text{м/с}).$$

В свою очередь

$$w_{в0} = 0,44 \frac{2,013}{0,5(2,513 + 2,584)} = 0,35 (\text{м/с});$$

$$P_B = 101\,325 + 1800 = 103\,125 (\text{Па});$$

$$\bar{w}_B = 0,35 \frac{101\,325}{103\,125} \left[1 + \frac{0,5(526 + 110)}{273} \right] = 0,74 (\text{м/с}).$$

9. Эффективная полутолщина элемента насадки и справочные данные:

$$S_э = \frac{0,33}{16,6} = 0,02 \text{ (м);}$$

$$\rho_n = 2350 \text{ кг/м}^3;$$

$$c_n = 0,993 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}.$$

10. Результаты промежуточных расчетов для K_Σ :

Параметры	Дым	Воздух
\bar{t} , °C	645,5	318
$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	7,88	4,58
$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	102,94	49,89*
$d_э$, м	0,146	0,146
$\bar{w}_{д,г}$; $\bar{w}_{в,г}$, м/с	1,49	0,74
Re	2113,27	2165,56
Nu	21,90	22,23
$\alpha_{д,к}$; $\alpha_{в,к}$, Вт/(м ² ·К)	11,82	6,97
$\alpha_{д,л}$, Вт/(м ² ·К)	17,54	—
$\alpha_{д}$; $\alpha_{в}$, Вт/(м ² ·К)	29,36	6,97

Примечание. * С учетом поправки на $\frac{P_B}{P_0} = 1,02$.

11. Суммарный коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К):

$$K_\Sigma = 1 / \left(\frac{3}{3,6 \cdot 29,36} + \frac{0,02 \cdot 6}{3 \cdot 3,6 \cdot 1,01} + \frac{1}{0,02 \cdot 2350 \cdot 0,993 \cdot 10} + \frac{3}{3,6 \cdot 6,97} \right) = 6,21.$$

12. Площадь поверхности нагрева насадки:

$$F = \frac{1 \ 391 \ 144}{6,21 \cdot 318,9} = 702,5 \text{ (м}^2\text{)}.$$

13. Геометрические параметры насадки:

$$V_n = \frac{702,5}{16,6} = 42,32 (\text{м}^3);$$

$$\omega = \frac{0,5(2,513 + 2,584)}{0,44} = 5,79 (\text{м}^2);$$

$$\Omega = \frac{5,79}{0,578} = 10,02 (\text{м}^3); \quad H = \frac{42,32}{10,03} = 4,22 (\text{м});$$

$$k_{\text{стр}} = \frac{4,22}{\sqrt{10,02}} = 1,33.$$

14. Масса кирпича в насадке:

$$M = 0,33 \cdot 2350 \cdot 42,32 = 32\,819,2 (\text{кг}).$$

Пример 11.4. Выполнить расчет трехоборотного регенератора стекловаренной печи с подковообразным пламенем (рис. 11.6в).

Исходные данные:

- расход дыма на входе в насадку горячей камеры регенератора при н. ф. у. — $V'_d = 2,349 \text{ м}^3/\text{с}$;
 - расход воздуха на горение при н. ф. у. — $V_b = 2,013 \text{ м}^3/\text{с}$;
 - температура дыма на выходе из печи — $t_d = 1450^\circ\text{C}$;
 - температура воздуха за регенератором — $t_b = 20^\circ\text{C}$;
 - температура воздуха на входе в насадку — $t'_{b,x} = 110^\circ\text{C}$;
 - температура подогрева воздуха — $t''_{b,\Gamma} = 1300^\circ\text{C}$;
 - температура — $t''_{d,\Gamma} = t'_{d,\text{cp}} = 1100^\circ\text{C}$;
 - температура — $t''_{d,\text{cp}} = t'_{d,x} = 800^\circ\text{C}$;
 - просос воздуха в регенератор: $m_{b,\Gamma} = 0,05$, $m_{b,\text{cp}} = 0,03$, $m_{b,x} = 0,02$;
 - коэффициент прососа воздуха в регенератор $m_b = 0,1$, в том числе для горячей камеры — $m_{b,\Gamma} = 0,05$, средней — $m_{b,\text{cp}} = 0,03$, холодной — $m_{b,x} = 0,02$.
- Расход компонентов дыма при н. ф. у.:

Параметры среды	Компоненты, м ³ /с					Итого
	CO ₂	SO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂	
$V'_{d,\Gamma}$	0,28	0,004	0,446	1,58	0,039	2,349
$m_{b,\Gamma} V'_{d,\Gamma}$				0,092	0,025	0,117

Продолжение табл.

Параметры среды	Компоненты, м ³ /с					Итого
	CO ₂	SO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂	
$V''_{д.г}$	0,28	0,004	0,446	1,672	0,064	2,466
$V'_{д.ср}$	0,28	0,004	0,446	1,672	0,064	2,466
$m_{в.ср} V'_{д.г}$				0,056	0,015	0,071
$V''_{д.ср}$	0,28	0,004	0,446	1,728	0,079	2,537
$V'_{д.х}$	0,28	0,004	0,446	1,728	0,079	2,537
$m_{в.х} V'_{д.г}$				0,037	0,01	0,047
$V''_{д.х}$	0,28	0,004	0,446	1,765	0,089	2,584

Состав компонентов дыма:

Параметры среды	Компоненты, об.%					Итого
	CO ₂	SO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂	
$V'_{д.г}$	11,92	0,17	18,99	67,26	1,66	100
$V''_{д.г}$	11,35	0,16	18,09	67,8	2,60	100
$\bar{V}_{д.г}$	11,64	0,16	18,54	67,53	2,13	100
$V'_{д.ср}$	11,35	0,16	18,09	67,8	2,60	100
$V''_{д.ср}$	11,04	0,16	17,58	68,11	3,11	100
$\bar{V}_{д.ср}$	11,19	0,16	17,84	67,96	2,85	100
$V'_{д.х}$	11,04	0,16	17,58	68,11	3,11	100
$V''_{д.х}$	10,84	0,16	17,26	68,3	3,44	100
$\bar{V}_{д.х}$	10,94	0,16	17,42	68,2	3,28	100

Материал насадки TL 14/175: горячая камера — периклаз (97% MgO); средняя камера — периклазоциркон (73,7% MgO, 14% ZrO₂); холодная камера — шамот (42% Al₂O₃).

Общие потери теплоты через кладку регенератора приняты 3% от теплосодержания дыма на выходе из печи. В том числе: на пути дыма до входа в насадку 1,5% и по высоте насадки горячей, средней и холодной камер 0,7, 0,5 и 0,3% соответственно.

РАСЧЕТ ГОРЯЧЕЙ КАМЕРЫ РЕГЕНЕРАТОРА

1. С учетом состава газовой среды и температуры по аддитивным формулам с использованием данных таблиц П.1 и П.2 находим:

$$c_d = 1,6311 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}), \quad c''_{д.г} = 1,558 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}),$$

$$c_b = 1,2979 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}), \quad c''_{в.г} = 1,4428 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}).$$

2. Определяем энтальпии газовых сред:

$$i_d = 1,628 \cdot 1450 = 2360,6 \text{ (кДж/м}^3\text{)};$$

$$i_b = 1,2979 \cdot 20 = 26 \text{ (кДж/м}^3\text{)};$$

$$i''_{в.г} = 1,4428 \cdot 1300 = 1875,6 \text{ (кДж/м}^3\text{)};$$

$$i''_{д.г} = 1,558 \cdot 1100 = 1713,8 \text{ (кДж/м}^3\text{)}.$$

3. Энтальпии дыма i'_d на входе в насадку горячей камеры:

$$i'_{д.г} = 0,985 i_d = 0,985 \cdot 2360,6 = 2325,2 \text{ (кДж/м}^3\text{)}$$

на $i-t$ -диаграмме при $V_L^{\text{вверх}} = 7,8\%$ соответствует $t'_{д.г} = 1436^\circ\text{С}$.

4. Энтальпии воздуха $i'_{в.г}$ (кДж/м³) на входе в насадку горячей камеры:

$$i'_{в.г} = 1875,6 - \frac{0,993}{2,013} \{2,349(2325,2 - 1713,8) -$$

$$- 0,05 \cdot 2,349[0,5(2325,2 + 1713,8) - 26]\} = 1282,6$$

на $i-t$ -диаграмме соответствует $t'_{в.г} = 918^\circ\text{С}$.

5. Количество теплоты, передаваемой дымом воздуху за цикл:

$$Q_B = 2,013 \cdot 1200(1875,6 - 1282,6) = 1\,432\,450,8 \text{ (кДж)}.$$

6. Среднелогарифмическая разность температур:

$$\Delta t_{cp} = \frac{(1436 - 1300) - (1100 - 918)}{\ln \frac{1436 - 1300}{1100 - 918}} = 157,9 (\text{°C}).$$

7. Средние за цикл температуры дыма, воздуха и насадки:

$$\begin{aligned}\bar{t}_d &= 0,5(1436 + 1100) = 1268 (\text{°C}); \\ \bar{t}_в &= 0,5(1300 + 918) = 1109 (\text{°C}); \\ \bar{t}_н &= 0,5(1268 + 1109) = 1188,5 (\text{°C});\end{aligned}$$

8. Расчет коэффициента лучистой теплоотдачи.

8.1. Коэффициент теплопроводности материала насадки (табл. П.2):

$$\begin{aligned}\lambda_n &= 12,8 - 12,2 \cdot 10^{-3} \cdot 1188,5 + 4 \cdot 10^{-6} \cdot 1188,5^2 = \\ &= 3,95 (\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})).\end{aligned}$$

8.2. Парциальное давление компонентов дыма:

$$\begin{aligned}p_{\text{RO}_2} &= 101\,325 \cdot 0,01 (11,64 + 0,16) = 11\,956,35 (\text{Па}); \\ p_{\text{H}_2\text{O}} &= 101\,325 \cdot 0,01 \cdot 18,54 = 18\,785,66 (\text{Па}).\end{aligned}$$

8.3. Абсолютная температура дыма и насадки:

$$\begin{aligned}\bar{T}_d &= 1268 + 273 = 1541 (\text{°C}); \\ \bar{T}_н &= 1188,5 + 273 = 1461,5 (\text{°C}).\end{aligned}$$

8.4. Коэффициент ослабления излучения и степень черноты дыма:

$$\begin{aligned}l_{\text{эф}} &= \frac{3,6(1 - 0,33)}{16,6} = 0,145 (\text{м}); \\ h_d &= \frac{0,8 + 1,6 \cdot 10^{-5} \cdot 18\,785,66}{\sqrt{30\,742 \cdot 0,145 \cdot 10^{-5}}} \left(1 - 0,38 \frac{1541}{1000}\right) = 2,16 (\text{м}^{-1}).\end{aligned}$$

$$\varepsilon_d = 1 - \exp(-2,16 \cdot 30\,742 \cdot 0,145 \cdot 10^{-5}) = 0,092.$$

8.5. Справочные данные (табл. П.6 и 11.1):

$$\varepsilon_n = 0,38, \quad \alpha''_d = 0,532, \quad \alpha''_н = 0,553.$$

8.6. Относительная степень черноты дыма и насадки:

$$\varepsilon_{\text{д}}'' = \frac{0,092}{0,532} = 0,173; \quad \varepsilon_{\text{н}}'' = \frac{0,38}{0,553} = 0,687.$$

8.7. Коэффициент лучистой теплоотдачи дыма:

$$\alpha_{\text{д.л}} = \frac{5,7 \cdot 0,553}{\frac{1}{0,173} + \frac{1}{0,687} - 1} \frac{\left[\frac{0,532}{0,553} \left(\frac{1541}{100} \right)^4 - \left(\frac{1461,5}{100} \right)^4 \right]}{1541 - 1461,5} =$$

$$= 54,83 \text{ (Вт/(м} \cdot \text{К))}.$$

9. Действительные скорости дыма и воздуха при $\bar{w}_{\text{д0}} = 0,3 \text{ м/с}$:

$$\bar{w}_{\text{д.г}} = 0,3 \left(1 + \frac{1268}{273} \right) = 1,69 \text{ (м/с);}$$

$$w_{\text{в0}} = 0,3 \frac{2,013}{0,5(2,349 + 2,466)} = 0,25 \text{ (м/с);}$$

$$P_{\text{в}} = 101 \ 325 + 2000 = 103 \ 325 \text{ (Па);}$$

$$\bar{w}_{\text{в.г}} = 0,25 \frac{101 \ 325}{103 \ 325} \left(1 + \frac{1109}{273} \right) = 1,24 \text{ (м/с)}.$$

10. Эффективная полутолщина элемента насадки и справочные данные:

$$S_{\text{э}} = \frac{0,33}{16,6} = 0,02 \text{ (м);}$$

$$\rho_{\text{н}} = 2960 \text{ (кг/м}^3\text{);}$$

$$c_{\text{н}} = 1,2794 \text{ (кДж/(кг} \cdot \text{К))}.$$

11. Результаты промежуточных расчетов для K_{Σ} :

Параметры	Дым	Воздух
\bar{t} , °С	1268	1109
$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	13,27	8,52
$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	236,06	197,45*

Продолжение табл.

Параметры	Дым	Воздух
$d_3, \text{ м}$	0,146	0,146
$\bar{w}_{\text{д.г}}, \bar{w}_{\text{в.г}}, \text{ м/с}$	1,69	1,24
Re	1045,24	916,89
Nu	14,19	13,09
$\alpha_{\text{д.к}}, \alpha_{\text{в}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	12,9	7,64
$\alpha_{\text{д.л}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	54,83	—
$\alpha_{\text{д}}, \alpha_{\text{в}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	67,73	7,64

Примечание.* С учетом поправки на $\frac{P_{\text{в}}}{P_0} = 1,02$.

12. Суммарный коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$:

$$K_{\Sigma} = 1 / \left(\frac{3}{3,6 \cdot 67,73} + \frac{0,02 \cdot 6}{3 \cdot 3,6 \cdot 3,95} + \frac{1}{0,02 \cdot 2960 \cdot 1,2794 \cdot 10} + \frac{3}{3,6 \cdot 7,64} \right) = 7,97.$$

13. Площадь поверхности нагрева насадки:

$$F = \frac{1 \ 432 \ 450,8}{7,97 \cdot 157,9} = 1138,25 (\text{м}^2).$$

14. Геометрические параметры насадки:

$$V_{\text{н}} = \frac{1138,25}{16,6} = 68,57 (\text{м}^3); \quad \omega = \frac{2,349}{0,3} = 7,83 (\text{м}^2);$$

$$\Omega = \frac{7,83}{0,578} = 13,55 (\text{м}^2); \quad H = \frac{68,57}{13,55} = 5,06 (\text{м});$$

$$k_{\text{стр}} = \frac{5,06}{\sqrt{13,55}} = 1,37.$$

15. Масса кирпича в насадке:

$$M = 0,33 \cdot 2960 \cdot 68,57 = 66 \ 979,2 (\text{кг}).$$

РАСЧЕТ СРЕДНЕЙ КАМЕРЫ РЕГЕНЕРАТОРА

1. Удельная теплоемкость:

$$c_{д. ср} = 1,5 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}).$$

2. Энтальпии газовых сред:

$$\begin{aligned} i'_{д. ср} &= i''_{д. г} = 1713,8 \text{ кДж}/\text{м}^3; \\ i''_{д. ср} &= 1,5 \cdot 800 = 1200 \text{ (кДж}/\text{м}^3); \\ i''_{в. ср} &= i'_{в. г} = 1282,6 \text{ кДж}/\text{м}^3. \end{aligned}$$

3. Энтальпия воздуха на входе в насадку средней камеры $i'_{в. ср}$ (кДж/м³) находится по выражению

$$\begin{aligned} i'_{в. ср} &= i''_{в. ср} - \frac{\eta_{ср}}{V_B} \times \\ &\times \{V'_{д. ср}(i'_{д. ср} - i''_{д. ср}) - m_{в. ср} V'_{д. ср} [0,5(i'_{д. ср} + i''_{д. ср}) - i_{в}]\}. \end{aligned} \quad (11.51)$$

После подстановки получаем

$$\begin{aligned} i'_{в. г} &= 1282,6 - \frac{0,995}{2,013} \{2,466(1713,8 - 1200) - \\ &- 0,03 \cdot 2,466 [0,5(1713,8 + 1200) - 26]\} = \\ &= 708,6, \end{aligned}$$

что соответствует $t'_{в. ср} = 528^\circ\text{C}$.

4. Количество теплоты, передаваемой дымом воздуху за цикл:

$$Q_B = 2,013 \cdot 1200(1282,6 - 708,6) = 1\,386\,554,4 \text{ (кДж)}.$$

5. Среднелогарифмическая разность температур:

$$\Delta t_{ср} = \frac{(1100 - 918) - (800 - 528)}{\ln \frac{1100 - 918}{800 - 528}} = 224 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

6. Средние за цикл температуры дыма, воздуха и насадки:

$$\begin{aligned} \bar{t}_д &= 0,5(1100 + 800) = 950 \text{ (}^\circ\text{C)}; \quad \bar{t}_в = 0,5(918 + 528) = 723 \text{ (}^\circ\text{C)}; \\ \bar{t}_н &= 0,5(950 + 723) = 836,5 \text{ (}^\circ\text{C)}. \end{aligned}$$

7. Расчет коэффициента лучистой теплоотдачи.

7.1. Коэффициент теплопроводности материала насадки (табл. П.5):

$$\lambda_{\text{н}} = 2,3 + 0,4 \cdot 10^{-3} \cdot 836,5 = 2,63 \text{ (Вт/(м}\cdot\text{К))}.$$

7.2. Парциальное давление компонентов дыма:

$$p_{\text{RO}_2} = 101\,325 \cdot 0,01(11,19 + 0,16) = 11\,500,39 \text{ (Па)};$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} = 101\,325 \cdot 0,01 \cdot 17,84 = 18\,076,389 \text{ (Па)}.$$

7.3. Абсолютная температура дыма и насадки:

$$\bar{T}_{\text{д}} = 950 + 273 = 1223 \text{ (}^\circ\text{C)}; \quad \bar{T}_{\text{н}} = 836,5 + 273 = 1109,5 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

7.4. Коэффициент ослабления излучения и степень черноты дыма:

$$l_{\text{эф}} = \frac{3,6(1 - 0,33)}{16,6} = 0,145 \text{ (м)};$$

$$k_{\text{д}} = \frac{0,8 + 1,6 \cdot 10^{-5} \cdot 18\,076,38}{\sqrt{29\,576,77 \cdot 0,145 \cdot 10^{-5}}} \left(1 - 0,38 \frac{1223}{1000}\right) = 2,82 \text{ (м}^{-1}\text{)}.$$

$$\varepsilon_{\text{д}} = 1 - \exp(-2,82 \cdot 29\,576,77 \cdot 0,145 \cdot 10^{-5}) = 0,114.$$

7.5. Справочные данные:

$$\varepsilon_{\text{н}} = 0,38, \quad \alpha_{\text{д}}'' = 0,544, \quad \alpha_{\text{н}}'' = 0,642.$$

7.6. Относительная степень черноты дыма и насадки:

$$\varepsilon_{\text{д}}'' = \frac{0,114}{0,544} = 0,21; \quad \varepsilon_{\text{н}}'' = \frac{0,38}{0,642} = 0,592.$$

7.7. Коэффициент лучистой теплоотдачи дыма:

$$\alpha_{\text{л.верх}} = \frac{5,7 \cdot 0,642}{\frac{1}{0,21} + \frac{1}{0,592} - 1} \frac{\left[\frac{0,544}{0,642} \left(\frac{1223}{100} \right)^4 - \left(\frac{1109,5}{100} \right)^4 \right]}{1223 - 1109,5} =$$

$$= 22,45 \text{ (Вт/м}^2 \cdot \text{К)}.$$

8. Действительные скорости дыма и воздуха в насадке средней камеры.

Принимаем $\bar{w}_{д,ср} = \bar{w}_{д,г} = 1,69$ м/с. Тогда

$$\bar{w}_{д0} = \left[\frac{1,69}{1 + \frac{0,5(1100 + 800)}{273}} \right] = 0,38 \text{ (м/с)}.$$

В свою очередь

$$w_{в0} = 0,38 \frac{2,013}{0,5(2,466 + 2,537)} = 0,31 \text{ (м/с);}$$

$$P_B = 101 \ 325 + 1800 = 103 \ 125 \text{ (Па);}$$

$$\bar{w}_{в,ср} = 0,31 \frac{101 \ 325}{103 \ 125} \left[1 + \frac{0,5(918 + 528)}{273} \right] = 1,11 \text{ (м/с)}.$$

9. Эффективная полутолщина элемента насадки и справочные данные:

$$S_3 = \frac{0,33}{16,6} = 0,02 \text{ (м); } \rho_H = 3160 \text{ кг/м}^3;$$

$$c_H = 1,2114 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

10. Результаты промежуточных расчетов для K_Σ :

Параметры	Дым	Воздух
\bar{t} , °С	950	723
$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	10,52	6,78
$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	162,40	114,31*
d_3 , м	0,146	0,146
$\bar{w}_д; \bar{w}_в$, м/с	1,69	1,24
Re	1519,33	1583,76
Nu	17,87	18,33
$\alpha_{д,к}; \alpha_{в}$, Вт/(м ² ·К)	12,88	9,79
$\alpha_{д,л}$, Вт/(м ² ·К)	22,45	—
$\alpha_{д}; \alpha_{в}$, Вт/(м ² ·К)	35,33	9,79

Примечание. * С учетом поправки на $\frac{P_B}{P_0} = 1,02$.

11. Суммарный коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К):

$$K_{\Sigma} = 1 / \left(\frac{3}{3,6 \cdot 35,33} + \frac{0,02 \cdot 6}{3 \cdot 3,6 \cdot 2,63} + \frac{1}{0,02 \cdot 3160 \cdot 1,2114 \cdot 10} + \frac{3}{3,6 \cdot 9,79} \right) = 8,75.$$

12. Площадь поверхности нагрева насадки:

$$F = \frac{1 \cdot 386 \cdot 554,4}{8,75 \cdot 224} = 707,42 \text{ (м}^2\text{)}.$$

13. Геометрические параметры насадки:

$$V_{\text{н}} = \frac{707,42}{16,6} = 42,62 \text{ (м}^3\text{)};$$

$$\omega = 0,5 \frac{2,466 + 2,537}{0,38} = 6,58 \text{ (м}^2\text{)};$$

$$\Omega = \frac{6,58}{0,578} = 11,38 \text{ (м}^2\text{)};$$

$$H = \frac{42,62}{11,38} = 3,74 \text{ (м)}; \quad k_{\text{стр}} = \frac{3,74}{\sqrt{11,38}} = 1,11.$$

14. Масса кирпича в насадке:

$$M = 0,33 \cdot 3160 \cdot 42,62 = 44 \, 444 \text{ (кг)}.$$

РАСЧЕТ ХОЛОДНОЙ КАМЕРЫ РЕГЕНЕРАТОРА

1. Удельная теплоемкость:

$$c'_{\text{в.х}} = 1,3011 \text{ кДж/(м}^3 \cdot \text{К)}.$$

2. Энтальпии газовых сред:

$$i'_{\text{в.х}} = 1,3011 \cdot 110 = 143,1 \text{ (}^{\circ}\text{C)};$$

$$i''_{\text{в.х}} = i'_{\text{в.ср}} = 708,6 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$i'_{\text{д.х}} = i''_{\text{д.ср}} = 1200 \text{ (кДж/м}^3\text{)}.$$

3. Энтальпия дыма на выходе из насадки, кДж/м³:

$$i''_{\text{д.х}} = (2,537[1200(1 - 0,5 \cdot 0,02) + 0,02 \cdot 26] - \frac{1}{0,997} 2,013(708,6 - 143,1)) / (2,537(1 + 0,5 \cdot 0,02)) = 731,2.$$

Для низа холодной камеры регенератора

$$\alpha_{\text{низ}} = \frac{1}{1 - \frac{3,762 \cdot 3,44}{68,3}} = 1,23;$$

$$V_L^{\text{низ}} = \frac{(1,23 - 1) \cdot 2,013}{1,1 \cdot 2,584} \cdot 100 = 16,3\%.$$

По $i-t$ -диаграмме получаем $t_{\text{д.х}}'' = 505^\circ\text{C}$.

4. Количество теплоты, передаваемой дымом воздуху за цикл:

$$Q_{\text{в}} = 2,013 \cdot 1200(708,6 - 143,1) = 1\,366\,021,8 \text{ (кДж)}.$$

5. Среднелогарифмическая разность температур:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{(800 - 528) - (505 - 110)}{\ln \frac{800 - 528}{505 - 110}} = 329,7 (^\circ\text{C}).$$

6. Средние за цикл температуры дыма, воздуха и насадки:

$$\bar{t}_{\text{д}} = 0,5(800 + 505) = 652,5 (^\circ\text{C});$$

$$\bar{t}_{\text{в}} = 0,5(528 + 110) = 319 (^\circ\text{C});$$

$$\bar{t}_{\text{н}} = 0,5(652,5 + 319) = 485,8 (^\circ\text{C}).$$

7. Расчет коэффициента лучистой теплоотдачи.

7.1. Коэффициент теплопроводности материала насадки (табл. П.2):

$$\lambda_{\text{н}} = 0,7 + 0,64 \cdot 10^{-3} \cdot 485,8 = 1,01 \text{ (Вт/(м·К))}.$$

7.2. Парциальное давление компонентов дыма:

$$p_{\text{RO}_2} = 101\,325 \cdot 0,01(10,94 + 0,16) = 11\,247,08 \text{ (Па)};$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} = 101\,325 \cdot 0,01 \cdot 17,42 = 17\,650,82 \text{ (Па)}.$$

7.3. Абсолютная температура дыма и насадки:

$$\bar{T}_{\text{д}} = 652,5 + 273 = 925,5 (^\circ\text{C});$$

$$\bar{T}_{\text{н}} = 485,8 + 273 = 758,8 (^\circ\text{C}).$$

7.4. Коэффициент ослабления излучения и степень черноты дыма:

$$l_{\text{эф}} = \frac{3,6(1-0,33)}{16,6} = 0,145 (\text{м});$$

$$k_{\text{д}} = \frac{0,8 + 1,6 \cdot 10^{-5} \cdot 17650,82}{\sqrt{28 \cdot 897,9 \cdot 0,145 \cdot 10^{-5}}} \left(1 - 0,38 \frac{925,5}{1000}\right) = 3,43 (\text{м}^{-1});$$

$$\varepsilon_{\text{д}} = 1 - \exp(-3,43 \cdot 28 \cdot 897,9 \cdot 0,145 \cdot 10^{-5}) = 0,134.$$

7.5. Справочные данные:

$$\varepsilon_{\text{н}} = 0,8, \quad \alpha_{\text{д}}'' = 0,688, \quad \alpha_{\text{н}}'' = 0,733.$$

7.6. Относительная степень черноты дыма и насадки:

$$\varepsilon_{\text{д}}'' = \frac{0,134}{0,688} = 0,195; \quad \varepsilon_{\text{н}}'' = \frac{0,8}{0,733} = 1,091.$$

7.7. Коэффициент лучистой теплоотдачи дыма:

$$\alpha_{\text{л.верх}} = \frac{5,7 \cdot 0,733}{0,195 + \frac{1}{1,091} - 1} \frac{\left[\frac{0,688}{0,733} \left(\frac{925,5}{100} \right)^4 - \left(\frac{758,8}{100} \right)^4 \right]}{925,5 - 758,8} =$$

$$= 17,76 (\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})).$$

8. Действительные скорости дыма и воздуха.

Принимаем $\bar{w}_{\text{д.х}} = \bar{w}_{\text{д.г}} = 1,69 \text{ м/с}$, тогда средняя скорость дыма равна

$$\bar{w}_{\text{д}0} = \frac{1,69}{\left[1 + \frac{0,5(800 + 505)}{273} \right]} = 0,5 (\text{м/с}).$$

При этом

$$w_{\text{в}0} = 0,5 \frac{2,013}{0,5(2,537 + 2,584)} = 0,39 (\text{м/с});$$

$$P_{\text{б}} = 101 \ 325 + 1800 = 103 \ 125 (\text{Па});$$

$$\bar{w}_{\text{в.х}} = 0,39 \frac{101 \ 325}{103 \ 125} \left[1 + \frac{0,5(528 + 110)}{273} \right] = 0,83 (\text{м/с}).$$

9. Эффективная полутолщина элемента насадки и справочные данные:

$$S_3 = \frac{0,33}{16,6} = 0,02 (\text{м});$$

$$\rho_H = 2350 (\text{кг}/\text{м}^3);$$

$$c_H = 0,9917 (\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})).$$

10. Результаты промежуточных расчетов для K_Σ :

Параметры	Дым	Воздух
\bar{t} , °C	652,5	319
$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	7,94	4,59
$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	104,1	50,03*
d_a , м	0,146	0,146
\bar{w}_d ; \bar{w}_B , м/с	1,69	0,83
Re	2370,22	2422,15
Nu	23,5	23,82
$\alpha_{д.к}$; $\alpha_{в.к}$, Вт/(м ² ·К)	12,78	7,49
$\alpha_{д.л}$, Вт/(м ² ·К)	17,76	—
$\alpha_{д}$; $\alpha_{в}$, Вт/(м ² ·К)	30,54	7,49

Примечание. * С учетом поправки на $\frac{P_B}{P_0} = 1,02$.

11. Суммарный коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К):

$$K_\Sigma = 1 / \left(\frac{3}{3,6 \cdot 30,54} + \frac{0,02 \cdot 6}{3 \cdot 3,6 \cdot 1,01} + \frac{1}{0,02 \cdot 2350 \cdot 0,9917 \cdot 10} + \frac{3}{3,6 \cdot 7,49} \right) = 6,59.$$

12. Площадь поверхности нагрева насадки:

$$F = \frac{1 \ 366 \ 021,8}{6,59 \cdot 329,7} = 628,71 (\text{м}^2).$$

13. Геометрические параметры насадки:

$$V_H = \frac{628,71}{16,6} = 37,87 (\text{м}^3); \quad \omega = \frac{0,5(2,537 + 2,584)}{0,5} = 5,12 (\text{м}^2);$$
$$H = \frac{37,87}{8,86} = 4,27 (\text{м}); \quad k_{\text{стр}} = \frac{4,27}{\sqrt{8,86}} = 1,43.$$

14. Масса кирпича в насадке:

$$M = 0,33 \cdot 2350 \cdot 37,87 = 29\,368 (\text{кг}).$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Принцип работы рекуператора и регенератора.
2. Классификация рекуператоров и регенераторов.
3. Цель теплового расчета теплообменного устройства.
4. Материальный баланс рекуператора.
5. Материальный баланс регенератора.
6. Уравнение теплопередачи для рекуператора и регенератора.
7. Уравнение теплового баланса рекуператора.
8. Уравнение теплового баланса регенератора.
9. Определение температуры газовой среды по энтальпии.
10. Расчет суммарного коэффициента теплопередачи в рекуператоре.
11. Расчет суммарного коэффициента теплопередачи в регенераторе.
12. Определение средних температур в теплообменном устройстве.
13. Уравнение для расчета степени черноты продуктов сгорания.
14. Определение коэффициента лучистой теплоотдачи для дыма.
15. Критериальное уравнение конвективного теплообмена в рекуператоре.
16. Критериальное уравнение конвективного теплообмена в регенераторе.
17. Способ задания скорости движения газовых сред в рекуператоре.
18. Способ задания скорости движения газовых сред в регенераторе.
19. Формула для расчета коэффициента конвективной теплоотдачи.
20. Особенности расчета многооборотного регенератора.
21. Геометрические характеристики регенеративных насадок.
22. Расчет геометрических размеров рекуператоров.
23. Расчет геометрических размеров регенераторов.

ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНАЯ ФУТЕРОВКА СТЕКЛОВАРЕННЫХ ПЕЧЕЙ

12.1. КЛАССИФИКАЦИЯ И ОСНОВНЫЕ СВОЙСТВА ОГНЕУПОРОВ

Обязательным конструктивным признаком любой печи является наличие футеровки, ограждающей рабочее пространство и зону технологического процесса от окружающей среды. Требования к конструкции печных ограждений определяются спецификой работы тепловых агрегатов. При конструировании футеровки современных стекловаренных печей необходимо иметь в виду:

1) непрерывный характер технологического процесса и продолжительность межремонтного периода 8–10 лет;

2) температурные условия службы огнеупоров в рабочем пространстве (1550–1620°C) и варочном бассейне (1350–1500°C);

3) агрессивное воздействие щелочесодержащей газовой среды и стекломассы на огнеупорную футеровку, а также влияние продуктов разрушения огнеупоров на качество стекла;

4) необходимость минимизации тепловых потерь в окружающую среду, доля которых в структуре расходной части теплового баланса печи не должна превышать 10%;

5) подогрев воздуха на горение до 1250–1350°C и использование насадки регенератора в течение всей кампании печи;

6) технологичность монтажа печи за счет применения стеновой сборки ее основных конструктивных элементов;

7) снижение стоимости печных ограждений за счет рациональной раскладки огнеупоров, учитывающей неравномерный характер их износа в конструкции печи.

В зависимости от функционального назначения материалы, используемые для кладки печи, подразделяются на две основные группы. Первая из них — это огнеупоры, составляющие так называемую *горячую футеровку печных ограждений*. Ее отличительная особенность заключается в том, что температура внутренней поверхности кладки приближается к эффективной температуре газовой среды в рабочем пространстве печи. Предельным случаем горячего ограждения является футеровка, которая обладает столь высоким термическим сопротивлением, что тепловые потери через нее отсутствуют. Практически этот случай не достижим, но из него вытекает основное требование к *холодной футеровке* кладки печи, устанавливаемой за огнеупорами. Холодная футеровка выполняется теплоизоляционными изделиями.

Выбор огнеупорных материалов определяется их свойствами, совокупность которых должна обеспечить эксплуатацию печи с заданной производительностью и межремонтным периодом. Для теплоизоляционных изделий важнейшими характеристиками являются температура применения и теплопроводность.

В футеровке стекловаренных печей используется широкая гамма огнеупорных и теплоизоляционных изделий. Структура используемых изделий (табл. 12.1) отражает современные тенденции в конструировании печных ограждений. Прежде всего, следует отметить существенное уменьшение доли диасового огнеупора за счет увеличения использования электроплавленных бадделеитокорундовых изделий. Наибольшая доля в структуре потребления приходится на периклазовые огнеупоры, используемые в горячей футеровке регенератора и в его насадке.

Огнеупорами называются неметаллические материалы и изделия, предназначенные для использования в условиях высоких температур и имеющие огнеупорность не ниже 1580°C. Классификация огнеупоров выполняется по следующим признакам.

Таблица 12.1

**Структура изделий для кладки стекловаренной печи
производительностью 280 т/сут**

Наименование	Количество, т	Доля, %
Огнеупорные изделия		
Динасовые	109	4,45
Шамотные	448,9	18,31
Муллитовые	223,1	9,1
Периклазовые	1020,9	41,65
Бадделеитокорундовые	317,2	12,94
Цирконовые	30,2	1,23
Керамические	119,4	4,87
Итого	2268,7	92,55
Теплоизоляционные изделия		
Динасовые	9,1	
Шамотные	79,8	
Муллитокремнеземистые	39,9	
Муллитокорундовые	12	
Пендиатомитовые	39,5	
Волокнистые	2,3	
Итого	182,6	7,45
Итого	2451,3	100

1. *Химико-минеральный состав*, в соответствии с которым огнеупоры подразделяются на типы и группы (табл. 12.2). В зависимости от химических свойств огнеупорные материалы разделяются на три основных вида — *кислые, основные и нейтральные*. Необходимость подобного деления связана с тем, что при высоких температурах контакт кислых и основных огнеупоров приводит к их химическому взаимодействию. Определяющим компонентом кислых огнеупоров является SiO_2 , основных — CaO и MgO . К нейтральным огнеупорам относятся алюмосиликатные огнеупоры, содержащие более 45% Al_2O_3 , а также хромо-содержащие огнеупоры, в состав которых входит более 15% Cr_2O_3 .

Таблица 12.2

Химико-минеральный состав огнеупоров

Тип	Группа	Доля определяющих химических компонентов на прокаленное вещество, %
Кремнеземистые	Динасовые	$\text{SiO}_2 \geq 93$
Алюмосиликатные	Шамотные	$28 \leq \text{Al}_2\text{O}_3 \leq 45$
	Муллитокремнеземистые	$45 < \text{Al}_2\text{O}_3 \leq 62$
	Муллитовые	$62 < \text{Al}_2\text{O}_3 \leq 72$
	Муллитокорундовые	$72 < \text{Al}_2\text{O}_3 \leq 90$
Глиноземистые	Корундовые	$\text{Al}_2\text{O}_3 > 90$
Магнезиальные	Периклазовые	$\text{MgO} \geq 85$
Цирконистые	Бадделеитокорундовые	$20 \leq \text{ZrO}_2 \leq 90$, $\text{Al}_2\text{O}_3 \leq 65$
	Цирконовые	$\text{ZrO}_2 > 50$, $\text{SiO}_2 > 25$

2. *Огнеупорность*, характеризующая способность материалов противостоять, не расплавляясь, воздействию высоких температур. В зависимости от температуры применения различают огнеупорные материалы *средней* (1580–1770°C), *высокой* (1771–2000°C) и *высшей* огнеупорности (свыше 2000°C).

3. *Пористость*, которая является одной из основных характеристик макроструктуры огнеупорных материалов. Поры в изделиях, величина которых может изменяться от нуля до 90%, подразделяются на *открытые* и *закрытые*. Открытые поры сообщаются между собой, выходят на поверхность изделия и могут быть заполнены водой. Закрытые поры изолированы друг от друга и недоступны для заполнения водой. Совокупность открытых и закрытых пор определяет величину *общей пористости изделия*

$$P_{\text{общ}} = 100 \left(1 - \frac{P_{\text{каж}}}{\rho} \right) \%,$$

а открытых пор — открытую пористость

$$P_{\text{отк}} = \frac{100(m_2 - m_1)}{V} \%,$$

где $\rho_{\text{каж}} = \frac{m_1}{V}$ — кажущаяся плотность, равная отношению массы абсолютно сухого образца m_1 к его объему V , г/см³; ρ — плотность образца без пор, г/см³; m_2 — масса образца, насыщенного водой.

С учетом зависимости многих свойств огнеупоров от пористости установлено 8 групп пористости (табл. 12.3).

4. *Способ формования.* Огнеупорные материалы подразделяются на изделия:

а) полусухого формования, изготавливаемые из порошкообразных малоэластичных или неэластичных масс (в том числе из расплавленных материалов) методами механического и гидравлического прессования, вибропрессования, трамбования и др.;

б) пластического формования из пластичных масс способами пластического прессования;

Таблица 12.3

Классификация огнеупоров по пористости

Наименование	Пористость, %	
	открытая	общая
Плотные		
Особоплотные	≤ 3	—
Высокоплотные	> 3–10	—
Повышенноплотные	> 10–16	—
Уплотненные	> 16–20	—
Среднеплотные	> 20–30	—
Теплоизоляционные		
Низкоплотные	> 30	< 45
Высокоплотные	—	≤ 45–75
Ультрапористые	—	> 75

в) литые и вибролитые из текучих холодных масс;
г) горячего прессования, плавнелитые из расплава и др.

5. *Форма и размер.* Формованные огнеупорные материалы подразделяются на прямые, клиновые, фасонные, рулонные, листовые и блочные изделия.

Неформованные огнеупоры выпускаются в виде порошков, употребляемых после смешения с другими компонентами, или в виде масс, непосредственно готовых к применению. Среди них:

а) *огнеупорные мертели*, представляющие собой смесь мелкозернистых огнеупорных материалов с пластифицирующими добавками или без них. После смешения с затворителем мертели используются для заполнения швов и связывания огнеупорных изделий в кладке;

б) *огнеупорные мастики* являются смесью молотых огнеупорных материалов с химической связкой (или без нее), наносятся в виде слоя на рабочую поверхность кладки с целью ее защиты от действия высоких температур или агрессивных сред;

в) *огнеупорные массы и смеси* — материалы, готовые к применению (массы) или требующие введения затворителя (смеси), состоящие из заполнителей и связок (коагуляционной или органической), предназначены для создания монолитных футеровок и их элементов, а также для ремонта кладки;

г) *огнеупорные цементы* — тонкодисперсные огнеупорные материалы, твердеющие после смешивания со связкой (например, водой), используются для изготовления бетонных смесей и масс, мастик и мертелей.

Огнеупорные изделия классифицируются также по назначению, способу упрочнения (безобжиговые, обожженные и др.), дополнительной обработки (пропитки) и типу связки (гидратационной, химической, коагуляционной и органической).

Термомеханические свойства огнеупоров определяются их механической прочностью и температурой начала деформации под нагрузкой. Огнеупоры подвержены хрупкому разрушению, которое наступает после небольшой

упругой (обратимой) и незначительной по величине пластической (необратимой) деформации. Механическая прочность огнеупоров характеризуется пределом прочности при сжатии $\sigma_{сж}$. Для обычных изделий $\sigma_{сж}$ составляет 20–50, для плотных 50–100 МПа (Н/мм²).

Температура деформации огнеупора под нагрузкой определяется экспериментально. Стандартное испытание огнеупоров заключается в нагревании цилиндрического образца диаметром 36 мм и высотой 50 мм под нагрузкой 0,2 МПа до температуры 800°C со скоростью не более 10°C/мин и выше — со скоростью 4–5°C/мин. При этом определяются температуры:

- а) максимального расширения образца;
- б) начала размягчения (уменьшение образца на 0,6%);
- в) уменьшения высоты образца на 4%;
- г) разрушения образца;

д) ползучести, под которой понимается необратимая пластическая деформация материала при высокой температуре под действием напряжений, меньших предела прочности. Ползучесть огнеупоров (скрип) определяют при изгибе (сжатии) и выражают в единицах скорости деформации.

Теплофизические свойства (теплопроводность, теплоемкость, температуропроводность, термический коэффициент линейного расширения) являются важнейшими параметрами огнеупорных и теплоизоляционных материалов. Температурная зависимость коэффициентов теплопроводности и удельной теплоемкости определяется экспериментальными методами. Результаты обработки полученных данных представляются в виде полиномов

$$\lambda = a_1 + b_1 \cdot 10^{-3}t + c_1 \cdot 10^{-6}t^2 \text{ (Вт/(м·К))};$$

$$c_p = a_2 + b_2 \cdot 10^{-3}t + c_2 \cdot 10^{-8}t^2 \text{ (Дж/(кг·К))},$$

где $a_1, b_1, c_1, a_2, b_2, c_2$ — безразмерные коэффициенты.

Коэффициент температуропроводности огнеупора a (м²/с) определяется по формуле

$$a = \frac{\lambda}{c_p \rho_{каж}}.$$

Термический коэффициент линейного расширения (α , K^{-1}) характеризует увеличение линейных размеров тела при нагревании на $1^{\circ}C$. Термическое расширение огнеупоров является упругим и обратимым. Его величина зависит в основном от химико-минерального состава материала и температуры. Структура материала, его плотность и прочность не оказывают заметного влияния на коэффициент линейного расширения. На рисунке 12.1 приведены кривые термического расширения огнеупоров, применяемых в горячей футеровке стекловаренных печей.

Большинству огнеупоров, используемых в стекловаренных печах, свойственно равномерное увеличение линейных размеров при нагревании. Наибольшим термическим расширением характеризуются периклазовый и корундовый огнеупоры. В интервале температур от $20-1500^{\circ}C$ увеличение линейного размера огнеупора составляет 2 и 1,5% соответственно. Для шамотного, муллитокремнеземистого и цирконового огнеупоров термическое расширение значительно меньше. В интервале $0-1400^{\circ}C$ оно равно примерно 0,75, 0,88 и 0,68% соответственно.

Более сложной представляется температурная зависимость линейного расширения стекольного динаса. Наибольшее расширение динаса (1,36%) происходит до темпера-

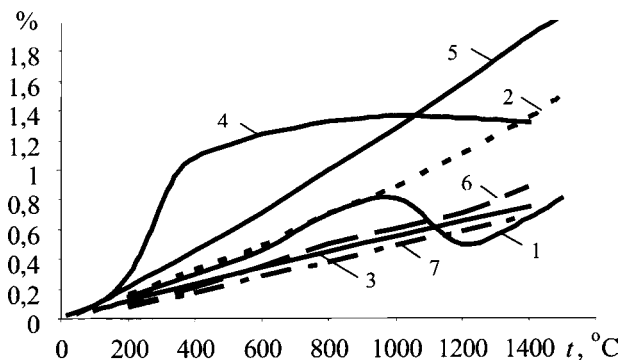


Рис. 12.1
Термическое расширение огнеупоров:

1 — электроплавненный бадделеитокорунд; 2 — плавленололитой корунд; 3 — шамот; 4 — стекольный динас; 5 — периклаз; 6 — муллитокремнезем; 7 — циркон.

туры нагрева 1000°C. Дальнейший подъем температуры приводит к сжатию изделий и их конечное расширение при 1400°C составляет примерно 1,33%.

Для электроплавленного бадделеитокорунда нагрев до 1000°C соответствует максимальному линейному расширению 0,8%. В интервале температур 1000–1200°C происходит сжатие огнеупора до 0,5%. Последующий нагрев до 1500°C восстанавливает достигнутую при 1000°C величину линейного термического расширения.

Напряжения, возникающие в кладке при нагревании, компенсируются устройством температурных швов. Их размер устанавливается на основе экспериментальной зависимости термического расширения огнеупоров от температуры.

12.2. ОГНЕУПОРНАЯ ФУТЕРОВКА ВАРОЧНОЙ ЧАСТИ ПЕЧИ

Варочная часть стекловаренной печи состоит из рабочего пространства и варочного бассейна. Для кладки свода печи применяется стекольный динас. Огнеупорная футеровка боковых стен рабочего пространства, воздушных каналов горелочных устройств и варочного бассейна выполняется электроплавленными бадделеитокорундовыми изделиями (рис. 12.2).

Электроплавленные бадделеитокорундовые огнеупоры. Наименование этой группы огнеупоров обусловлено их структурой, формируемой кристаллической и стекловидной фазами. Кристаллическая фаза представлена корундом (42–51%) и бадделеитом, являющимся моноклинной модификацией ZrO_2 (32–41%). Стеклофаза (13–22%) как конечный продукт затвердевания представляет собой матрицу, в которой распределены зерна кристаллов. Она является наиболее легкоплавким компонентом огнеупора, во многом определяющим его коррозионную и термическую стойкость, а также склонность к выделению порков (пузырь, шпир) при взаимодействии с силикатными расплавами. Предпочтительно, чтобы стеклофаза была

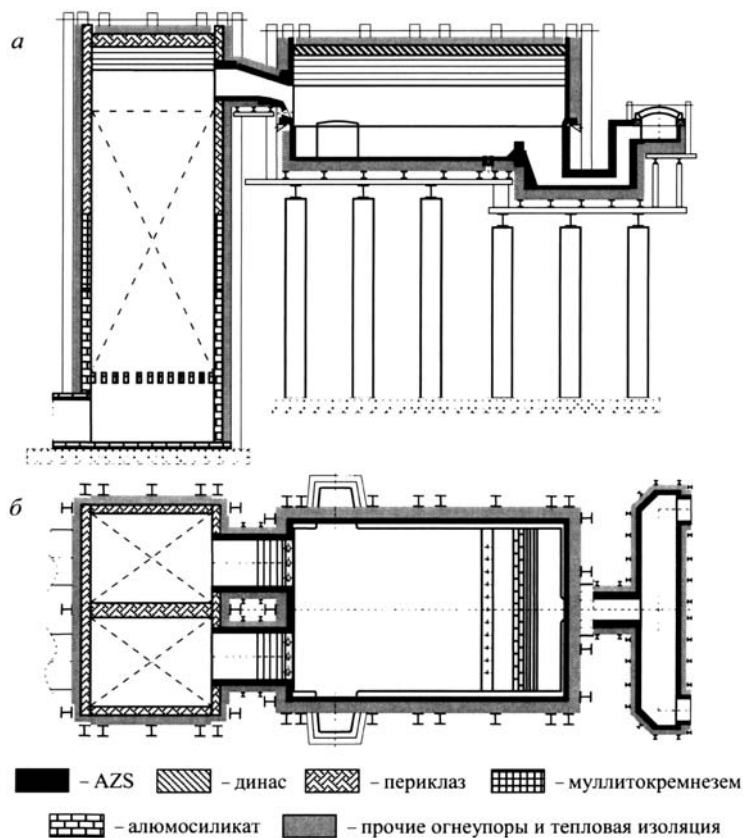


Рис. 12.2
 Продольный разрез (а) и план (б) стекловаренной печи с подковообразным пламенем

очень вязкой при высоких температурах и максимально долго сохраняла свое местоположение в изделии. В этом случае создаются условия, способствующие подавлению диффузии расплава в огнеупор.

В основу большинства составов промышленных марок бадделеитокорундовых изделий положены фазовые отношения компонентов в системе $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-ZrO}_2\text{-SiO}_2$. Отсюда происходит их альтернативное название — алюмоциркониевосиликатные (AZS) огнеупоры. При рассмотрении

свойств этой группы огнеупорных материалов, характеризующихся высокой механической прочностью (200 МПа) и огнеупорностью (не менее 1700°C), основное внимание уделяется их коррозионной стойкости и склонности к образованию пороков, нерастворимых в расплаве стекла. В практическом плане первостепенное значение имеет рациональная раскладка изделий в горячей футеровке печи.

Химический состав считается основной характеристикой бадделеитокорундовых огнеупоров. Он во многом определяет их структуру, а также физико-химические и эксплуатационные свойства. Поэтому содержание важнейших компонентов (ZrO_2 , SiO_2 и Al_2O_3) и примесей (Fe_2O_3 , TiO_2 , углерод и др.) можно приводить как показатель качества AZS-огнеупоров.

Промышленные бадделеитокорундовые огнеупоры принято классифицировать по содержанию (масс. %) диоксида циркония — важнейшего компонента для показателя коррозионной стойкости. По этому показателю различают AZS-33, AZS-36 и AZS-41. Химический состав изделий, содержащих 33% ZrO_2 , хорошо известен и служит эталоном. Кристаллы, сформированные эвтектикой бадделеит — корунд и плотно связанные стекловидной фазой, обладают в нормальных условиях эксплуатации высокой коррозионной устойчивостью к расплавам стекол. Блоки AZS-33 успешно эксплуатируются и в рабочем пространстве печи. В то же время для кладки боковых стен варочного бассейна в зоне высоких температур поверхности стекломассы (1350–1550°C) следует использовать изделия с более высоким содержанием ZrO_2 . Производство изделий AZS-36 и AZS-41 намного сложнее, так как их получают при более высоких температурах плавки, а отливки характеризуются повышенной склонностью к образованию трещин.

Несмотря на схожесть химического (табл. 12.4) и минерального составов (табл. 12.5) промышленных марок AZS-огнеупоров, их эксплуатационные свойства могут существенно отличаться. Это связано, прежде всего, с качеством сырьевых компонентов шихты и режимом ее плавления.

Таблица 12.4

Химический состав электроплавленных AZS-огнеупоров, масс. %

Тип	Марка	ZrO ₂	Al ₂ O	SiO ₃	Na ₂ O	Cr ₂ O	При- меси
AZS-33	ER 16810 ¹	32,5	50,9	15,00	1,3	—	0,3
	Refel 1532 ²	32,7	51	14,9	1,15	—	0,25
	DY-33 ³	33	50,45	15	1,3	—	0,25
AZS-36	Refel 1334S ²	36,5	48,6	13,6	1,05	—	0,25
	Refel 1334SC ²	36,5	53,45	9	0,8	—	0,25
	DY-36 ³	37	47,35	14	1,4	—	0,25
	DY-36A ³	36	52,85	10	0,9	—	0,25
AZS-41	ER 1711 ¹	41	45,7	12	1	—	0,3
	Refel 1240 ²	41	45,55	12,2	1	—	0,25
	DY-41 ³	41	45,75	12	1	—	0,25
Прочие	ER 2001 SLXR ¹	17	68	13	1,7	—	0,3
	ER 2161 ¹	27	28	14,5	1,1	27	2,6

Примечания. ¹ Фирмы Serr (Франция); ² Фирмы RHI Glas GmbH (Германия); ³ Фирмы Luoyang Dayang Refractory (Китай).

Таблица 12.5

Минеральный состав электроплавленных AZS-огнеупоров, масс. %

Тип	Марка	Бадделейт	Корунд	Стеклофаза
AZS-33	ER 1681	32	47	21
	Refel 1532	32	48	20
	DY-33	32,5	46,5	21
AZS-36	Refel 1334S	36	46,5	17,5
	Refel 1334SC	36	51	13
	DY-36	36,5	43,5	20
	DY-36A	35	51	14
AZS-41	ER 1711	41	42	17
	Refel 1240	40,5	43	16,5
	DY-41	41	42	17
Прочие	ER 2001 SLXR	15	64	21
	ER 2161	27	53 (Al ₂ O ₃ + Cr ₂ O ₃)	20

Плавление шихты производят в электродуговых печах периодического действия. При восстановительном режиме плавки электроды погружены в расплав, покрытый слоем шихты. Окислительный режим достигается при устойчивом горении дуги длиной 3–5 см между графитовыми электродами и расплавом. Возможен комбинированный режим, когда на начальном этапе применяется восстановительный режим плавления, а на заключительном — окислительный. Окислительный режим плавления обеспечивает более высокое качество огнеупоров по таким важнейшим показателям, как кажущаяся плотность и минимальное содержание углерода.

Из всех примесей, содержащихся в бадделеитокорундовых изделиях, наиболее вредное влияние на эксплуатационные свойства огнеупора оказывает углерод. При отсутствии углерода в плавленых изделиях обусловлено применением сырья с примесями углеродсодержащих соединений, использованием графитовых электродов и восстановительным режимом плавления.

Повышенное содержание углерода в расплаве (0,12–0,14%) при восстановительной варке увеличивает пористость изделий и, как следствие, уменьшает их стойкость к коррозионному воздействию стекломассы. По сравнению с окислительным режимом плавки температура выделения стекловидной фазы уменьшается на 100–150°C. Как следствие, увеличивается склонность огнеупора к образованию пузырей при контакте с расплавом стекла. Снижение механической прочности изделий увеличивает в них количество трещин и посечек.

Известно, что в стекломассе содержится постоянный «фонд» пороков различного происхождения и видов — камни, кристаллические, стекловидные и газовые включения. Опыт показывает, что около 15% этих пороков происходит от плавнелитых AZS-изделий. Независимо от зоны применения (газовая среда или расплав стекла) на эксплуатационные характеристики материала оказывает большое влияние уровень окисления огнеупора. Слабая или плохо контролируемая степень окисления бадделеитокорунда заметно снижает его коррозионную стойкость,

а высокое содержание примесей углерода, оксидов железа и титана усиливает последствия некачественного окисления.

Плохо или неравномерно окисленный огнеупор склонен к выделению пузырей, дестабилизирующих границу раздела трех фаз («газ — расплав — огнеупор»). Ускоренная коррозия огнеупора в контактной зоне способствует увеличению выделения в стекломассу газообразных, стекловидных и кристаллических пороков. Снижение вязкости стекловидной фазы еще более усиливает этот процесс.

В рабочем пространстве печи некачественно окисленный огнеупор склонен к повышенному выделению стекловидной фазы. Генерируемые продукты «выпотевания» стекают в стекломассу. Сложный химический состав этих продуктов затрудняет их растворение в расплаве и в виде пороков (высокоглиноземистая свиль, цирконовые камни и др.) они остаются в стекле. Поэтому для кладки стен рабочего пространства следует использовать оксидированные бадделеитокорундовые изделия с пониженным содержанием стекловидной фазы. В качестве примера можно привести материалы Refel 1334SC и DY-36A (см. табл. 12.4).

Альтернативой указанным материалам является электроплавленный AZS огнеупор марки ER 2001 SLXR (табл. 12.4), который характеризуется практически нулевым уровнем «выпотевания» при типичных условиях работы стекловаренных печей. Если уровень «выпотевания» стандартного высококачественного AZS-33 при 1500°C составляет 3–5%, то ER 2001 SLXR сохраняет свое изначальное состояние до температуры 1600°C и выше. При повышенных требованиях к качеству стекла и высокотемпературных условиях эксплуатации стекловаренных печей применение изделий марки ER 2001 SLXR представляется наиболее оптимальным решением для кладки рабочего пространства.

Коррозионная стойкость электроплавленных AZS-огнеупоров зависит от качества внутренней структуры блоков, которая охватывает два аспекта. Во-первых — сама структура блока или текстура, определяющая размеры и регу-

лярность кристаллов, форму кристаллического каркаса и уровень плотности. Известно, что нерегулярная текстура, неоднородная кристаллическая структура и низкая плотность способствуют снижению коррозионной устойчивости огнеупора. Во-вторых — размер и расположение усадочной раковины. Для блоков, имеющих усадочную раковину, ее расположение должно находиться вне зоны максимального износа. Оптимальное расположение усадочной раковины, в соответствии с условиями применения огнеупоров, обеспечивается технологией литья блоков.

Заливка расплава в форму производится через летку. По расположению усадочной раковины AZS-изделия подразделяются на следующие виды (рис. 12.3):

- 1) NC — с нормальной усадочной раковинной;
- 2) RC — с редуцированной усадочной раковинной;
- 3) FC — полнотельный брус без усадочной раковинной.

Для повышения плотности отливок применяют литейные формы с увеличенной прибыльной частью, объем которой может составлять 70–110% от объема изделий. В ряде случаев это достигается заливкой бруса на много бóльшей высоты с последующей обрезкой литниковой и пористой частей отливки.

При установке бадделеитокорундовых брусев в кладку печи поверхность с усадочной раковинной обращается в сторону окружающей среды, а расположение летки ориентировано к дну варочного бассейна. Наименьшую плотность имеют изделия AZS-33 с нормальной усадочной раковинной

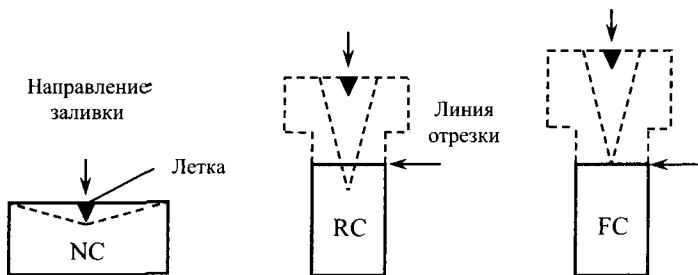


Рис. 12.3

Схема заливки и расположение усадочной раковины в электроплавянных AZS-изделиях

Таблица 12.6

Средняя плотность электроплавленных AZS-изделий, т/м³

Тип	NC	RC	FC
AZS-33	3,5	3,6	3,7
AZS-36	3,6	3,75	3,85
AZS-36A	3,65	—	—
AZS-41	3,7	3,85	4

Примечание. * С пониженным содержанием стеклофазы (13–14%).

(табл. 12.6), при которой пустоты (раковины) сконцентрированы со стороны отливки блока. Наибольшей плотностью характеризуются брусья AZS-41 с редуцированной усадочной раковиной (RC) и без усадочной раковины (FC).

Состояние поверхности AZS изделий также имеет самое непосредственное отношение к коррозионной стойкости огнеупора. Сквозные трещины и поверхностные дефекты (паутина, микротрещины, сколы, поверхностные царапины) являются очагами заведомо ускоренной коррозии. Серьезную опасность для службы огнеупора представляют трещины, образующиеся в изделии при выводке печи. Благодаря капиллярным силам стекломасса проникает даже в волосные трещины, пограничные плоскости которых кажутся полностью совмещенными. Это способствует расширению трещин и в конечном счете полному растрескиванию бруса.

Образование трещин при первичном нагреве неразрывно связано с остаточными внутренними напряжениями в изделии. Сам процесс изготовления плавленолитых огнеупоров «литье — охлаждение» генерирует внутренние напряжения внутри застывшего и охлажденного блока. Минимизация поля внутренних напряжений — одна из важнейших задач в производстве бадделеитокорундовых изделий. Только в этом случае резкое отпускание внутренних напряжений не приведет к растрескиванию блоков. Для этого необходимо строго соблюдать разработанную технологию производства на всех стадиях изготовления огнеупора. Особенно важно контролировать процесс

охлаждения, связанный со снятием внутренних напряжений, присущих стекловидной фазе в бадделеитокорундовых изделиях. Параметры отжига оказывают значительное влияние на структуру материала в особенности на межкристаллическую связь между кристаллами ZrO_2 и Al_2O_3 , а также на распределение фаз в структуре огнеупора. Надежная межкристаллитная связь является предпосылкой высокой коррозионной стойкости материала.

Известно, что в процессе эксплуатации стекловаренной печи износ ее отдельных частей никогда не бывает равномерным. Для обеспечения «сбалансированного» износа огнеупорной футеровки усиливают те конструктивные элементы печи, которые подвергаются наибольшему воздействию агрессивных сред. При этом рациональная раскладка AZS-огнеупоров должна учитывать условия эксплуатации и, прежде всего, удельный съем стекломассы и плановую кампанию печи (табл. 12.7).

Для изготовления элементов протока в печах с высоким удельным съемом стекломассы используют Refel 1240 FVMo — композиционный материал, состоящий из полнотелого блока Refel 1240 FVB (цементирующая среда) и молибденовой вставки. Изделия из Refel 1240 FVMo имеют высокую плотность ($4,1-4,6 \text{ г/см}^3$) и повышенную коррозионную стойкость к расплаву силикатных стекол. Высокие рабочие характеристики имеют плавнелитые хромаломоцирконовые огнеупоры, базирующиеся на четвертной системе $Al_2O_3-ZrO_2-Cr_2O_3-SiO_2$. Среди них можно отметить полнотелые изделия марки ER 2161 RT (см. табл. 12.4).

Кладка конструктивных элементов печи с использованием AZS-изделий ведется без применения связующего мертеля. Поэтому коррозионная стойкость кладки в значительной степени зависит от размеров швов между блоками. Типичные размерные допуски на швы для палисадов и плит выстилки дна составляют $\pm 0,3 \text{ мм}$.

Дифференцированный подход к применению плавнелитых бадделеитокорундовых огнеупоров в кладке печи существенно снижает потребление дорогостоящих изделий с 36 и 41% содержанием ZrO_2 (табл. 12.8). Для стоимости

Таблица 12.7

**Рациональное применение электроплавленных AZS-огнеупоров
в конструктивных элементах стекловаренной печи**

Конструктивный элемент печи	Технические параметры печи	
	$P_{уд} = 2,5-3^1$	$P_{уд} > 3$
	$K = 6-8^2$	$K = 8-10$
	Марка огнеупора и тип усадочной раковины	
Стены рабочего пространства печи	Refel 1334SC N (NC) DY-36A PT (NC)	ER 2001 SLXR
Донная плитка варочного бассейна	AZS-33 FC	AZS-36 FC
Боковые стены варочного бассейна	AZS-41 RC	AZS-41 FC
Угловые блоки варочного бассейна	AZS-41 FC	ER 2161 RT (FC) Refel 1240 FVMo (FC)
Порог	AZS-41 FC	ER 2161 RT (FC) Refel 1240 FVMo (FC)
Барботажные и электродные блоки; проток	ER 2161 RT (FC) Refel 1240 FVMo (FC)	ER 2161 RT (FC) Refel 1240 FVMo (FC)

Примечания. ¹ $P_{уд}$, удельный сьем стекломассы, т/(м²·сут); ² K — межремонтный период печи, лет.

Таблица 12.8

**Структура электроплавленных AZS-огнеупоров
для стекловаренной печи производительностью 280 т/сут**

Марка	Количество, т			Итого	
	NC	RC	FC	т	%
AZS-33	97,4	—	52,6	150	47,29
AZS-36	—	60,3	5	65,3	20,59
AZS-36A	41,5			41,5	13,08
AZS-41	—	42,2	18,2	60,4	19,04
Итого	138,9	102,5	75,8	317,2	100

печи принципиальное значение имеет уменьшение доли изделий с редуцированной раковиной и полнотелых блоков. При рациональном подходе к конструированию стекловаренной печи основное потребление плавнелитых огнеупоров приходится на AZS-33 (42,29%), в том числе нормальной усадочной раковиной (30,7%). При этом лишь 19,04% приходится на AZS-41.

Необходимо отметить, что экономическая эффективность рациональной раскладки AZS-изделий достигается при условии, что производитель гарантирует постоянство качества и точное воспроизведение химического и кристаллографического состава выпускаемой продукции. Выбору производителя плавнелитых огнеупоров должен предшествовать технический аудит производства. Его основная цель заключается в оценке качества сырьевых материалов, режима плавления, технологического регламента основных стадий производственного процесса, а также методов контроля основных параметров качества готовой продукции.

Стекольный динас. Динасом называют огнеупорный материал, в котором содержание оксида кремния не менее 93%. Огнеупорной основой динасовых изделий служит кремнезем в форме тридимита и кристобалита. В зависимости от назначения и свойств динас подразделяется на три основных вида: коксовый, металлургический и стекольный.

Стекольный динас — традиционный материал для кладки огнеупорной футеровки рабочего пространства стекловаренных печей и высокотемпературной части регенератора. В то же время хорошо известно, что динас нестабилен при работе в основной газовой среде. Взаимодействие огнеупора с гидроксидами щелочных металлов приводит к образованию силикатов натрия. При высоких температурах эти силикаты имеют низкую вязкость. Поэтому, проникая в структуру огнеупорного материала, они провоцируют образование сквозной коррозии.

В современных стекловаренных печах рабочая температура кладки равна 1580–1600°C. При этих температурах коррозионная стойкость динаса в боковых стенах рабочего

пространства и регенератора, непосредственно контактирующих с высокотемпературной основной газовой средой, не обеспечивает длительную эксплуатацию печей. Поэтому для кладки стен рабочего пространства печи используют электроплавленный бадделеитокорундовый огнеупор, а футеровку свода и стен в высокотемпературной зоне регенератора выполняют периклазовым огнеупором. В то же время стекольный динас по-прежнему является основным огнеупорным материалом для кладки сводов стекловаренных печей. Преимущества динасовых сводов обусловлены высоким сопротивлением деформации ползучести (пластической деформации), относительно низким коэффициентом теплопроводности, а также полной растворимостью продуктов разрушения огнеупора в расплаве стекла.

Промышленное освоение высокотемпературной варки стекла стало возможным благодаря значительному улучшению качества стекольного динаса. Современные марки стекольного динаса характеризуются сбалансированным химическим составом, в котором массовая доля SiO_2 составляет не менее 96%, а содержание оксида железа не превышает 0,5%. В качестве примера можно привести продукцию Красноармейского динасового завода (марка ДСК), чешской фирмы MSLZ a.s. (Disil-DSS, Disil-DSA) и немецкой фирмы RHI Glas GmbH (Stella GGS, Stella GNL). Данные таблицы 12.9 свидетельствуют о том, что эти марки огнеупора по химическому составу и другим свойствам близки друг другу. Их применение лимитируется лишь эксплуатационной температурой свода, величина которой не должна превышать 1620°C. При большей температуре устойчивость свода снижается, а при температуре 1660°C быстрая деформация приводит к его разрушению.

При использовании кислородного дутья в своде стекловаренной печи используется динасовый огнеупор марки Stella GNL (табл. 12.9), который представляет собой обожженный кирпич из плавленного кварца. Благодаря отсутствию CaO в связующей фазе огнеупора и высокому содержанию кристобалита Stella GNL характеризуется повышенной стойкостью к пластической деформации при высоких температурах.

Таблица 12.9

Характеристика стекольного динаса

Показатели	ДСК	Disil-DSS	Disil-DSA	Stella GGS	Stella GNL
Массовая доля, %:					
SiO ₂	96	96	96,2	96,5	99
CaO	2,5	—	—	2,5	—
Fe ₂ O ₃	0,4	0,45	0,5	—	—
Al ₂ O ₃	0,4	0,5	0,28	—	—
Кажущаяся плотность, кг/м ³	1880	1830	1850	1860	1830
Температура деформации под нагрузкой, °С	1650	1660	1670	1650	1690
Предел прочности при сжатии, МПа	40	38	35	40	35
Термическое расширение при 1000°С, %	1,3	1,4	1,45	1,30 (700°С)	0,65 (600°С)

Таблица 12.10

Характеристика динасового мертеля

Показатели	Марка мертеля	
	Q 97 ¹	Stellamur GLS ²
Массовая доля, %:		
SiO ₂	97,5	95,5
Fe ₂ O ₃	0,15	0,1
Температура применения, °С	1650	1680
Размер зерна, мм, не более	0,5	0,3
Жидкость для затворения	H ₂ O	H ₂ O

Примечание. ¹ Фирмы MSLZ a.s.; ² Фирмы RHI Glas GmbH.

Стойкость динасового свода в значительной степени определяется газоплотностью кладки. При неплотной кладке наблюдается диффузия паров щелочей через швы. По мере проникновения газов в более холодную область огнеупорной кладки происходит их конденсация. Последствием взаимодействия жидкой фазы с огнеупором является образование свищей и каверн. В результате развития

этого процесса в своде по швам кладки образуются сквозные прогары. Отсюда вытекают повышенные требования к геометрии изделий и качеству мертеля.

Известно, что швы являются таким же важным элементом огнеупорной кладки, как и кирпичи. Шов динасового свода — это связующий шов с временно подвижной связью. Поэтому его роль не ограничивается только связующей функцией. В определенной мере швы следует рассматривать как компенсаторы усилия сжатия, которому подвергаются кирпичи при первичном нагреве кладки. При нормативной толщине шва 2 мм отклонение линейных размеров изделий не должно превышать ± 1 мм. Для изделий с большими допусками на линейные размеры обязательна заводская стендовая сборка свода с имитацией кладочных швов или калибровка кирпичей по плюсовым и минусовым допускам.

Как отмечалось выше, разрушение динасовой кладки начинается по ее швам. Отсюда понятен интерес к качеству мертелей, используемых для приготовления кладочного раствора. Очевидно, что химический состав мертеля должен соответствовать химическому составу огнеупора. Это касается как содержания основного вещества, так и примесей. Особое внимание обращается на гранулометрический состав мертеля. Для приготовления раствора следует использовать мертель с размером зерна не более 0,5 мм. Этому условию удовлетворяют мертели, приведенные в таблице 12.10.

12.3. ХОЛОДНАЯ ФУТЕРОВКА СТЕКЛОВАРЕННЫХ ПЕЧЕЙ

12.3.1. ГРАНИЧНЫЕ УСЛОВИЯ РАСЧЕТА ТЕПЛОВОЙ ИЗОЛЯЦИИ

Низкая теплопроводность теплоизоляционных изделий, как правило, предполагает невысокую температуру их применения. Как следствие, конструкция холодной футеровки печных ограждений выполняется в виде

многослойной стенки. Ее структура зависит от заданного уровня тепловых потерь в окружающую среду или заданной температуры наружной поверхности стенки. Поскольку температурное поле в рабочем пространстве печи и варочном бассейне чрезвычайно неоднородно, то конструирование тепловой изоляции производится на основе результатов расчета теплопередачи через многослойную стенку, выполняемых при смешанной постановке граничных условий I и III рода (п. 6.4).

Плотность теплового потока в окружающую среду q при $t_{\text{окр}} = 40^\circ\text{C}$ определяется по формуле (6.14), а температура между слоями кладки t_i — по формуле (6.15). При естественном охлаждении наружной поверхности кладки коэффициент суммарной теплоотдачи $\alpha_{\text{нар}}$ рассчитывается по уравнению (6.16), при принудительном охлаждении при $w = 50$ м/с — по выражению (6.17). Погрешность расчета, заданная величиной $\varepsilon_{\text{погр}} = 1,0 \cdot 10^{-3}$, находится по формуле (6.18).

Корректный расчет теплопередачи через многослойную стенку предполагает обоснованное задание температуры внутренней поверхности кладки. Как правило, температура нагрева поверхностей принимается по опытным данным, которые, во-первых, недостаточны по объему, во-вторых — могут иметь весьма условное отношение к проектируемой печи. В этой связи представляется целесообразным использовать результаты численного моделирования внешнего теплообмена в современных стекловаренных печах, характеризующихся высокой удельной производительностью и низким уровнем удельных затрат теплоты на стекловарение.

Варочная часть печи разбивается на отдельные конструктивные элементы, для которых задается структура кладки (рис. 12.4) и характеристика использованных материалов (табл. 12.11). Температура применения изделий и уравнения для расчета коэффициента теплопроводности приведены в таблице П.5.

В рабочем пространстве печи выделяются свод, продольные и торцевые стены. Учитывая особенности аэродинамики факела, граничные условия определяются для

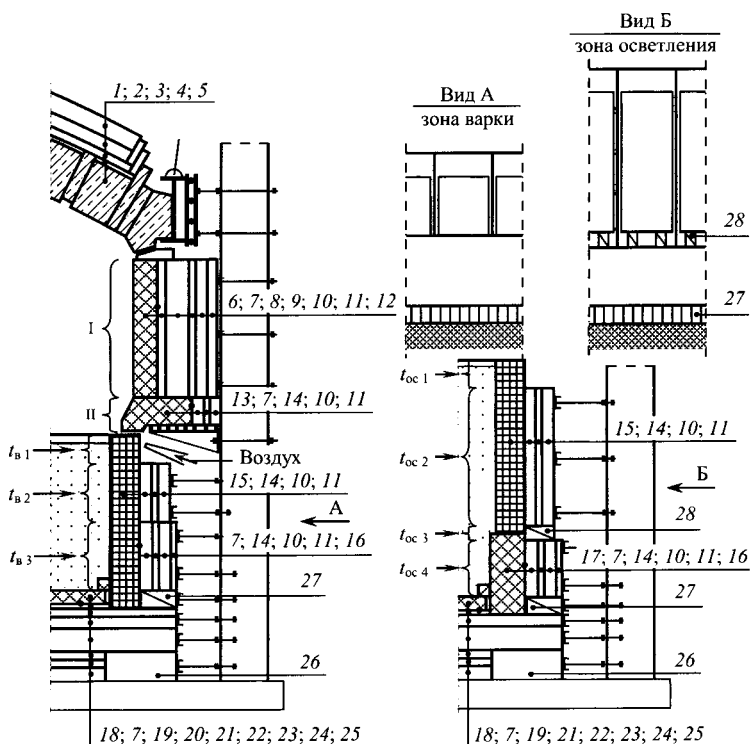


Рис. 12.4
 Фрагмент поперечного сечения стекловаренной печи
 с подковообразным пламенем
 (толщина слоя кладки приведена в мм):

1 — кирпич Stella GGS (450); 2 — смесь LUBISOL Si-Seal (30); 3 — кирпич LEGRAL 55/05 (64); 4 — смесь LUBISOL #2-SL — 114; 5 — рулонное волокно ALSIFLEX®-1260/130 (152); 6 — блок AZS-33, NC (200); 7 — мертель RESIMUR ZM 362 (5); 8 — кирпич MD-1650 (65); 9 — плита proforma®-1600 (200); 10 — плита CERABOARD 100 (50); 11 — плита BLOK 607-1100 (100); 12 — плита BLOK 607-800 (75); 13 — зуб AZS-33A, NC (500); 14 — плита proforma®-1600 (100); 15 — блок AZS-41, RC(50); 16 — плита BLOK 607-800 (50); 17 — блок AZS-37, RC (300); 18 — плитка AZS-33, FC (120); 19 — смесь RESISTIT ZS 748E (30); 20 — плитка Z-64 (65); 21 — кирпич BN-60 (100); 22 — брус BN-40 (200); 23 — кирпич MD-1450 (65); 24 — кирпич MD-1300 (65); 25 — плита promaSIL®-1100 (130); 26 — кирпич GNG-1,2 (260); 27 — кирпич ША-1, № 9; 28 — кирпич ША-1, № 8.

Таблица 12.11

**Характеристика изделий, использованных
в холодной футеровке печных ограждений**

Изделие	Содержание, масс. %	Кажущаяся плотность, кг/м ³	Предел прочности при сжатии, МПа
Смесь LUBISOL Si-Seal ¹	SiO ₂ — 92,2 Al ₂ O ₃ — 1,8	1920	—
Смесь LUBISOL # 2-SL ¹	SiO ₂ > 72 Al ₂ O ₃ < 13	400	—
Кирпич LEGRAL 55/05 ²	SiO ₂ — 90 Al ₂ O ₃ — 3	590	1,3
Кирпич MD-1300 ³	Al ₂ O ₃ — 37	600	1,5
Кирпич MD-1450 ³	Al ₂ O ₃ — 52	800	3
Кирпич MD-1650 ³	Al ₂ O ₃ — 73	1000	4
Кирпич GNG-1,2 ³	Al ₂ O ₃ — 35–45	1200	10
Циркономуллитовый мертель RESIMUR ZM 362 (размер зерна не более 0,3 мм) ²	ZrO ₂ — 31 Al ₂ O ₃ — 49	2500	—
Набивная смесь RESISTIT ZS 748 E (размер зерна не более 3 мм) ²	ZrO ₂ — 63 SiO ₂ — 33	3830	100
Плитка Z-64 ³	ZrO ₂ — 64	3600	100
Плитка BN-60 ³	Al ₂ O ₃ — 61	2400	55
Брус BN-40 ³	Al ₂ O ₃ — 43	2300	50
Кирпич ША-1	Al ₂ O ₃ > 30	2100	20
Огнеупорное рулонное волокно ALSIFLEX®-1260/130 ⁴	SiO ₂ — 53–58 Al ₂ O ₃ — 42–47	130	—
Плита теплоизоляционная PROMASIL®-1100 ⁴	—	285	1,9

Продолжение табл. 12.11

Изделие	Содержание, масс.%	Кажущаяся плотность, кг/м ³	Предел прочности при сжатии, МПа
Плита волокнистая proforma®-1600 ⁴	Al ₂ O ₃ — 59 SiO ₂ — 37	170	—
Волокнистая огнеупорная плита CERABOARD 100 ⁵	—	310	0,35
Волокнистая плита BЛОК 607-1100 ⁵	—	320	0,3
Волокнистая плита BЛОК 607-800 ⁵	—	320	0,3

Примечания. ¹ Фирмы Lubisol Engineering Co, Болгария; ² Фирмы RHI Glas GmbH; ³ Фирмы Zibo Jiahui Refractory Co., LTD, Китай; ⁴ Фирмы Promat GmbH, Германия; ⁵ Фирмы «Морган терминал керамикс Сухой Лог», Россия.

продольных стен на отапливаемой и отводящей сторонах печи. Варочный бассейн подвергается более детальному расчленению. Боковая стена ванны делится на три участка. Ее верхняя часть (200–250 мм) не изолируется и подвергается принудительному воздушному охлаждению. На средней части стены (около 50% высоты стенового бруса) устанавливается дискретная изоляция, при которой не изолируются швы примыкания AZS-блоков с разрывом холодной футеровки до 50 мм. Нижняя часть боковой стены подвергается сплошной изоляции. По длине варочный бассейн делится на зоны варки (70% длины ванны) и освещения, для каждой из которых задается толщина слоя расплава.

Неоднородность поля температур и идентичная структура кладки выделенных элементов дают основание использовать при расчете потерь теплоты в окружающую среду средние значения внутренней температуры $\bar{t}_{\text{вн}}$. В то же время для оценки пригодности материалов к использованию в холодной футеровке по температуре применения расчет теплопередачи выполняется при максимальной температуре нагрева огнеупорной футеровки t_{max} .

Применительно к стекловаренной печи с подковообразным пламенем значения $\bar{t}_{\text{вн}}$ определяются из уравнений, аппроксимирующих распределение температуры на поверхностях горячей футеровки рабочего пространства и поверхности ванны. Для выделенных поверхностей рабочего пространства уравнения имеют вид:

- свод

$$t_{\text{св}}(x_1, y_1) = 1399,65 + 511,682x_1 - 279,713y_1 - 327,564x_1^2 + 52,049x_1y_1 + 82,726y_1^2; \quad (12.1)$$

- правая продольная стена (отапливаемая сторона печи)

$$t_{\text{пр.п}}(x_1, z_1) = 1313,145 + 761,654x_1 + 490,176z_1 - 542,979x_1^2 - 275,787x_1z_1 - 1646,567z_1^2; \quad (12.2)$$

- левая продольная стена (отводящая сторона печи)

$$t_{\text{пр.л}}(x_1, z_1) = 1278,097 + 422,825x_1 + 408,297z_1 - 208,091x_1^2 - 128,85x_1z_1 - 1567,367z_1^2; \quad (12.3)$$

- передняя торцевая стена (у протока)

$$t_{\text{т.п}}(y_1, z_1) = 1575,210 - 14,30y_1 - 350,668z_1 + 24,909y_1^2 - 361,626y_1z_1 - 398,718z_1^2, \quad (12.4)$$

где $x_1 = \frac{x}{L_{\text{п}}}$, $y_1 = \frac{y}{L_{\text{п}}}$, $z_1 = \frac{z}{L_{\text{п}}}$; x, y, z — продольная, поперечная и вертикальная координаты рабочего пространства печи соответственно, м; $L_{\text{п}}$ — длина рабочего пространства печи, м.

Из уравнений (12.1)–(12.4) получаем:

$$\bar{t}_{\text{св}} = 1478^\circ\text{C} \text{ и } t_{\text{св.макс}} = 1620^\circ\text{C};$$

$$\bar{t}_{\text{пр.п}} = \bar{t}_{\text{т.п}} \approx 1530^\circ\text{C} \text{ и } t_{\text{т.п}} = 1600^\circ\text{C}; \bar{t}_{\text{пр.л}} = 1434^\circ\text{C}.$$

Для торцевой влетовой стены принимаем $\bar{t}_{\text{т.вл}} = 1355^\circ\text{C}$.

Поскольку теплота в ванну передается через ее поверхность, то основное граничное условие расчета — это рас-

пределение температуры стекломассы $t_{\text{ст. п}}$ на этой поверхности. В двумерных безразмерных координатах имеем

$$t_{\text{ст. п}}(x_1, y_1) = 1132,904 + 931,278x_1 + 67,537y_1 - 675,024x_1^2 + 4,718x_1y_1 - 130,01y_1^2. \quad (12.5)$$

Преобразуем уравнение (12.5) к одномерному виду

$$t_{\text{ст. ср}}(x_1) = 1236,3 - 30,112x_1 + 1274,6x_1^2 - 613,08x_1^3 - 539,06x_1^4, \quad (12.6)$$

где $t_{\text{ст. ср}}$ — средняя по ширине ванны температура поверхности стекломассы, °С.

Из уравнения (12.6) получаем средние значения температуры поверхности стекломассы для зон варки и освещения $\bar{t}_{\text{ст. п}} = 1369,1$ и $1415,3^\circ\text{С}$ соответственно, которые принимаем в качестве граничных условий для расчета теплопередачи через под. При этом расплав стекла принимается за первый слой многослойной стенки. Толщина слоя стекла в зонах варки и освещения принимается равной 1,27 и 1,97 м соответственно. Коэффициент эффективной теплопроводности темно-зеленого стекла $\lambda_{\text{эф}}$ определяется уравнением

$$\lambda_{\text{эф}} = 1,0908 - 0,5 \cdot 10^{-3}t + 6 \cdot 10^{-6}t^2.$$

Для поверочного расчета футеровки дна ванны при граничных условиях вынужденной конвекции (наличие выработки расплава) используется среднее значение температуры придонного слоя стекла $\bar{t}_{\text{ст. дн}}$. Оно определяется по результатам численного моделирования теплопереноса в варочном бассейне. Для зон варки и освещения $\bar{t}_{\text{ст. дн}} = 1302$ и $1329,6^\circ\text{С}$ соответственно.

12.3.2. ТЕПЛОВАЯ ИЗОЛЯЦИЯ РАБОЧЕГО ПРОСТРАНСТВА

Свод. Свод рабочего пространства является важнейшим конструктивным элементом стекловаренной печи. В высокопроизводительных печах тарного стекла (300–450 т/сут) арочный свод толщиной 400–450 мм выполняется с центральным углом 60° при ширине пролета 9–11 м.

В зависимости от длины рабочего пространства он разбивается на секции длиной 4–6 м, разделенные между собой температурными швами. Кладка секций ведется вперевязку с использованием, как правило, только клиновых кирпичей. Для перевязки швов применяются полуторные изделия.

Конструкция свода стекловаренной печи имеет ряд отличительных признаков, не свойственных печам другого технологического назначения. Во-первых, арка свода имеет только один замковый ряд, расположенный по продольной оси печи. Во-вторых, металлическая обвязка печи обеспечивает жесткость конструкции секций свода без опоры пятовых кирпичей на продольные стены рабочего пространства (см. рис. 12.4). В-третьих, свод стекловаренной печи подвергается обязательной тепловой изоляции, целесообразность продиктована как проблемой энергоэффективности, так и температурными условиями службы динасового огнеупора.

Термическое расширение стекольного динаса характеризуется рядом особенностей, обусловленных модификационными эффектами. Основное расширение огнеупора происходит при температуре 700°C, а конечное расширение заканчивается при 1350°C. Средняя наружная температура неизолированного свода, характеризуемого $R = 0,29 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$, составляет 216,4°C (табл. 12.12). В этом случае более 1/3 толщины кирпича находится в температурном интервале, при котором происходит основное термическое расширение огнеупора. Полное термическое расширение динаса достигается при $R > 2 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$. Данная величина коэффициента термического сопротивления принимается за основу при разработке структуры тепловой изоляции свода. Следует отметить, что по соображениям безопасности не подвергаются изоляции температурные швы между секциями свода, а также замковый ряд кладки. Площадь неизолированной поверхности составляет около 7,5% от площади свода.

Тепловая изоляция свода выполняется после завершения первичного разогрева печи до температуры 1500–1520°C и затяжки металлических связей, обеспечивающих

Таблица 12.12

Результаты расчета теплопередачи через свод

Параметры	Изолированный участок свода		Неизолированный участок свода
$\bar{t}_{св}$, °C; $t_{св. max}$, °C	1478	1620	1478
t_{1-2} , °C	1351,7	1480,6	—
t_{2-3} , °C	1341,8	1469,3	—
t_{3-4} , °C	1240,3	1355,4	—
t_{4-5} , °C	907,6	988,9	—
$t_{нар}$, °C	76,7	81,4	216,4
$\alpha_{нар}$, Вт/(м ² ·К)	14,74	15,14	24,31
R , (м ² ·К)/Вт	2,59	2,45	0,29
q , Вт/м ²	541,2	627,8	4285,7
\bar{q} , Вт/м ²	822		

жесткость огнеупорной кладки. Предварительно внешняя поверхность свода подвергается тщательной герметизации, исключаящей диффузию печных газов через огнеупорную футеровку. Герметизация свода выполняется диносовым мертелем с добавлением в водный раствор 20% (от количества воды) 45%-ной технической ортофосфорной кислоты. На свод последовательно наносится два слоя обмазки толщиной до 5 мм каждый.

На рисунке 12.4 приведена структура тепловой изоляции, в которой герметизация свода выполнена огнеупорным бетоном LUBISOL Si-Seal, характеризующимся хорошей адгезией к поверхности нагретого диносового свода. Толщина слоя 30 мм обеспечивает герметичность внешней поверхности огнеупора и целостность обмазки при последующем повышении температуры свода, обусловленном установкой теплоизоляционных слоев холодной футеровки. На герметизированный свод укладывается на плашку слой легковесного диноса марки LEGRAL 55/05, назначение которого в холодной футеровке заключается в создании необходимых температурных условий для применения

последующих слоев тепловой изоляции. Основное термическое сопротивление тепловой изоляции создается слоем неформованного материала LUBISOL #2-SL и тремя слоями рулонного керамического волокна ALSIFLEX®-1260/130. Для защиты внешней поверхности холодной футеровки от шихтовой пыли она покрывается стеклотканью.

Результаты расчета теплопередачи через теплоизолированный свод (см. табл. 12.12) свидетельствуют о высокой энергоэффективности структуры холодной футеровки. По сравнению с неизолированным сводом тепловой поток в окружающую среду уменьшается в 7,9 раза. В результате чего, наружная температура холодной футеровки $t_{\text{нар}}$ снижается с 216,4 до 76,7°C. При максимальном нагреве свода до 1620°C температуры на контакте слоев кладки (t_{1-2}, \dots, t_{4-5}) не превышают допустимые значения для всех материалов, использованных в холодной футеровке (см. табл. П.2). С учетом тепловых потерь через неизолированные участки свода средней тепловой поток в окружающую среду равен 822 Вт/м².

Стены рабочего пространства. В стекловаренных печах поперечный размер продольных и торцевых стен рабочего пространства ограничивается величиной 730 мм. Огнеупорная футеровка стен выполняется AZS-блоками толщиной 200 мм. Следовательно, толщина холодной футеровки не должна превышать 530 мм.

Унифицированная структура тепловой изоляции стен приведена на рисунке 12.4. Ее особенность заключается в сочетании высокотемпературных и низкотемпературных изделий с относительно низкой теплопроводностью. От огнеупорной кладки холодная футеровка отделена слоем (до 5 мм) водного раствора циркономуллитового мертеля, который, затвердевая при комнатной температуре, герметизирует швы AZS-блоков, что исключает диффузию печных газов в тепловую изоляцию. Высокотемпературный слой тепловой изоляции выполнен жесткими волокнистыми плитами (два слоя по 100 мм) PROMAFORM®-1600. Температурные условия для их использования создаются установкой перед ними легковесного муллитокорундового кирпича, температура применения которого (1650°C)

превышает максимальный нагрев огнеупора. Волокнистая огнеупорная плита CERABOARD-110 обеспечивает температуру применения последующих слоев футеровки из низкотемпературных волокнистых плит БЛОК 607-1100 и БЛОК 607-800.

При средней температуре стен 1530°C суммарное термическое сопротивление кладки составляет $3,3 (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$. При этом тепловой поток в окружающую среду составляет $441,1 \text{ Вт}/\text{м}^2$, а температура наружной поверхности футеровки — $75,5^{\circ}\text{C}$ (табл. 12.13).

Высокой эффективностью характеризуется и тепловая изоляция опорного зуба подвесной стены. Для этого конструктивного элемента $q = 756,2 \text{ Вт}/\text{м}^2$ и $t_{\text{нар}} = 95^{\circ}\text{C}$. С учетом высоты простенка и зуба средневзвешенная величина удельного теплового потока в окружающую среду составляет $504,1 \text{ Вт}/\text{м}^2$. Следует также отметить, что температура между слоями холодной футеровки не превышает температуру применения изделий (см. табл. П.2).

Таблица 12.13

Результаты расчета теплопередачи через боковые стены рабочего пространства (I участок/II участок — см. рис. 12.4)

Параметры	Показатели			
$t_{\text{вн}}, ^{\circ}\text{C}$	1355	1434	1530	1600
$t_{1-2}, ^{\circ}\text{C}$	1342,2/1299,3	1421,1/1377,8	1517,3/1474,1	1587,5/1544,5
$t_{2-3}, ^{\circ}\text{C}$	1340,2/1296,3	1419,2/1374,6	1515,3/1470,6	1585,5/1540,8
$t_{3-4}, ^{\circ}\text{C}$	1291,4/969	1365,9/1025,0	1456,6/1093,6	1522,6/1143,8
$t_{4-5}, ^{\circ}\text{C}$	890,8/786,5	941,3/836,8	1002,7/898,8	1047,3/944,4
$t_{5-6}, ^{\circ}\text{C}$	774,4/—	822/—	879,9/—	992/—
$t_{6-7}, ^{\circ}\text{C}$	451,7/—	487/—	530,3/—	562,1/—
$t_{\text{нар}}, ^{\circ}\text{C}$	69,9/85,8	72,3/89,8	75,5/95	77,8/85,8
$\alpha_{\text{нар}}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	12,02	12,21	12,44	12,61
$q, \text{Вт}/\text{м}^2$	359,1/601,6	394,8/668,3	441,1/756,2	476,9/825
$\bar{q}, \text{Вт}/\text{м}^2$	407,6	449,5	504,1	546,5

12.3.3. ТЕПЛОВАЯ ИЗОЛЯЦИЯ ВАРОЧНОГО БАССЕЙНА

Дно ванны. Разработка футеровки дна варочного бассейна производится в две стадии. На первой стадии при граничных условиях естественной конвекции, заданных уравнением (12.6), выполняется расчет и конструирование структуры футеровки, обеспечивающей минимальный уровень температуры придонного слоя расплава. Ее величина должна соответствовать вязкости стекла, исключая образование гарнисажного слоя на поверхности пода. Это условие обеспечивается при $\bar{t}_{\text{ст. дн}} = 1250-1300^\circ\text{C}$. На второй стадии при граничных условиях вынужденной конвекции выполняется поверочный расчет футеровки дна при температурах придонного слоя расплава, соответствующих действительным условиям работы печи.

При конструировании структуры кладки дна учитывается не только высокая температура движущейся стекломассы и ее агрессивный химический состав, но и загрязнение сырьевых материалов металлическими включениями, содержащимися в покупном бое стекла, вводимом в печь вместе с шихтой. Опасность прорыва расплава металла и стекла через дно ванны предопределяет его сложную структуру, в которой несколько слоев кладки выполняют только защитную функцию. В качестве верхнего слоя (см. рис. 12.4) футеровки дна (поз. 18) традиционно используется электроплавленный бадделейтокорундовый огнеупор. Полнотелая (без усадочной раковины) AZS-плитка обеспечивает высокую стойкость пода к воздействию корродиентов. Все последующие слои огнеупорной кладки (поз. 7, 19–22) в основном предназначены для защиты тепловой изоляции от проникновения капель расплавленного металла.

Герметичность пода обеспечивается двумя слоями неформованных огнеупоров, затвердевающих при комнатной температуре. Основной слой (поз. 19) выполняется набивной смесью на основе крупнозернистого цирконового концентрата. Он препятствует развитию направленной вниз коррозии огнеупоров каплями металла. Перед укладкой

бадделеитокорундовой плитки на него наносится тонкий слой мелкозернистого циркономуллитового мертеля (поз. 7). При кладке дна (снизу → вверх) в зоне варки неформованным огнеупорам предшествует слой цирконовой плитки (поз. 20). В зоне осветления, защищенной от проникновения расплава металла переливным порогом (см. рис. 12.2), герметизирующие слои неформованных огнеупоров укладываются на муллитокремнеземистую плитку (поз. 21). Механическая прочность пода в обеих зонах ванны обеспечивается алюмосиликатными крупноформатными (1×0,4×0,2 м) блоками (поз. 22).

Несмотря на многослойную структуру горячей футеровки, ее термическое сопротивление незначительно. Для зоны варки и осветления $R = 0,46$ и $0,53$ (м²·К)/Вт соответственно. В результате больших потерь теплоты в окружающую среду ($q = 2536,1$ и $2223,6$ Вт/м²) температура внутренней поверхности пода $1010,1$ и $865,2^{\circ}\text{C}$ не соответствует технологическим условиям работы печи. Повышение термического сопротивления кладки пода и придонной температуры расплава может быть обеспечено энергоэффективной тепловой изоляцией огнеупорной футеровки, при разработке которой необходимо учитывать и прочностные характеристики изделий.

Как правило, тепловая изоляция пода стекловаренной печи выполняется формованными легковесными алюмосиликатными изделиями, характеризующимися механической прочностью не менее 8 МПа. При этом толщина теплоизоляционного слоя варьируется от 130 до 200 мм. Данные таблицы 12.14 свидетельствуют о том, что даже при толщине изоляции 260 мм теплопроводность кирпича GNG-1,2 (и его аналогов) не обеспечивает требуемой температуры нагрева внутренней поверхности пода. Поэтому для восприятия механической нагрузки огнеупорной футеровки изделия GNG-1,2 используются лишь в качестве опорного слоя (шириной 230 мм) под стыками донных брусьев. Остальное пространство (770 мм), образованное перекрывными брусьями BN-40 и опорными изделиями GNG-1,2, заполняется легковесными материалами с более низкой теплопроводностью и механической прочностью. Одна из

возможных комбинаций таких изделий приведена на рисунке 12.4 (поз. 24, 25).

Увеличение термического сопротивления кладки пода до 2,13 и 2,14 ($\text{м}^2 \cdot \text{К}$)/Вт обеспечивает требуемую температуру придонного слоя расплава в обеих зонах варочного бассейна и низкий уровень потерь теплоты в окружающую среду. Средневзвешенной величине теплового потока \bar{q} в зонах варки и осветления соответствует средняя температура на дне ванны, равная 1284,1 и 1284,8 $^{\circ}\text{C}$.

Интенсификация конвективного теплопереноса, обусловленная отбором стекла на выработку, приводит к повышению температуры внутренней поверхности пода. По сравнению с режимом естественной конвекции расплава она увеличивается на 18,1 и 44,8 $^{\circ}\text{C}$. Более повышение температуры в зоне осветления обусловлено более интенсивной циркуляцией расплава за порогом.

Результаты расчета теплопередачи через дно ванны при температурах придонного слоя стекла, соответствующих реальным условиям работы печи, приведены в таб-

Таблица 12.14

Результаты расчета теплопередачи через ванну печи при граничных условиях естественной конвекции расплава

Параметры	Зона варки		Зона осветления	
	Тепловая изоляция — 260 мм		Тепловая изоляция — 260 мм	
	Кирпич GNG-1,2	Комбинированная	Кирпич GNG-1,2	Комбинированная
$\bar{t}_{\text{ст.п}}$, $^{\circ}\text{C}$	1369,1		1415,3	
$\bar{t}_{\text{ст.дн}}$, $^{\circ}\text{C}$	1224,6	1300,8	1192,8	1310
$t_{\text{нар}}$, $^{\circ}\text{C}$	129,7	92,4	129,9	93,7
$\alpha_{\text{нар}}$, Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$)	13,37	11,42	13,38	11,49
R , ($\text{м}^2 \cdot \text{К}$)/Вт	1,03	2,13	1,07	2,14
q , Вт/ м^2	1198,4	598,2	1202,1	617,2
\bar{q} , Вт/ м^2	736,2		751,7	

Таблица 12.15

Результаты расчета теплопередачи через под печи при граничных условиях вынужденной конвекции расплава

Параметры	Зона варки		Зона осветления	
	Тепловая изоляция — 260 мм		Тепловая изоляция — 260 мм	
	Кирпич GNG-1,2	Комбинированная	Кирпич GNG-1,2	Комбинированная
$\bar{t}_{\text{ст.дн}}, \text{ }^\circ\text{C}$	1302,2		1329,6	
$t_{\text{нар}}, \text{ }^\circ\text{C}$	135,3	92,5	138,9	94,8
$q, \text{ Вт/м}^2$	1300,5	600,8	1386,5	632,7
$\bar{q}, \text{ Вт/м}^2$	761,7		806,1	

лице 12.15. Они свидетельствуют о том, что, несмотря на относительно высокий уровень потерь теплоты через поверхности пода теплоизолированные изделиями GNG-1,2, средние значения плотности теплового потока \bar{q} в зонах варки и осветления подтверждают тепловую эффективность структуры футеровки пода печи.

Боковые стены ванны. Принимаем линейное распределение температуры t по толщине слоя стекла. Для зоны варки и осветления аппроксимирующие уравнения соответственно имеют вид

$$t = 1369,1 - 54,252x; \quad (12.7)$$

$$t = 1415,3 - 43,503x, \quad (12.8)$$

где x — координата геометрического центра участка поверхности боковой стены ванны, м.

Для выделенных частей боковых стен (см. рис. 12.4) по уравнениям (12.7) и (12.8) определяется температура внутренней поверхности огнеупора. В зоне варки выделяются поверхности:

- а) с принудительным охлаждением — $t_{\text{в1}} = 1366,4^\circ\text{C}$;
- б) с дискретной изоляцией и естественным охлаждением в местах разрыва холодной футеровки — $t_{\text{в2}} = 1346^\circ\text{C}$;
- в) сплошной изоляции — $t_{\text{в3}} = 1316,2^\circ\text{C}$.

В зоне осветления выделяются поверхности:

- а) с принудительным охлаждением — $t_{oc1} = 1413,6^{\circ}\text{C}$;
 б) с дискретной изоляцией и естественным охлаждением в местах разрыва холодной футеровки — $t_{oc2} = 1382,4^{\circ}\text{C}$;
 в) с естественным охлаждением в местах разрыва сплошной и дискретной изоляции — $t_{oc3} = 1353,8^{\circ}\text{C}$;
 г) сплошной изоляции — $t_{oc4} = 1340,3^{\circ}\text{C}$.

Параметры теплопередачи через охлаждаемые и теплоизолированные участки боковых стен ванны приведены в таблицах 12.16 и 12.17. Анализ результатов расчета показывает, что средний тепловой поток в окружающую среду в зонах варки и осветления равен $\bar{q} = 4616$ и 4772 Вт/м² соответственно. При этом наибольшие потери теплоты приходятся на поверхности с принудительным и естественным

Таблица 12.16

Параметры теплопередачи через охлаждаемые участки боковой стены варочного бассейна

Параметры	Принудительное охлаждение		Естественное охлаждение		
	$t_{н1}$	t_{oc1}	$t_{н2}$	t_{oc2}	t_{oc3}
$t, ^{\circ}\text{C}$	1366,4	1413,6	1346	1382,4	1353,8
$t_{нар}, ^{\circ}\text{C}$	132,3	134,2	419,7	426,4	421,1
$\alpha, \text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$	206,34	207,8	36,94	37,59	37,08
$q, \text{Вт}/\text{м}^2$	19 023,4	19 565,2	14 044	14 545,0	14 149,2

Таблица 12.17

Параметры теплопередачи через теплоизолированные участки боковой стены варочного бассейна

Параметры	Дискретная изоляция		Сплошная изоляция	
	$t_{н2}$	t_{oc2}	$t_{н3}$	t_{oc4}
$t, ^{\circ}\text{C}$	1346	1382,4	1316,2	1340,3
$t_{нар}, ^{\circ}\text{C}$	86,0	88,7	80,1	81,2
$q, \text{Вт}/\text{м}^2$	619,1	650,1	511,1	528

охлаждением. Эти потери являются оправданными, поскольку они обусловлены технологическими аспектами службы огнеупоров. Доля потерь теплоты через теплоизолированные поверхности в зонах варки и осветления составляет лишь 6,29 и 9,54% соответственно.

Использование современных волокнистых изделий позволяет сформировать унифицированную энергоэффективную структуру дискретной и сплошной тепловой изоляции боковых стен ванны. Перед установкой сплошной изоляции внешняя поверхность AZS-блоков герметизируется монолитным слоем циркономуллитового мертеля толщиной 5 мм. Тем самым исключается просачивание расплава через швы примыкания блоков и коррозионное воздействие стекломассы на материалы холодной футеровки стен.

В таблице 12.18 приведены результаты расчета потерь теплоты теплопроводностью через кладку стекловаренной печи производительностью 320 т/сут. Они свидетельствуют о том, что комплексный подход к совершенствованию структуры футеровки позволяет довести уровень тепловых потерь до 485,2 кВт. Это более чем в два раза меньше достигнутого в промышленном стекловарении.

Таблица 12.18

Тепловые потери через футеровку стекловаренной печи

Конструктивный элемент футеровки печи	Площадь поверхности, м ²	Средний тепловой поток, Вт/м ²	Тепловые потери, кВт
Свод	121	822	99,46
Стены рабочего пространства	83,3	504,1	41,99
Под ванны:			
зона варки	93,6	761,7	71,3
зона осветления	22,3	806,1	17,98
Стены ванны:			
зона варки	32,9	4616	151,87
зона осветления	21,52	4772	102,6
Итого			485,2 кВт

12.4. ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНАЯ СТРУКТУРА КЛАДКИ РЕГЕНЕРАТОРА

Особенностью печей с подковообразным пламенем является относительно низкая температура отходящих продуктов сгорания топлива на выходе из рабочего пространства, равная 1400–1450°C. Следовательно, разность температур дыма на входе в регенератор и подогрева воздуха составляет всего 100–150°C. Поэтому возможность высокотемпературного подогрева воздуха в значительной степени будет определяться структурой и газоплотностью кладки. Эффективность структуры кладки оценивается коэффициентом потерь теплоты η в окружающую среду, а газоплотность — коэффициентом прососа воздуха $m_{\text{в}}$ в регенеративную камеру.

В качественном плане влияние структуры и газоплотности кладки на эффективность регенеративного теплообмена вполне предсказуемо. Из уравнения теплового баланса регенератора (11.27) следует, что чем меньше величина потерь теплоты и прососа воздуха, тем больше остаточное теплосодержание дыма и выше его температура на выходе из насадки. Как следствие — возрастание среднелогарифмической разности температур и уменьшение объема насадки, необходимой для подогрева воздуха.

При конструировании кладки регенератора (рис. 12.5) задаются практически достижимые значения $\eta = 0,97$ и $m_{\text{в}} = 0,1$. Для печи производительностью 280 т/сут (пример 11.2) подогрев воздуха до 1300°C обеспечивается при объеме и высоте насадки 383,7 м³ и 13,1 м соответственно. При этом температура дыма на входе в насадку равна 1431°C, на выходе из насадки — 460°C.

При определении граничных условий для расчета структуры кладки регенератора принимается линейное распределение температуры дыма $t_{\text{д}}$ по высоте насадки:

$$t_{\text{д}} = 460 + 74,615x, \quad (12.9)$$

где x — координата по высоте насадки, м.

Внутренняя температура выделенных по высоте насадки участков боковой стены (см. рис. 12.5) определяется по

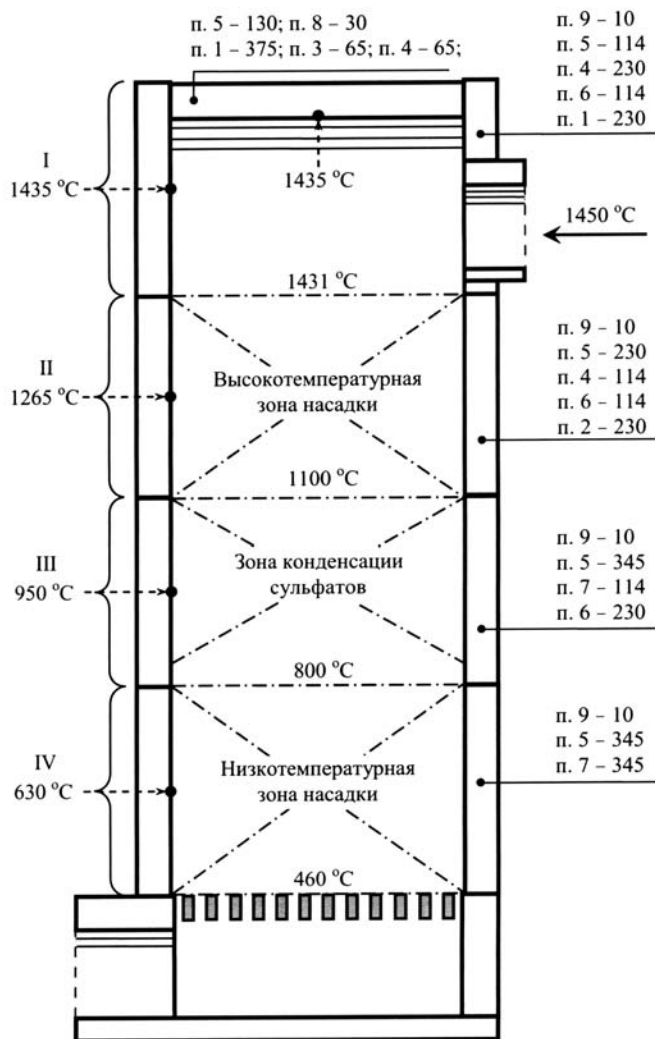


Рис. 12.5

Продольный разрез регенератора стекловаренной печи:

характеристика изделий, обозначенных п. 1–9, приведена в таблице 12.19; на рисунке показана толщина слоя кладки, мм; в обозначении структуры кладки: для стен нижняя строчка относится к первому (внутреннему) слою футеровки, для свода последовательность слоев приведена слева направо и снизу вверх.

уравнению (12.9) с использованием координаты их геометрического центра. Расчет теплопередачи через кладку регенератора под насадкой выполняется при температуре 460°C.

Общим требованием к огнеупорам для регенератора является их оксидный состав, обусловленный окислительной атмосферой (1,66–3,41% O₂) в регенераторе. Наличие в печных газах летучих соединений щелочных металлов предопределяет применение основных и нейтральных огнеупоров.

По конструктивным особенностям кладки в регенераторе выделяются свод и стены. Кладка разделительной стены выполняется только огнеупорными изделиями идентичными огнеупорам соответствующего (по высоте) участка боковой стены. Наиболее изнашиваемой частью огнеупорной футеровки регенератора являются свод и боковые стены над насадкой. Их коррозия, главным образом, обусловлена воздействием твердых пылевидных компонентов шихты (доломита, известняка, кварцевого песка), содержащихся в турбулентном потоке печных газов ($Re \approx 63\ 250$). В этой части регенератора огнеупорная кладка выполняется периклазовым кирпичом с содержанием MgO $\approx 97\%$ (табл. 12.19, п. 1).

На участке III, ограниченном температурой дыма 800–1100°C, и в меньшей мере на участке IV (см. рис. 12.5) износ огнеупоров определяется их стойкостью к конденсирующимся сульфатам щелочных металлов, образующимся в результате взаимодействия гидратов этих металлов с серным ангидридом.

Огнеупорная футеровка стен в зоне конденсации сульфатов и низкотемпературной зоне насадки выполняется нейтральными огнеупорами. В зоне III используется муллитовый, в зоне IV, а также в поднасадочном пространстве — муллитокремниземистый кирпич (см. табл. 12.19, п. 6 и 7 соответственно).

Остановимся на особенностях структуры футеровки регенератора (см. рис. 12.5). Кладка арочного свода (центральный угол 90°) выполняется вперевязку с использованием только клиновых изделий толщиной 375 мм.

Таблица 12.19

Характеристика огнеупорных и теплоизоляционных изделий

№, п/п	Изделие*	Содержание, масс. %	Кажущаяся плотность, кг/м ³	Предел прочности при сжатии, МПа
1	Кирпич Anker DG 10	MgO — 97	3020	70
2	Кирпич Anker DG 3	MgO — 93,7	3020	70
3	Кирпич L 28	Al ₂ O ₃ — 68	880	2,1
4	Кирпич L 26	Al ₂ O ₃ — 58	790	1,6
5	Кирпич L 23	Al ₂ O ₃ — 37	480	1,1
6	Кирпич Resistal S 65G	Al ₂ O ₃ — 64,5	2550	75
7	Кирпич Maxial 300	Al ₂ O ₃ — 46	2330	60
8	Смесь LEGRIT 120-09 (размер зерна, не более 5 мм)	SiO ₂ — 37 Al ₂ O ₃ — 35	1000	8
9	Смесь LEGRIT 100-05 (размер зерна, не более 4 мм)	SiO ₂ — 17 Al ₂ O ₃ — 27	700	1

Примечание. * Фирмы RHI Glas GmbH.

После первичного разогрева (выводки) печи производится уплотнение нарушенных кладочных швов и герметизация внешней поверхности свода. Далее на свод устанавливаются насухо три слоя высокотемпературной изоляции (см. табл. 12.19, п. 3–5). На внешнюю поверхность изоляции наносится слой алюмосиликатной смеси (п. 8), которая после испарения влаги затвердевает и имеет вид монолитной и газоплотной футеровки.

Несмотря на трудоемкость установки тепловой изоляции свода, необходимость этой процедуры не вызывает сомнений. Во-первых, она продиктована многократным снижением тепловых потерь в окружающую среду. Для неизолированного свода тепловой поток составляет 13 864,3 Вт/м², наружная температура кладки — 397,9°C. Теплоизолированный свод характеризуется наружной температурой изоляции 97,9°C и тепловым потоком в окру-

жающую среду $949,2 \text{ Вт/м}^2$ (табл. 12.20). Во-вторых, изменением условий службы огнеупора: средняя температура по толщине неизолированного и изолированного кирпича составляет $924,0$ и $1399,4^\circ\text{C}$, а градиент температуры $2,806$ и $0,27^\circ\text{C/мм}$ соответственно. В результате износа огнеупора (например, на 50%) градиент температуры по толщине неизолированного кирпича возрастает в $1,79$ раза ($5,024^\circ\text{C/мм}$). Для изолированного кирпича градиент увеличивается лишь в $1,06$ раза ($0,285^\circ\text{C/мм}$). Опыт свидетельствует о том, что чем меньше и стабильнее градиент температуры по толщине периклазового кирпича, тем выше его коррозионная стойкость.

При разработке конструкции боковых стен регенератора (см. рис. 12.5) используются современные теплоизоляционные изделия, характеризуемые относительно высокой температурой применения (см. табл. 12.19) и низким коэффициентом теплопроводности (табл. П.2). Это позволяет сформировать четырехслойную структуру кладки с равной (по 345 мм) толщиной огнеупорной и теплоизоляционной составляющих. В результате при заданных граничных условиях расчета тепловой поток через боковые стены по сравнению с известными техническими решениями уменьшается практически в два раза. В результате

Таблица 12.20

Параметры теплопередачи через кладку регенератора

Поверхность	$t_{\text{ин}}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{нар}}, ^\circ\text{C}$	$q, \text{Вт/м}^2$	$Q, \text{кВт}$
Свод	1435	97,9	949,2	56,8
Боковая стена:				
I	1435	97,8	804,7	61
II	1255	84,9	587,5	52,3
III	950	68	335,3	25,4
IV	630	57,5	183,1	20,3
Поднасадочное пространство	410	51,4–65,7	120,6–423,5	43
Итого				258,8 кВт

общие тепловые потери через кладку регенератора составляют 258,8 кВт, что не превышает 2% от теплосодержания дыма на выходе из печи.

Для уменьшения прососа воздуха в регенератор после окончания первичного разогрева печи на наружную поверхность боковых стен методом торкретирования наносится слой алюмосиликатной смеси (см. табл. 12.19, п. 9) толщиной до 10 мм.

В заключение отметим, что рассмотренная структура кладки регенератора позволяет обеспечить высокотемпературный подогрев воздуха при относительно меньшем объеме насадки. Рационализация объема насадки приводит к уменьшению размеров регенератора и, как следствие, стоимости его сооружения.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Требования, предъявляемые к печным ограждениям печей.
2. Какие материалы называются огнеупорами?
3. Классификационные признаки огнеупорных материалов.
4. Назначение горячей и холодной футеровок в промышленных печах.
5. Привести примеры неформованных огнеупоров.
6. Термомеханические свойства огнеупоров.
7. Теплофизические свойства огнеупоров.
8. Термическое расширение огнеупоров.
9. Классификация электроплавленных бадделеитокорундовых огнеупоров.
10. Применение AZS-огнеупоров в конструкции стекловаренной печи.
11. Требования, предъявляемые к динасовым огнеупорам и мертелям.
12. Структура кладки свода печи.
13. Структура кладки стен рабочего пространства печи.
14. Структура кладки пода варочного бассейна.
15. Тепловая изоляция боковых стен варочного бассейна.
16. Параметры эффективности структуры кладки регенератора.
17. Какие огнеупоры применяются для горячей футеровки регенератора?
18. Особенности тепловой изоляции свода регенератора.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица П.1

Средняя теплоемкость газов c_p , кДж/(м³·К)

$t, ^\circ\text{C}$	O ₂	N ₂	H ₂	CO ₂	H ₂ O	SO ₂
0	1,3059	1,2987	1,2766	1,5998	1,4943	1,7331
100	1,3126	1,3004	1,2908	1,7003	1,5052	1,8129
200	1,3352	1,3038	1,2971	1,7873	1,5223	1,8781
300	1,3561	1,3109	1,2992	1,8627	1,5424	1,9547
400	1,3775	1,3205	1,3021	1,9297	1,5654	2,018
500	1,398	1,3322	1,305	1,9987	1,5897	2,1139
600	1,4168	1,3452	1,308	2,0411	1,6148	2,1521
700	1,4345	1,3586	1,3121	2,0884	1,6412	2,1811
800	1,4499	1,3717	1,3168	2,1311	1,668	2,2147
900	1,4645	1,3846	1,3226	2,1692	1,6956	2,2362
1000	1,4775	1,3971	1,3289	2,2035	1,7229	2,2611
1100	1,4892	1,4089	1,3360	2,2349	1,7501	2,2777
1200	1,5006	1,4202	1,3431	2,2639	1,7769	—
1300	1,5106	1,4306	1,3511	2,2898	1,8028	—
1400	1,5202	1,4407	1,359	2,3136	1,828	—
1500	1,5294	1,4499	1,3674	2,3354	1,8528	—
1600	1,5378	1,4587	1,3754	2,3555	1,8761	—
1700	1,5462	1,4671	1,3833	2,3743	1,8996	—

Таблица П.2

Физические свойства воздуха

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/(м}^3\cdot\text{К)}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$a \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
0	1,293	1,2971	2,43	18,75	13,23	0,705
20	1,2045	1,2979	2,59	21,44	15,03	0,701
40	1,1267	1,2983	2,76	24,33	16,9	0,696
60	1,0595	1,2991	2,91	27,25	18,97	0,696
80	0,9998	1,2996	3,06	30,3	21,10	0,696
100	0,9458	1,3004	3,19	33,33	23,15	0,694
200	0,7457	1,3071	3,87	50,55	34,85	0,689
300	0,6157	1,3172	4,48	69,72	48,24	0,692
400	0,5242	1,3289	5,05	90,27	62,95	0,697
500	0,4564	1,3427	5,62	112,78	79,32	0,703
600	0,4041	1,3565	6,15	136,67	96,75	0,708
700	0,3625	1,3708	6,66	161,94	115	0,710
800	0,3287	1,3842	7,2	189,72	135,5	0,714
900	0,301	1,3976	7,61	215,83	154,8	0,717
1000	0,2773	1,4098	8,04	245	176,7	0,721
1100	0,2571	1,4215	8,48	275,56	199,1	0,722
1200	0,2377	1,4328	8,9	310	224,6	0,724
1400	0,211	1,4529	—	—	—	—

Таблица П.3

**Физические свойства продуктов сгорания газа
среднего состава**

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p,$ $\text{кДж/(м}^3\cdot\text{К)}$	$\lambda \cdot 10^2,$ $\text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$\alpha \cdot 10^6,$ $\text{м}^2/\text{с}$	$\nu \cdot 10^6,$ $\text{м}^2/\text{с}$	Pr
0	1,295	1,359	2,28	16,9	12,2	0,72
100	0,950	1,370	3,13	30,8	21,5	0,69
200	0,748	1,381	4,01	48,9	32,8	0,67
300	0,617	1,397	4,84	69,9	45,8	0,65
400	0,525	1,415	5,7	94,3	60,4	0,64
500	0,457	1,431	6,56	121,1	76,3	0,63
600	0,405	1,448	7,42	150,9	93,6	0,62
700	0,363	1,460	8,27	183,8	112	0,61
800	0,330	1,472	9,15	219,7	132	0,6
900	0,301	1,485	10	258	152	0,59
1000	0,275	1,498	10,9	303,4	174	0,58
1100	0,257	1,511	11,8	345,5	197	0,57
1200	0,24	1,523	12,6	392,4	221	0,56
1300	—	1,535	13,5	—	245	0,55
1400	—	1,548	14,4	—	272	0,54
1500	—	—	15,4	—	297	0,53
1600	—	—	16,3	—	323	0,52

Таблица П.4

Коэффициент теплопроводности газов $\lambda \cdot 10^3$, Вт/(м·К)

$t, ^\circ\text{C}$	O_2	N_2	H_2	CO_2	H_2O	SO_2
0	24,5	24,2	172	14,5	—	8,4
100	32,8	31,3	220	22,3	24,7	12,3
200	40,6	37,4	264	30,1	33,3	16,6
300	47,9	43,1	307	37,9	43,5	21,2
400	54,9	48,6	348	45,6	55,5	25,8
500	61,4	53,5	387	53,4	68,6	30,7
600	67,3	57,9	427	62,1	82,9	35,8
700	72,7	62,1	476	68,8	98	41,1
800	77,6	66,2	528	76,5	—	46,3
900	81,9	70,1	583	84,2	—	51,9
1000	85,7	73,9	636	91,9	—	57,6

Таблица П.5

**Температура применения и коэффициент теплопроводности
огнеупорных и теплоизоляционных материалов**

Марка изделия	$t, ^\circ\text{C}$	$\lambda, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$
Шамотный огнеупор		
ША	1350	$0,7 + 0,64 \cdot 10^{-3}t$
ШВ-42	1500	$0,7 + 0,64 \cdot 10^{-3}t$
ШСУ-33	1350	$0,641 + 1,14 \cdot 10^{-3}t - 0,61 \cdot 10^{-6}t^2$
BN-40 (43% Al_2O_3)	1400	$1,02 + 0,62 \cdot 10^{-3}t - 0,3 \cdot 10^{-6}t^2$
SUPRAL 40 (39% Al_2O_3)	1300	$1,15 + 0,2 \cdot 10^{-3}t$
Шамотный легковес		
ШЛ-1,3	1300	$0,47 + 0,35 \cdot 10^{-3}t$
ШЛ-1,0	1270	$0,35 + 0,35 \cdot 10^{-3}t$
ШЛ-0,9	1270	$0,29 + 0,23 \cdot 10^{-3}t$
ШТЛ-0,6	1150	$0,13 + 0,23 \cdot 10^{-3}t$
ШЛ-0,4	1150	$0,1 + 0,21 \cdot 10^{-3}t$
LEGRAL 35/8 (35% Al_2O_3)	1350	$0,194 + 0,14 \cdot 10^{-3}t$
LEGRAL 40/2 (37% Al_2O_3)	1400	$0,325 + 0,225 \cdot 10^{-3}t$
Муллитокремниземистый, муллитовый и муллитокорундовый огнеупор		
SUPRAL S 60 (62% Al_2O_3)	1550	$1,37 + 0,33 \cdot 10^{-3}t$
МЛС-62	1450	$1,787 - 0,52 \cdot 10^{-3}t + 0,22 \cdot 10^{-6}t^2$
МКС-72	1500	$2,055 - 0,64 \cdot 10^{-3}t + 0,18 \cdot 10^{-6}t^2$
КС-95	1800	$3,81 - 2,43 \cdot 10^{-3}t + 0,726 \cdot 10^{-6}t^2$
RESISTAL S 65G	1650	$1,08 + 0,32 \cdot 10^{-3}t$
Муллитокремниземистый, муллитовый, муллитокорундовый и корундовый легковес		
МКРЛ-0,5	1300	$0,214 + 0,14 \cdot 10^{-3}t + 2,2 \cdot 10^{-6}t^2$
МКРЛ-0,7	1300	$0,3 + 0,113 \cdot 10^{-3}t + 0,03 \cdot 10^{-6}t^2$
МКРЛ-1,0	1450	$0,468 + 0,06 \cdot 10^{-3}t + 0,05 \cdot 10^{-6}t^2$

Продолжение табл. П.5

Марка изделия	$t, ^\circ\text{C}$	$\lambda, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$
КЛ-1,3	1550	$0,84 - 0,35 \cdot 10^{-3}t$
L23 (37% Al_2O_3)	1250	$0,1 + 0,1 \cdot 10^{-3}t$
L26 (58% Al_2O_3)	1400	$0,23 + 0,1 \cdot 10^{-3}t$
L28 (68% Al_2O_3)	1500	$0,28 + 0,1 \cdot 10^{-3}t$
L30 (73% Al_2O_3)	1600	$0,35 + 0,18 \cdot 10^{-3}t - 0,08 \cdot 10^{-6}t^2$
MD-1300 (37% Al_2O_3)	1260	$0,1 + 0,1 \cdot 10^{-3}t$
MD-1450 (52% Al_2O_3)	1430	$0,23 + 0,1 \cdot 10^{-3}t$
MD-1550 (67% Al_2O_3)	1540	$0,28 + 0,1 \cdot 10^{-3}t$
MD-1650 (73% Al_2O_3)	1650	$0,384 + 0,07 \cdot 10^{-3}t$
SL 11-115	1150	$0,291 + 0,178 \cdot 10^{-3}t$
Динасовый огнеупор		
ДН	1640	$1,58 + 0,38 \cdot 10^{-3}t$
ДСО	1580	$0,93 + 0,71 \cdot 10^{-3}t$
ДСУ	1650	$0,93 + 0,707 \cdot 10^{-3}t$
STELLA GGS (96,5% SiO_2)	1650	$0,7 + 1,4 \cdot 10^{-3}t - 0,4 \cdot 10^{-6}t^2$
STELLA GNL (99,0% SiO_2)	1690	$1,089 + 0,06 \cdot 10^{-3}t + 0,55 \cdot 10^{-6}t^2$
Динасовый легковес		
ДЛ-1,2	1550	$0,55 + 0,3 \cdot 10^{-3}t$
ДЛ-1,0	1550	$0,39 + 0,32 \cdot 10^{-3}t$
LEGRAL 55/0 (93% SiO_2)	1600	$0,38 - 0,07 \cdot 10^{-3}t + 0,44 \cdot 10^{-6}t^2$
LEGRAL 55/07 (90% SiO_2)	1600	$0,259 - 0,05 \cdot 10^{-3}t + 0,19 \cdot 10^{-6}t^2$
LEGRAL 55/05 (90% SiO_2)	1500	$0,15 + 0,2 \cdot 10^{-3}t - 0,04 \cdot 10^{-6}t^2$
DLS 6-160 (92% SiO_2)	1600	$0,27 + 0,128 \cdot 10^{-3}t + 0,125 \cdot 10^{-6}t^2$
Цирконовый и бадделеитокорундовый огнеупор		
Z-64 (64% ZrO_2)	1630	$2,7 - 0,757 \cdot 10^{-3}t + 0,25 \cdot 10^{-6}t^2$
ZIRMUL GD (17,5% ZrO_2)	1550	$2,445 - 1,6 \cdot 10^{-3}t + 1,15 \cdot 10^{-6}t^2$
БК-33 (33% ZrO_2)	1700	$6 - 5,63 \cdot 10^{-3}t + 4,015 \cdot 10^{-6}t^2$

Продолжение табл. П.5

Марка изделия	t , °C	λ , Вт/(м·К)
ER 1681 (33% ZrO ₂)	1700	$8,84 - 11,9 \cdot 10^{-3}t + 7 \cdot 10^{-6}t^2$
БК-41 (41% ZrO ₂)	1700	$6 - 5,63 \cdot 10^{-3}t + 3,86 \cdot 10^{-6}t^2$
Jargal M	1700	$7,5 - 10,2 \cdot 10^{-3}t + 7,1 \cdot 10^{-6}t^2$
Периклазовый огнеупор		
QMZ-92 (92% MgO)	1550	$9,0602 - 8,2 \cdot 10^{-3}t + 3 \cdot 10^{-6}t^2$
QMZ-95 (95% MgO)	1620	$13,607 - 17,8 \cdot 10^{-3}t + 8 \cdot 10^{-6}t^2$
QMZ-97 (97% MgO)	1650	$10,273 - 10,4 \cdot 10^{-3}t + 4 \cdot 10^{-6}t^2$
Anker DG 10 (97% MgO)	1700	$12,8 - 12,2 \cdot 10^{-3}t + 4 \cdot 10^{-6}t^2$
Anker DG 1 (97% MgO)	1700	$12,8 - 12,2 \cdot 10^{-3}t + 4 \cdot 10^{-6}t^2$
Anker DG 3 (93,9% MgO)	1600	$12,8 - 12,2 \cdot 10^{-3}t + 4 \cdot 10^{-6}t^2$
Rubinal VS (97% MgO)	1700	$12,8 - 12,2 \cdot 10^{-3}t + 4 \cdot 10^{-6}t^2$
Rubinal VZ (78% MgO, 13,5% ZrO ₂)	1670	$2,3 + 0,4 \cdot 10^{-3}t$
Rubinal EZ (75,1% MgO, 13,0% ZrO ₂)	1570	$2,3 + 0,4 \cdot 10^{-3}t$
Периклазохромитовый, хромитопериклазовый и форстеритовый огнеупор		
ПХП-1	1620	$3,67 - 0,93 \cdot 10^{-3}t$
ПХП-2	1640	$3,67 - 0,93 \cdot 10^{-3}t$
ХП 1	1550	$2,68 - 1,15 \cdot 10^{-3}t + 0,43 \cdot 10^{-6}t^2$
ХП 2	1520	$2,66 - 1,11 \cdot 10^{-3}t + 0,42 \cdot 10^{-6}t^2$
Ф	1585	$13,19 - 19,6 \cdot 10^{-3}t + 11 \cdot 10^{-6}t^2$
Керамический кирпич		
М	700	$0,46 + 0,51 \cdot 10^{-3}t$
Пендиатомитовые, волокнистые и другие теплоизоляционные изделия		
КПД-500	950	$0,08 + 0,1 \cdot 10^{-3}t - 0,02 \cdot 10^{-6}t^2$
МКРВ-200	1150	$0,04 + 0,1 \cdot 10^{-3}t + 0,08 \cdot 10^{-6}t^2$

Продолжение табл. П.5

Марка изделия	$t, ^\circ\text{C}$	$\lambda, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$
Geraboard 100	1260	$0,053 + 0,022 \cdot 10^{-3}t + 0,12 \cdot 10^{-6}t^2$
Geraboard 110	1400	$0,053 + 0,022 \cdot 10^{-3}t + 0,12 \cdot 10^{-6}t^2$
Blok 607-800	800	$0,077 - 0,09 \cdot 10^{-3}t + 0,25 \cdot 10^{-6}t^2$
Blok 607-1000	1000	$0,074 + 0,006 \cdot 10^{-3}t + 0,14 \cdot 10^{-6}t^2$
Blok 607-1100	1100	$0,042 + 0,07 \cdot 10^{-3}t + 0,07 \cdot 10^{-6}t^2$
PROMALIGHT® 310	1000	$0,019 + 0,03 \cdot 10^{-3}t + 0,019 \cdot 10^{-6}t^2$
PROMALIGHT® 330	1000	$0,017 + 0,014 \cdot 10^{-3}t + 0,016 \cdot 10^{-6}t^2$
ALSIFLEX®-1260	1110	$0,145 - 0,31 \cdot 10^{-3}t + 0,44 \cdot 10^{-6}t^2$
ALSIFLEX®-1430	1280	$0,056 - 0,003 \cdot 10^{-3}t + 0,215 \cdot 10^{-6}t^2$
ALSIFLEX®-1600	1450	$0,11 - 0,21 \cdot 10^{-3}t + 0,34 \cdot 10^{-6}t^2$
PROMASIL®	1000	$0,033 + 0,175 \cdot 10^{-3}t$
PROMASIL®-1000P	1000	$0,042 + 0,165 \cdot 10^{-3}t$
PROMASIL®-1100	1100	$0,04 + 0,16 \cdot 10^{-3}t$
PROMAFORM®-1260	1260	$0,055 + 0,015 \cdot 10^{-3}t + 0,141 \cdot 10^{-6}t^2$
PROMAFORM®-1430	1430	$0,06 + 0,02 \cdot 10^{-3}t + 0,167 \cdot 10^{-6}t^2$
PROMAFORM®-1600	1600	$0,1 + 0,04 \cdot 10^{-3}t + 0,03 \cdot 10^{-6}t^2$
Мертели и смеси		
ZIRMUL 260 RM (22% ZrO ₂)	1650	$2,3 - 1,8 \cdot 10^{-3}t + 1,3 \cdot 10^{-6}t^2$
RESISTIT ZM 260 (18% ZrO ₂)	1650	$2,5 - 1,8 \cdot 10^{-3}t + 0,8 \cdot 10^{-6}t^2$
RESISTIT ZS 748E (63% ZrO ₂)	1800	$2 - 1,8 \cdot 10^{-3}t + 0,8 \cdot 10^{-6}t^2$
STELLIT GH	1400	$0,29 - 0,1 \cdot 10^{-3}t + 0,3 \cdot 10^{-6}t^2$
LUBISOL — Si — Seal	1620	$1,143 + 0,36 \cdot 10^{-3}t$
LUBISOL — # 2 — SL	1400	$0,078 + 0,1 \cdot 10^{-3}t$

Таблица П.6

Свойства природного газа среднего состава

$t_n, ^\circ\text{C}$	$c_p, \text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
0	1,55	2,5	13	0,722
100	1,64	3,2	23	0,722
200	1,76	3,9	35	0,722
300	1,90	4,6	48	0,722
400	2,02	5,2	63	0,722
500	2,14	5,8	79	0,722
600	2,27	6,2	97	0,723
700	2,36	6,7	114	0,724
800	2,45	7,2	135	0,725
900	2,56	7,6	155	0,726
1000	2,66	8,1	177	0,727
1100	—	8,5	199	0,728
1200	—	8,9	223	0,729
1300	—	9,5	248	0,73
1400	—	10	273	0,731

Таблица П.7

Степень черноты полного нормального излучения материалов

Наименование материала	$t, ^\circ\text{C}$	ϵ
Сталь листовая	50	0,56
Кирпич шамотный	20	0,85
Кирпич шамотный	1000	0,75
Кирпич шамотный	1200	0,59
Кирпич динасовый	1000	0,66
Кирпич корундовый	1000	0,46
Кирпич магнезитовый	1000–1300	0,38
Кирпич магнезитовый	1500	0,39
Кирпич керамический	20	0,88–0,93
Стекло	20–100	0,94–0,91
Стекло	250–1000	0,87–0,72
Стекло	1100–1500	0,70–0,67

Таблица П.8

Коэффициент кинематической вязкости газов $\nu \cdot 10^6$, м²/с

t , °С	O ₂	N ₂	H ₂	CO ₂	H ₂ O	SO ₂
0	13,4	13,3	93	6,9	—	4,1
100	23,3	22,8	157	12,6	20,9	7,5
200	34,8	34,1	233	19,7	35,6	11,8
300	48,6	47,0	323	28,1	53,1	17,1
400	63,7	61,5	423	37,4	76,1	23,3
500	79,9	77	534	47,6	101,8	30,4
600	97,3	93,5	656	58,6	131,3	38,3
700	116	111,7	785	70,4	164,6	46,8
800	135,9	130,7	924	83	—	56,5
900	156,7	150,8	1070	96,2	—	66,8
1000	178,5	171,5	1230	109,4	—	78,3

Таблица П.9

Число Прандтля

$t, ^\circ\text{C}$	O_2	N_2	H_2	CO_2	H_2O	SO_2
0	0,709	0,695	0,688	0,765	—	0,874
100	0,693	0,707	0,677	0,744	1,13	0,863
200	0,681	0,671	0,666	0,741	0,96	0,856
300	0,689	0,663	0,655	0,738	0,92	0,848
400	0,689	0,665	0,644	0,732	0,9	0,834
500	0,685	0,674	0,64	0,677	0,9	0,822
600	0,689	0,685	0,635	0,672	0,9	0,806
700	0,686	0,705	0,621	0,692	0,9	0,788
800	0,699	0,719	0,602	0,706	—	0,744
900	0,708	0,743	0,588	0,723	—	0,755
1000	0,714	0,77	0,58	0,736	—	0,74



СПИСОК РЕКОМЕНДОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Дзюзер, В. Я.* Проектирование энергоэффективных стекловаренных печей : монография / под ред. В. Я. Дзюзера. — М. : Теплотехник, 2009. — 340 с.
2. *Гусовский, В. Л.* Методики расчета нагревательных и термических печей : учебно-справ. изд. / В. Л. Гусовский, А. Е. Лифшиц. — М. : Теплотехник, 2004. — 400 с.
3. *Левченко, П. В.* Расчеты печей и сушил силикатной промышленности : учеб. пособие. — М. : ООО «ИД „Альянс“», 2007. — 366 с.
4. *Телегин, А. С.* Тепломассоперенос : учебник / А. С. Телегин, В. С. Швыдкий, Ю. Г. Ярошенко ; под ред. Ю. Г. Ярошенко. — М. : Академкнига, 2002. — 455 с.
5. *Баскаков, А. П.* Теплотехника : учебник / А. П. Баскаков, Б. В. Берг, О. К. Витт [и др.] ; под ред. А. П. Баскакова. — М. : Энергоатомиздат, 1991. — 224 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Введение	6
ЧАСТЬ I	
Техническая термодинамика	
<i>Глава 1</i>	
Основные понятия термодинамики	10
1.1. Термодинамическая система	11
1.2. Параметры состояния	12
1.3. Термическое уравнение состояния	15
1.4. Термодинамический процесс	20
1.5. Внутренняя энергия. Работа и теплота	21
1.6. Теплоемкость газов	25
1.7. Газовые смеси	28
1.8. Энтальпия	31
1.9. Влажный воздух	33
Контрольные вопросы	39
<i>Глава 2</i>	
Законы термодинамики	40
2.1. Нулевой закон термодинамики	40
2.2. Первый закон термодинамики	40
2.2.1. Уравнение первого закона термодинамики	41
2.2.2. Приложение первого закона термодинамики к изопроцессам в идеальном газе	42
2.3. Второй закон термодинамики	47
2.3.1. Энтропия	47
2.3.2. Формулировка второго закона термодинамики	52
2.4. Третий закон термодинамики	55
Контрольные вопросы	56
<i>Глава 3</i>	
Термодинамические циклы	57
3.1. Циклический процесс. Тепловой двигатель	57
3.2. Цикл Карно	60
3.2.1. Идеализированный цикл Карно	60
3.2.2. Обратимый цикл Карно	62
3.3. Применение законов термодинамики к циклу Карно	66
3.4. Эксергия	70
Контрольные вопросы	72

Глава 4

Термодинамика газовых потоков	73
4.1. Уравнение первого закона термодинамики для потока	73
4.2. Параметры заторможенного потока	77
4.3. Сопла и диффузоры	79
4.3.1. Скорость и массовый расход газа	79
4.3.2. Скорость звука. Критические параметры газа	81
4.3.3. Форма каналов сопел и диффузоров	84
4.4. Истечение через суживающееся сопло. Сопло Лаваля	87
4.4.1. Истечение идеального газа	87
4.4.2. Истечение реального газа	89
4.5. Газодинамические функции	91
Контрольные вопросы	100

ЧАСТЬ II**Основы теплообмена***Глава 5*

Общая характеристика теплообмена	102
5.1. Основные понятия и определения	102
5.2. Виды теплообмена	103
Контрольные вопросы	111

Глава 6

Кондуктивный теплообмен	112
6.1. Краевые условия теплопроводности	112
6.2. Коэффициент теплопроводности	114
6.3. Расчет стационарной теплопередачи	117
6.3.1. Плоская стенка с граничными условиями I рода	117
6.3.2. Плоская стенка с граничными условиями III рода	119
6.4. Расчет тепловых потерь через печные ограждения	126
6.4.1. Теплопередача через плоскую многослойную стенку	127
6.4.2. Теплопередача через цилиндрическую многослойную стенку	129
Контрольные вопросы	141

Глава 7

Конвективный теплообмен	142
7.1. Уравнения конвективного теплообмена	142
7.2. Теоремы и числа подобия	144
7.3. Критериальные уравнения	149
7.4. Конвективная теплоотдача при вынужденном движении газа	151
7.4.1. Теплоотдача при движении в трубах и каналах	151
7.4.2. Теплоотдача при продольном обтекании пластины и труб	154
7.4.3. Теплоотдача при поперечном обтекании пучка труб	155
7.5. Конвективный теплообмен при струйном обтекании тел	158
Контрольные вопросы	168

Глава 8

Радиационный теплообмен	169
8.1. Законы теплового излучения	169
8.1.1. Законы излучения абсолютного черного тела	169
8.1.2. Законы излучения реальных тел	172
8.2. Радиационные свойства тел и сред	173
8.3. Оптико-геометрические характеристики излучения	180

8.4. Методы расчета теплообмена излучением	186
8.4.1. Метод сальдо-потоков	186
8.4.2. Зональный метод	188
8.5. Теплообмен излучением в пламенных печах	190
8.6. Режимы радиационного теплообмена в пламенных печах	194
8.7. Расчет тепловых потерь излучением через окна в кладке печей	197
Контрольные вопросы	200

ЧАСТЬ III

Тепловая работа печей

Глава 9

Сжигание газа в пламенных печах	202
9.1. Теоретические основы горения	202
9.2. Расчет параметров полного сгорания газа	205
9.3. Температуры горения газа	208
9.4. Газогорелочные устройства	211
9.4.1. Основные характеристики и классификация горелок	211
9.4.2. Особенности расчета горелочного устройства регенеративной стекловаренной печи	218
Контрольные вопросы	228

Глава 10

Расчет тепловой работы печей	229
10.1. Основные понятия и допущения	229
10.2. Термодинамический анализ тепловой работы печей	232
10.3. Принципы расчета тепловой работы печей	235
10.4. Методика составления теплового баланса	237
10.4.1. Уравнение теплового баланса	238
10.4.2. Характеристики тепловой эффективности печей	240
10.4.3. Расчет статей теплового баланса	241
10.5. Особенности расчета теплового баланса стекловаренных печей	248
Контрольные вопросы	260

Глава 11

Теплообменные аппараты	261
11.1. Общие сведения	261
11.2. Тепловой расчет рекуператоров	265
11.3. Тепловой расчет регенераторов	281
11.4. Особенности расчета многооборотных регенераторов	294
Расчет горячей камеры регенератора	299
Расчет холодной камеры регенератора	304
Расчет горячей камеры регенератора	310
Расчет средней камеры регенератора	314
Расчет холодной камеры регенератора	317
Контрольные вопросы	321

Глава 12

Энергоэффективная футеровка стекловаренных печей	322
12.1. Классификация и основные свойства огнеупоров	322
12.2. Огнеупорная футеровка варочной части печи	330
12.3. Холодная футеровка стекловаренных печей	343
12.3.1. Граничные условия расчета тепловой изоляции	343
12.3.2. Тепловая изоляция рабочего пространства	349
12.3.3. Тепловая изоляция варочного бассейна	354
12.4. Энергоэффективная структура кладки регенератора	360
Контрольные вопросы	365

Приложение	367
-------------------	-----

Список рекомендованной литературы	380
--	-----

Владимир Яковлевич ДЗЮЗЕР

ТЕПЛОТЕХНИКА И ТЕПЛОВАЯ РАБОТА ПЕЧЕЙ

Учебное пособие

Издание второе, исправленное и дополненное

Зав. редакцией
инженерно-технической литературы *Т. Ф. Гаврильева*
Ответственный редактор *Н. В. Черезова*
Технический редактор *Е. С. Жукович*
Корректор *Д. В. Галанина*
Подготовка иллюстраций *А. П. Маркова*
Верстка *Е. Е. Егорова*
Выпускающие *О. В. Шилкова, Т. С. Симонова*

ЛР № 065466 от 21.10.97
Гигиенический сертификат 78.01.07.953.П.007216.04.10
от 21.04.2010 г., выдан ЦГСЭН в СПб

Издательство «ЛАНЬ»

lan@lanbook.ru; www.lanbook.com
196105, Санкт-Петербург, пр. Юрия Гагарина, д. 1, лит. А.
Тел./факс: (812) 336-25-09, 412-92-72.
Бесплатный звонок по России: 8-800-700-40-71

ГДЕ КУПИТЬ

ДЛЯ ОРГАНИЗАЦИЙ:

Для того, чтобы заказать необходимые Вам книги, достаточно обратиться в любую из торговых компаний Издательского Дома «ЛАНЬ»:

по России и зарубежью

«ЛАНЬ-ТРЕЙД». 192029, Санкт-Петербург, ул. Крупской, 13
тел.: (812) 412-85-78, 412-14-45, 412-85-82; тел./факс: (812) 412-54-93
e-mail: trade@lanbook.ru; ICQ: 446-869-967
www.lanpbl.spb.ru/price.htm

в Москве и в Московской области

«ЛАНЬ-ПРЕСС». 109263, Москва, 7-я ул. Текстильщиков, д. 6/19
тел.: (499) 178-65-85; e-mail: lanpress@lanbook.ru

в Краснодаре и в Краснодарском крае

«ЛАНЬ-ЮГ». 350901, Краснодар, ул. Жлобы, д. 1/1
тел.: (861) 274-10-35; e-mail: lankrd98@mail.ru

ДЛЯ РОЗНИЧНЫХ ПОКУПАТЕЛЕЙ:

интернет-магазины:

Издательство «Лань»: <http://www.lanbook.com>
«Сова»: <http://www.symplex.ru>; «Ozon.ru»: <http://www.ozon.ru>
«Библион»: <http://www.biblion.ru>

Подписано в печать 05.11.15.
Бумага офсетная. Гарнитура Школьная. Формат 84×108^{1/32}.
Печать офсетная. Усл. п. л. 20,16. Тираж 100 экз.

Заказ № .

Отпечатано в полном соответствии с качеством
предоставленного оригинал-макета.
в ПАО «Т8 Издательские Технологии».
109316, г. Москва, Волгоградский пр., д. 42, к. 5.