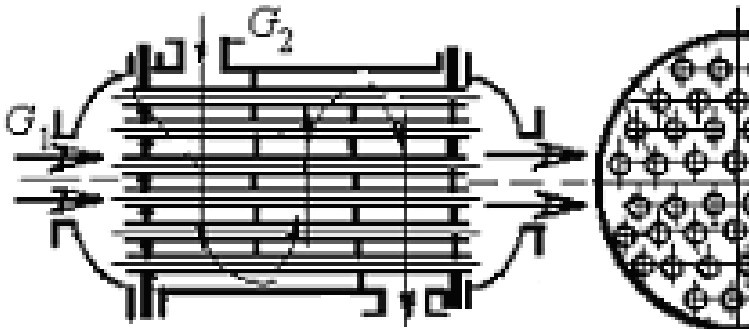


*В.В. САХИН, Е.М. ГЕРЛИМАН,
Н.А. БРЫКОВ*

ТЕПЛОПЕРЕДАЧА В ПРИМЕРАХ И ЗАДАЧАХ



Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Балтийский государственный технический университет «Военмех»

В.В. САХИН, Е.М. ГЕРЛИМАН, Н.А. БРЫКОВ

ТЕПЛОПЕРЕДАЧА В ПРИМЕРАХ И ЗАДАЧАХ

Санкт-Петербург
2019

УДК 536.24 (076)
С22

Сахин, В.В.
С22 Теплопередача в примерах и задачах / В.В. Сахин, Е.М. Герлиман, Н.А. Брыков; Балт. гос. техн. ун-т. – СПб., 2019. – 165 с.

Приведены примеры и задачи для аудиторного практикума и задания для самостоятельной работы студентов по теплотехнике. Изложена методология постановки и решения задач в области теплопередачи. Каждый раздел содержит краткую теоретическую часть, включающую основные понятия и формулы, пояснения к ним, примеры с подробным решением задач и задачи для самостоятельного решения.

Для обучающихся по программам бакалавров по направлениям подготовки «Теплоэнергетика и теплотехника» (профиль «Энергетика теплотехнологий») и «Двигатели летательных аппаратов» (профиль «Авиационная и ракетно-космическая теплотехника»), а также в рамках дисциплин «Термодинамика и теплопередача» и «Основы теплотехники» как очной, так и заочной форм обучения.

УДК 536.24 (076)

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. БГТУ *В.А. Пинчук*, канд. техн. наук, вед. инж. АО ЦКБ МТ «Рубин» *М.С. Яковчук*

*Утверждено
редакционно-издательским
советом университета*

© Авторы, 2019
© БГТУ, 2019

ПРЕДИСЛОВИЕ

На многочисленных примерах, доведённых до численного решения, показаны алгоритмы расчёта процессов теплообмена, встречающихся в теплотехнике.

Рассмотрены элементарные процессы теплообмена: теплопроводность (на примерах одно- и многослойных стенок), конвективная теплоотдача на поверхности теплообмена, тепловое излучение в системе реальных тел и теплопередача, объединяющая эти виды теплообмена. Исследуются закономерности теплообмена в теплообменных аппаратах как в однородной среде, так и при фазовых превращениях теплоносителей (кипение жидкости и конденсация её паров).

Цель – обеспечение аудиторного практикума и помощь при самостоятельной работе студентов, при выполнении курсовых проектов и выпускных квалификационных работ.

Содержание соответствует дисциплинам по теплотехнике: теплопередача, теория теплообменных процессов, теплообменные аппараты; термовлажностные и низкотемпературные процессы и установки.

Каждый раздел пособия содержит краткую теоретическую часть (общие положения), дающую определения основных понятий, основные формулы, пояснения к ним, примеры с подробным изложением решения задач и сами задачи для самостоятельного решения. Все задачи снабжены ответами, в наиболее сложных случаях даются рекомендации к их решению. В типовых примерах и задачах используются формулы и рекомендации со ссылкой на пособия, содержащие необходимый теоретический материал, а также некоторые другие расчётные соотношения, широко применяемые в инженерной практике.

Для освоения теоретической части процессов теплообмена рекомендуются учебники и пособия [1–3; 11–13], справочная литература [4–6], вспомогательная и специальная литература [7–10].

«Лучше было бы, если б вы из арифметики, по крайности, хотя четыре правила сложения знали. Тогда бы вы могли сообразить, что в каждой машине расчёт силы есть; а то вот хоша вы очень в руках искусны, а не сообразили, что такая малая машина, как в нимфазории, на самую аккуратную точность рассчитана и её подковок несть не может. Через это нимфазория и не прыгает и танцует».

Н.С. Лесков. Левша (Сказ о тульском косом Левше и о стальной блохе).

ВВЕДЕНИЕ

Теплопередача – раздел теплотехники, в котором изучают и рассчитывают процессы теплообмена рабочих тел (газов и паров) с элементами конструкций аппаратов энергетических установок при их эксплуатации. Этот процесс заложен в основу функционирования теплообменных аппаратов вне зависимости от их типа и назначения. Цель расчётов – определение тепловых нагрузок на конструкцию системы, а также выявление путей снижения тепловых потерь для повышения эффективности производства теплоты и работы этими системами, определение параметров систем охлаждения тепловых двигателей и теплообменных аппаратов энергетических систем с учётом их интенсификации.

Многочисленным опытом выработаны вполне определённые рекомендации по порядку (алгоритму) постановки задачи теплового проектирования различных элементов и агрегатов энергетических установок [1–3].

Во-первых, нужно изобразить в полном объёме так называемую *физическую схему* задачи – изучаемый объект, его особенности, форму, геометрические размеры, выявить материал конструкций и тип теплоносителя и т.д. На схеме следует нанести условные обозначения всех заданных параметров (температур, давлений, скоростей и т.п.), а также и искомых параметров (тепловой поток или искомые температуры, конструкцию и её основные размеры).

Во-вторых, следует тщательно разработать (составить) *математическую модель* исследуемого явления – систему уравнений с условиями однозначности её решения [1–3]. Математическая модель должна быть замкнута (количество уравнений должно быть равно количеству неизвестных, искомых величин). Модель должна быть также

согласована – количество граничных условий решения должно соответствовать уровню математической модели, который определяется степенью или порядком производных в уравнениях, составляющих эту модель. Однако это общее правило постановки задачи не всегда возможно соблюсти, особенно при решении задач теплопередачи. Как правило, в этих задачах условие замкнутой математической модели осуществить не удаётся, так как количество неизвестных параметров, влияющих на теплопередачу, велико, не соответствует числу уравнений, привлекаемых для решения. Такие задачи решаются методом последовательных приближений (*итерационным методом*).

Решение задач итерационным методом требует от исследователя теплопередачи углублённых знаний её особенностей и навыков выделения основных и второстепенных факторов, влияющих на интенсивность теплообмена. Этот опыт приходит к начинающим теплотехникам не столько при изучении теоретического материала [1–3], сколько при решении и анализе разнообразных случаев, предлагаемых в ходе аудиторного практикума.

Каждый раздел практикума сопровождается большим количеством примеров, доведённых до численного решения с анализом его результатов. Приведённые задачи для самостоятельного решения могут быть предложены студентам как во время аудиторного практикума, так и в качестве дополнительной расчётной работы или курсового проектирования.

Прежде чем приступить к решению задачи, следует ознакомиться с теоретической частью материала по теме, а также использовать работы, приведённые в библиографии. При разборе представленных примеров нужно внимательно проследить за алгоритмом постановки задачи и ходом её решения.

В каждом конкретном случае при решении задачи студент обязан разработать и представить преподавателю эскиз физической схемы исследуемого процесса, показать геометрические размеры объекта, изобразить примерный вид температурных полей, выписать все исходные данные и составить систему уравнений, используемых при описании процесса [2, 3].

Решение задачи следует пояснять текстом в логической последовательности (см. приведённые примеры решения). Результаты решения следует выделять в заключительной части решения, сопровождая их комментариями с указанием размерности величин. Некоторые примеры постановки задач расчёта теплопередачи приведены в [11].

1. ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ

1.1. Теплопроводность плоской стенки

Расчёт теплового потока и тепловой изоляции в задачах теплопроводности при стационарном режиме в случае плоской стенки [1, 2] выполняется на основе решения задачи о теплопроводности плоского равномерно прогретого слоя, теплопроводность материала которого известна (справочная величина [4, 5]). Это решение имеет вид

$$q = \Delta T_w / R_w ; \quad R_w = \sum \delta / \lambda_w, \quad (1.1)$$

где q – плотность теплового потока, Вт/м²; $\Delta T_w = t_{w1} - t_{w2}$ – температурный напор на плоский слой (в частности, на стенку) как разность температур на его поверхностях; R_w – термическое сопротивление плоской многослойной стенки, (Вт/(м²·К))⁻¹, определяется суммой сопротивлений её слоёв толщиной δ с теплопроводностью материала как функции температуры $\lambda_w(t)$, Вт/(м·К), усреднённой в заданном интервале температур $t_{w1} \dots t_{w2}$ на поверхностях стенки.

В общем случае зависимость теплопроводности различных материалов от температуры выражается *линейными функциями*

$$\lambda(T) = a(1 + b_1 \cdot t) \quad \text{или} \quad \lambda(T) = a + b_2 \cdot t; \quad (1.2a)$$

в которых константы a и b определяются типом материала; температура t подставляется в градусах Цельсия. Формулы вида (1.2a) собраны в справочники по теплофизическим свойствам веществ (например, [4, 5]).

Осреднённое значение теплопроводности в интервале температур $t_{w1} \dots t_{w2}$ с учётом (1.2a) рассчитывают по формуле [4]

$$\lambda_w = a \left(1 + b \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} \right). \quad (1.26)$$

Пример 1.1.1. Плоская стенка толщиной $\delta = 50$ мм (рис. 1.1) выполнена из однородного материала и равномерно прогрета по поверхности. Температуры на поверхностях стенки поддерживаются постоянными и равны $t_{w1} = 100$ °С и $t_{w2} = 60$ °С.

Исследовать зависимость плотности теплового потока через стенку от теплопроводности следующих материалов: сталь, бетон и диатомитовый кирпич. Теплопроводность указанных материалов взять из справочника [4].

Решение. Поскольку стенка прогрета равномерно, будем полагать её температурное поле одномерным [1, 2], при этом для расчёта плотности теплового потока через стенку используем (1.1).

1. Для решения задачи необходимо определить теплопроводность материалов и усреднить её величину в заданном интервале температур. В справочнике [4] находим следующие сведения:

- теплопроводность стали $\lambda_w(t)$ увеличивается при повышении температуры и при $t_{w2} = 60\text{ }^\circ\text{C}$ составляет 38, а при $t_{w1} = 100\text{ }^\circ\text{C}$ уже 42 Вт/(м·К). Следовательно, осреднённое значение теплопроводности стали в заданном интервале температур (при среднеарифметическом значении $t_w = 80\text{ }^\circ\text{C}$) $\lambda_{w1} = 40\text{ Вт/(м·К)}$;

- осреднённые значения теплопроводности бетона и диатомитового кирпича находим аналогично, эти значения соответственно равны $\lambda_{w2} = 1,1$ и $\lambda_{w3} = 0,11\text{ Вт/(м·К)}$.

Перечисленные допущения при решении задачи позволяют получить аналитическое решение теплопроводности плоской равномерно прогретой стенки [1] в виде формулы (1.1).

2. Из условия задачи определим температурный напор на стенку:

$$\Delta T_w = t_{w1} - t_{w2} = 100 - 60 = 40^\circ.$$

3. Определим значения термических сопротивлений стенки (1.1): $R_{w1} = 50 \cdot 10^{-3} / 40 = 1,25 \cdot 10^{-3}$ для стали; $R_{w2} = 50 \cdot 10^{-3} / 1,1 = 45,45 \cdot 10^{-3}$ для бетона и $R_{w3} = 50 \cdot 10^{-3} / 0,11 = 45,45 \cdot 10^{-2}\text{ (Вт/(м}^2\cdot\text{К))}^{-1}$ для диатомитового кирпича.

4. С помощью (1.1) подсчитываем плотность теплового потока через стенку: $q_1 = 40 / (1,25 \cdot 10^{-3}) = 32 \cdot 10^3$ для стали; $q_2 = 40 / (45,45 \cdot 10^{-3}) = 0,88 \cdot 10^3$ для бетона и $q_3 = 40 / (45,45 \cdot 10^{-2}) = 88,01\text{ Вт/м}^2$ для диатомитового кирпича.

Выводы. 1. Термическое сопротивление плоской стенки в условиях задачи изменяется в зависимости от теплопроводности материала на два порядка.

2. Термическое сопротивление стальной стенки невероятной толщины ($\delta = 50\text{ мм!}$, что весьма редко встречается в конструкциях современных энергетических установок) всё равно будет на порядок меньше сопротивления теплоизоляционных материалов и линейно убывает с уменьшением её толщины.

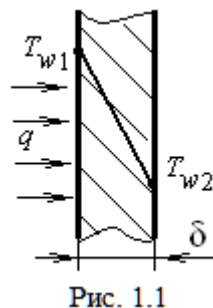


Рис. 1.1

3. Диамитовый кирпич, материал которого в задаче имеет минимальную теплопроводность, является предпочтительным для тепловой изоляции стенки. Его использование при неизменном температурном напоре на порядок снижает тепловые потери через бетонную стенку.

Пример 1.1.2. Плоская стенка топки парового котла [12] выполнена из шамотного кирпича толщиной $\delta = 250$ мм. Температуры её поверхностей равны $t_{w1} = 1350$ °С и $t_{w2} = 50$ °С. Теплопроводность шамотного кирпича существенно зависит от его температуры, значение которой должно быть усреднено в заданном диапазоне температур.

Для теплопроводности шамотного кирпича формулы (1.2, а, б) имеют следующий вид [4]:

$$\lambda(T) = 0,838(1 + 7 \cdot 10^{-4} t), \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

Вычислить плотность теплового потока через стенку.

Решение. Для решения задачи с использованием (1.1) необходимо определить осреднённую величину теплопроводности кирпича в заданном интервале температур. В случае ее линейной зависимости от температуры (1.2а) осреднённое значение рассчитывают для шамотного кирпича [4] по формуле

$$\lambda_w = a \left(1 + b \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} \right) = 0,838 \left(1 + 7 \cdot 10^{-4} \frac{1350 + 50}{2} \right) = 1,249 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

Следовательно, плотность теплового потока через стенку (1.1)

$$q = \frac{1,249}{0,25} (1350 - 50) = 6,495 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2.$$

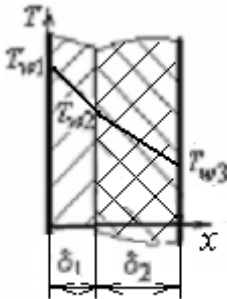


Рис. 1.2

Задача 1.1.1. Стенка топочной камеры парового котла [12] выполнена из слоя огнеупорного пеношамота толщиной $\delta_1 = 125$ мм, нанесённого на слой красного кирпича толщиной $\delta_2 = 500$ мм (рис. 1.2). Температура на внутренней поверхности топочной камеры (на внешней поверхности слоя из пеношамота) $t_{w1} = 1100$ °С и на внешней поверхности слоя кирпича $t_{w3} = 50$ °С. Известна зависимость теплопроводности пеношамота от температуры (1.2а):

$$\lambda_1(T) = 0,28 + 2,3 \cdot 10^{-4} t, \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)},$$

а теплопроводность кирпича слабо зависит от температуры и равна $\lambda_2 = 0,7 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$.

Вычислить тепловые потери через 1 м^2 стенки топочной камеры и температуру t_{w2} в плоскости соприкосновения её слоёв. Для повышения эффективности парового котла наметить пути снижения тепловых потерь с поверхности его топочной камеры.

Рекомендации. 1. Для сокращения потерь теплоты через стенку необходимо увеличивать то термическое сопротивление её слоёв, величина которого максимальна (при условии, что это не вызовет значительные экономические затраты на теплоизоляцию).

2. При заданных условиях задачи температуру t_{w2} в плоскости соприкосновения слоёв теплоизоляции непосредственно определить не удаётся, так что задача решается методом итераций (приближений к решению) с заданной точностью (обычно это 2..3%). За определяющий параметр в расчёте принять плотность теплового потока через стенку камеры.

Ответ: $q = 1089,2 \text{ Вт}/\text{м}^2$; $t_{w2} = 816,9 \text{ }^\circ\text{С}$.

Задача 1.1.2. Производственная установка имеет ёмкость для стабилизации температуры технологического раствора. Плоские стенки ёмкости общей площадью $F_w = 5 \text{ м}^2$ покрыты двумя слоями тепловой изоляции. Стенка стальная, толщиной $\delta_2 = 8 \text{ мм}$, теплопроводность стали [4] $\lambda_2 = 46,5 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$. Первый внутренний слой, нанесённый на стенку, выполнен из полиуретана толщиной $\delta_1 = 50 \text{ мм}$, теплопроводность которого в зависимости от температуры (1.2а) вычисляют как [4]:

$$\lambda_1 = 0,144 + 1,4 \cdot 10^{-4} t, \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К}).$$

Второй, наружный слой толщиной $\delta_3 = 10 \text{ мм}$ представляет собой известковую штукатурку, коэффициент теплопроводности которой [4] $\lambda_3 = 0,698 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$. Температура внутренней поверхности стенки ёмкости $t_{w1} = 250 \text{ }^\circ\text{С}$, на внешней поверхности изоляции $t_{w4} = 50 \text{ }^\circ\text{С}$.

Вычислить тепловой поток, передаваемый через стенки ёмкости (т.е. потери теплоты), температуру на обеих поверхностях стальной стенки и построить график распределения температуры по толщине рассматриваемой плоской системы.

Предложить меры, направленные на снижение тепловых потерь из ёмкости.

Рекомендация. Так как перепад температур на слое из полиуретана не задан, а его теплопроводность существенно зависит от температуры, решение выполняем методом последовательных приближений

(итераций). За определяющий параметр в расчёте принимаем температуру на внутренней поверхности слоя полиуретана.

Ответ: $Q = 3,165 \cdot 10^3$ Вт при $t_{w2} \approx t_{w3} \approx 60$ °С.

1.2. Теплопроводность цилиндрической стенки

Тепловой поток и тепловую изоляцию в случае цилиндрической стенки (рис. 1.3) рассчитывают на основе решения задачи о теплопроводности цилиндрического равномерно прогретого слоя [1, 2], теплопроводность материала которого известна (справочная величина (1.2)). Это решение имеет вид

$$Q_l = \pi \Delta T_w / R_{wl}, \quad R_{wl} = \frac{1}{2\lambda_w} \ln \frac{d_2}{d_1}, \quad (1.3)$$

где Q_l – тепловой поток через погонный метр равномерно прогретой трубы, Вт/м; $\Delta T_w = t_{w1} - t_{w2}$ – температурный напор на цилиндрический слой; R_{wl} – термическое сопротивление погонного метра цилиндрической стенки как функция её геометрических размеров (соотношение внешнего d_2 и внутреннего d_1 диаметров) и теплопроводности λ_w материала (Вт/(м·К))⁻¹. При этом теплопроводность материала (1.2б) усреднена в заданном интервале температур.

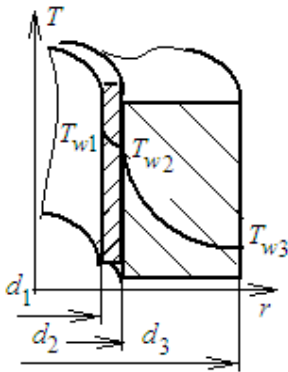


Рис. 1.3

Из (1.3) следует: в случае задач тепловой изоляции трубы (трубопровода) необходимо повышать термическое сопротивление теплопроводности за счёт как уменьшения теплопроводности материала, так и увеличения толщины слоя изоляции, нанесённого на трубу. При расчёте следует учитывать критический диаметр теплоизоляции трубы [1, 2].

Пример 1.2.1. Из котельной установки к паровой турбине [12] установлен паропровод с диаметрами трубы $d_1/d_2 = 150/160$ мм, покрытый слоем тепловой изоляции толщиной $\delta_2 = 100$ мм (рис. 1.3). Теплопроводность стенки трубы (сталь) $\lambda_1 = 50$ Вт/(м·К) и изоляции на основе стекловаты $\lambda_2 = 0,08$ Вт/(м·К) [4]. Температура на внутренней поверхности трубы $t_{w1} = 400$ °С, а на наружной поверхности теплоизоляции $t_{w3} = 50$ °С.

Найти тепловые потери с единицы длины паропровода Q_l , Вт/м, и температуру T_{w2} на внешней поверхности трубы. Наметить пути снижения тепловых потерь.

Решение. При решении задачи воспользуемся формулами (1.3), для чего нужно найти температурный напор на цилиндрическую систему и её термическое сопротивление.

1. Температурный напор $\Delta T_w = t_{w1} - t_{w3} = 400 - 50 = 350^\circ$.

2. Термическое сопротивление системы паропровода с изоляцией рассчитываем как сумму сопротивлений её слоёв [1, 2]:

$$R_{wl} = \frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} = \frac{1}{2 \times 50} \ln \frac{160}{150} + \frac{1}{2 \times 0,08} \ln \frac{360}{160} = 6,45 \cdot 10^{-4} + 5,07 = 5,07 \text{ (Вт/м} \cdot \text{К)}^{-1}.$$

Следовательно, термическое сопротивление стальной стенки трубы паропровода (как, впрочем, и любых конструкций, выполненных из металла) несопоставимо мало по сравнению с сопротивлением слоя теплоизоляции, нанесённого на эту трубу. Это обстоятельство, согласно формуле (1.3), определяет температуру на внешней поверхности трубы, практически равную по величине температуре на её внутренней поверхности, т.е. $t_{w2} \approx t_{w1} = 400^\circ \text{C}$.

3. По формуле (1.3) определяем тепловые потери с единицы длины трубопровода по термическому сопротивлению тепловой изоляции:

$$Q_l = \pi \Delta T_w / R_{wl} = \pi 350 / 5,07 = 216,8 \text{ Вт/м.}$$

4. Для уменьшения тепловых потерь с трубопровода необходимо при его теплоизоляции применить менее теплопроводный материал $\lambda'_2 < 0,08 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ или увеличить толщину слоя изоляции $\delta'_{из} > 100 \text{ мм}$.

Пример 1.2.2. Котельная установка [12] оборудована железобетонной дымовой трубой с внутренним диаметром $d_2 = 800 \text{ мм}$ и наружным диаметром $d_3 = 1300 \text{ мм}$. Труба должна быть футерована (внутри) огнеупором.

Определить: 1) толщину футеровки δ_0 и температуру t_{w3} наружной поверхности трубы из условия, чтобы тепловые потери с погонного метра трубы Q_l не превышали $2 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}$, а температура t_{w2} внутренней поверхности железобетонной трубы не превышала 200°C . Температура внутренней поверхности футеровки допускается в пределах $t_{w1} = 425^\circ \text{C}$. Теплопроводность огнеупора $\lambda_1 = 0,5 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$, для бетона $\lambda_2 = 1,1 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ [4];

2) толщину футеровки, если она выполнена из шамотного кирпича, теплопроводность которого [4]

$$\lambda_1(T) = 0,84 + 6,0 \cdot 10^{-4} t, \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

Решение. 1. Найдём температуру наружной поверхности трубы:

- воспользуемся формулой (1.3), предварительно подсчитав термическое сопротивление слоя бетона:

$$R_{l2} = \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} = \frac{1}{2 \times 1,1} \ln \frac{1300}{800} = 0,22 \text{ (Вт/(м·К))}^{-1},$$

следовательно, $t_{w3} = t_{w2} - \frac{1}{\pi} Q_l R_{l2} = 200 - \frac{1}{\pi} 2 \cdot 10^3 \times 0,22 = 59,9 \text{ }^\circ\text{C}$;

- определим толщину огнеупора, рассчитав необходимую величину его термического сопротивления, преобразовав (1.3):

$$R_{l1} = \frac{\pi(t_{w1} - t_{w2})}{Q_l} = \frac{\pi(425 - 200)}{2 \cdot 10^3} = 0,35 \text{ (Вт/(м·К))}^{-1}.$$

Так как $R_{l1} = \frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1}$, то $d_1 = d_2 / \exp(2\lambda_1 R_{l1}) = 564 \text{ мм}$, где $d_1 = d_2 - 2\delta_0$,

$$\delta_0 = 0,5(d_2 - d_1) = 0,5(800 - 564) = 118 \text{ мм}.$$

2. Определим толщину футеровки, выполненной из шамотного кирпича:

- найдём осреднённое значение теплопроводности футеровки (1.2б):

$$\lambda_{w2} = a + b \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} = 0,84 + 6,0 \cdot 10^{-4} \left(\frac{425 + 200}{2} \right) = 1,03 \text{ Вт/(м·К)};$$

- рассчитаем размеры слоя футеровки из шамотного кирпича:

$$d_1 = d_2 / \exp(2\lambda_{w1} R_{l1}) = 800 / \exp(2 \times 1,03 \times 0,35) = 389 \text{ мм},$$

$$\delta_0 = 0,5(d_2 - d_1) = 0,5(800 - 389) = 205,5 \text{ мм}.$$

Выводы: толщина футеровки трубы, изготовленной из шамотного кирпича, в 1,72 раза больше толщины огнеупора. Окончательное решение выполняется с учётом технико-экономического обоснования затрат на футеровку трубы.

Задача 1.2.1. В дымовой шахте парового котла установлен змеевик пароперегревателя [12], выполненный из труб с диаметрами $d_1/d_2 = 32/42 \text{ мм}$ (жароупорная сталь [4], $\lambda_1 = 14 \text{ Вт/(м·К)}$). Температура на внешней поверхности трубы $t_{w2} = 580 \text{ }^\circ\text{C}$, на внутренней $t_{w1} = 450 \text{ }^\circ\text{C}$.

Вычислить тепловой поток Q_l с погонного метра змеевика пароперегревателя в поток пара, движущегося по трубе.

Ответ: $Q_l = 42,04$ кВт/м.

Задача 1.2.2. Паропровод для вторичного перегрева пара [12], выполненный из стальной трубы с диаметрами $d_1/d_2 = 250/260$ мм ($\lambda_1 = 50$ Вт/(м·К)), покрыт двойным слоем теплоизоляции толщиной $\delta_2 = 50$ мм ($\lambda_2 = 0,08$ Вт/(м·К)) и $\delta_3 = 80$ мм ($\lambda_3 = 0,2$ Вт/(м·К)). Температура на внутренней поверхности паропровода $t_{w1} = 400$ °С, на наружной поверхности изоляции $t_{w4} = 30$ °С.

Найти тепловые потери Q_l с погонного метра паропровода и температуру t_{w3} между слоями изоляции. Сделать практические выводы по результатам решения. Изменить толщину или материал внешнего слоя изоляции так, чтобы тепловые потери сократились на 25%.

Ответ: $Q_l = 393,83$ Вт/м, $t_{w3} \approx 145,4$ °С.

Задача 1.2.3. Трубопровод выполнен из стальной трубы ($\lambda_1 = 50$ Вт/(м·К)) с диаметрами $d_1/d_2 = 100/110$ мм, покрытой теплоизоляцией в два слоя одинаковой толщины $\delta_2 = \delta_3 = 50$ мм из материалов с теплопроводностью $\lambda_2 = 0,06$ Вт/(м·К) и $\lambda_3 = 0,12$ Вт/(м·К) [4]. Температура внутренней поверхности трубы $t_{w1} = 250$ °С, а на наружной поверхности изоляции $t_{w4} = 50$ °С.

Определить потери теплоты с погонного метра трубопровода и температуру на поверхности соприкосновения слоёв изоляции.

Сделать практические выводы по результатам решения.

Ответ: $Q_l = 89,59$ Вт/м; $t_{w3} = 96,2$ °С.

2. КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛОБМЕН. ТЕПЛОТДАЧА

Конвективный теплообмен, в отличие от теплопроводности, когда энергия (теплота) в неподвижной или движущейся среде передаётся только её молекулярной структурой, осуществляется при движении среды совместно с переносом её теплосодержания. Подвижную среду принято называть жидкостью или теплоносителем (это капельные жидкости и газы) [1].

Конвективный перенос теплоты, сопровождаемый теплопроводностью между слоями с различной температурой в потоке теплоносителя, называют **конвективным теплообменом**.

На практике наиболее часто встречается теплообмен между потоком теплоносителя и поверхностью стенки (или тела) – **конвективная теплоотдача**. При этом теплота «отдаётся» либо теплоносителем

лем к телу через его поверхность, либо, наоборот, от тела в поток теплоносителя. Теоретические основы конвективного теплообмена (теплоотдачи) изложены в [1–3].

Основным уравнением, описывающим теплоотдачу, является уравнение гипотезы Ньютона [1–3]

$$Q = \alpha(T_{\text{ж}} - T_w)F_w, \quad q = \alpha(T_{\text{ж}} - T_w), \quad (2.1)$$

где Q – тепловой поток, участвующий в теплоотдаче Вт; $T_{\text{ж}}$ – осреднённая температура жидкости (теплоносителя) вдоль по поверхности теплообмена F_w ; T_w – осреднённая температура поверхности теплообмена; $T_{\text{ж}} - T_w = \Delta T_w$ – температурный напор теплоотдачи; $q = Q/F_w$ – плотность теплового потока на поверхности теплообмена, Вт/м²; α – коэффициент теплоотдачи Вт/(м²·К).

Задачи о теплоотдаче сводятся либо к расчёту теплового потока Q при заданном значении F_w или, наоборот, к определению необходимой поверхности теплоотдачи F_w при заданном значении Q .

Коэффициент теплоотдачи рассчитывают на основе критериального уравнения, в общем случае имеющего следующий вид [1, 2]:

$$\text{Nu} = f(\text{Re}, \text{Gr}, \text{Pr}, \dots \Phi). \quad (2.2)$$

Полный вывод критериев подобия, составляющих уравнение (2.2), приведен в [3].

В (2.2) $\text{Nu} = \alpha l_0 / \lambda_{\text{ж}}$ – **число Нуссельта**, определяемая расчётом величина, содержащая искомый коэффициент α ; l_0 – характерный размер процесса, $\lambda_{\text{ж}}(T_{\text{ж}})$ – теплопроводность жидкости (теплоносителя), эту величину как физический параметр выбирают из справочников

[4–6], а также [10] в зависимости от её рода и температуры; $\text{Re} = \rho_{\text{ж}} w_{\text{ж}} l_0 / \mu_{\text{ж}}$ – **критерий Рейнольдса**, его численное значение характеризует режим течения теплоносителя со скоростью $w_{\text{ж}}$ относительно поверхности теплообмена; $\text{Gr} = \beta_{\text{ж}} g_0 \Delta T_w l_0^3 / \nu_{\text{ж}}^2$ – **критерий Грасгофа**, характеризует интенсивность самопроизвольного движения теплоносителя (свободную конвекцию) в поле тяготения с ускорением g_0 в среде с характерной разностью температур теплоносителя и поверхности тела ΔT_w , $\nu_{\text{ж}}(T_{\text{ж}}) = \mu_{\text{ж}} / \rho_{\text{ж}}$ – кинематическая вязкость теплоносителя; $\beta_{\text{ж}}(T_{\text{ж}})$ – коэффициент объёмного расширения, для газов

$\beta_{\text{г}} = 1/T_{\text{ж}}$. Для капельных жидкостей его величина либо задаётся в справочниках [1, 5], либо рассчитывается по значению плотности, выбранной из таблиц по заданному интервалу температур:

$$\beta_{ж}\Delta T_w = (\rho_w - \rho_{ж})/\rho_{ж}.$$

$Pr_{ж}(T_{ж})$ – **критерий Прандтля** – физический параметр жидкости и, наряду с коэффициентами переноса $\lambda_{ж}(T_{ж})$ и $\mu_{ж}(T_{ж})$, определяется из справочников в зависимости от физической природы и температуры теплоносителя (чаще всего для жидкостей и газов используют [4–6]).

Теплофизические свойства теплоносителей для тепловых расчётов также могут быть получены из аналитических зависимостей от температуры в заданном диапазоне [5].

Зачастую в критериальные уравнения вводят сложные критерии подобия: **число Пекле** $Pe = Re \times Pr$ и **число Рэлея** $Ra = Gr \times Pr$.

Фактор формы тела Φ в (2.2) учитывает все особенности обтекания тела потоком теплоносителя в зависимости от его размеров и формы поверхности.

В большинстве практически встречающихся случаев теплоотдачи уравнения вида (2.2) собраны в справочниках, например, [4, 5]. При разработке математической модели расчёта следует помнить, что рекомендованные критериальные уравнения теплоотдачи обобщают результаты экспериментов с максимальным разбросом в 10...20% [5].

При выборе критериального уравнения из справочников для решения конкретной задачи необходимо учитывать следующие особенности:

1) в зависимости от внешних факторов, вызвавших движение теплоносителя, выделяют свободную и вынужденную конвекцию. Возможны случаи и смешанной конвекции;

2) вынужденная конвекция может реализоваться в безграничном потоке теплоносителя (внешние задачи) и при движении теплоносителя в трубах и каналах (внутренние задачи);

3) по интенсивности движения вынужденная конвекция может происходить в ламинарном или турбулентном режимах течения теплоносителя.

В зависимости от перечисленных и ряда других особенностей критериальные уравнения теплоотдачи существенно и даже принципиально отличаются друг от друга. Следовательно, выбор критериального уравнения для конкретного случая теплоотдачи является наиболее ответственным моментом в решении поставленной задачи.

Критерии подобия, входящие в уравнение (2.2), содержат теплофизические параметры как жидких, так и газообразных теплоносителей. Методики точного определения параметров весьма сложны. В технических расчётах наиболее распространён способ данных эксперимента и расчёта, представленных в виде таблиц. Следует учиты-

вать, что данные для одного и того же рабочего тела, приведенные в различных справочниках, могут существенно отличаться численным значением. Во избежание этого казуса при использовании справочного материала в показанных примерах будет сделана соответствующая ссылка.

При выборе теплофизических параметров теплоносителей из справочных таблиц часто приходится получать их величину, расположенную в некотором интервале приведённых значений. В таких случаях для точных расчётов необходимо выполнить процедуру интерполяции.

Например, при определении параметра A по заданному параметру B используют формулу

$$A = A_n + (A_b - A_n) \frac{B - B_n}{B_b - B_n},$$

где A – искомое значение параметра, приходящееся в таблице между нижним и верхним значениями $A_n < A < A_b$; B – заданный параметр функции $A(B)$, значение которого также находится в диапазоне $B_n < B < B_b$.

2.1. Теплоотдача свободной конвекцией

2.1.1. Свободная конвекция в неограниченном объёме

Критериальное уравнение типа (2.2) при расчёте свободной конвекции, самопроизвольно возникающей в изобарической однородной неограниченной среде на поверхности тел, не содержит критерия Re , так как вынужденное движение теплоносителя отсутствует, и динамику его движения полностью характеризует величина критерия Gr . Произведение критериев $Gr \cdot Pr = Ra$ принято называть числом Рэлея [1, 3], при этом (2.2) преобразуется к формальному виду [1, 4]

$$Nu_p = C(Ra_p)^n (Pr_p/Pr_w)^{0,25}, \quad (2.3a)$$

где константа C и показатель степени n являются функциями числа Ra и определяются в зависимости от его численного значения и формы поверхности теплообмена следующим образом:

- на вертикальной стенке при $Ra_p = 1 \cdot 10^3 \dots 1 \cdot 10^9$ $C = 0,75 \dots 0,8$; $n = 0,25$;
- на вертикальной стенке при $Ra_p > 6 \cdot 10^9$ $C = 0,15$; $n = 0,333$;
- на горизонтальной трубе при $Ra_p = 1 \cdot 10^3 \dots 1 \cdot 10^9$ $C = 0,50$; $n =$

0,25.

Важно отметить, что в формуле (2.3а) индекс «р» означает – физические свойства теплоносителя (β , λ , ν , Pr), входящие в критерии подобия. Их выбирают из справочников *при расчётной температуре жидкости* $t_p = (t_w + t_j)/2$, которая является средней температурой подвижного слоя [4].

В [1] при условии $q_w = \text{const}$ для расчёта средних коэффициентов теплоотдачи на вертикальных поверхностях рекомендуется уравнение

$$Nu_{ж} = 0,75 Ra_{ж}^{0,25} (Pr_{ж}/Pr_w)^{0,25},$$

где за характерную температуру принята *температура жидкости* t_j за пределами движущегося слоя. Для оценки теплоотдачи на поверхности горизонтального цилиндра константа в этом уравнении равна 0,5.

В формуле (2.3а) вводится поправка в виде отношений чисел Pr , предусматривающая изменение температуры, а вместе с ней и физических параметров по толщине движущегося слоя, образующегося на поверхности теплообмена [1, 2].

2.1.2. Свободная конвекция в ограниченном пространстве

Свободная конвекция в ограниченном пространстве, возникающая на поверхностях теплообмена, близко расположенных друг от друга, существенно отличается от конвекции в неограниченном объёме. Теоретические основы этого процесса изложены в [1, 3].

Выделяют конвекцию в замкнутых полостях и в открытых зазорах. На рис. 2.1 показаны схемы принципиально различных случаев: a – вертикальная полость, b – горизонтальная цилиндрическая полость и c – вертикальный открытый зазор.

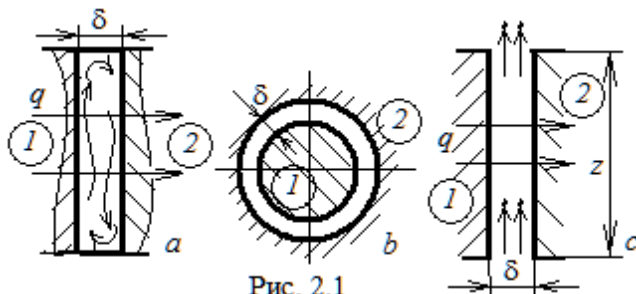


Рис. 2.1

Плотность теплового потока через замкнутое пространство прослойки определяют по формуле–аналогу уравнению гипотезы Ньютона о теплоотдаче. При этом вводят эквивалентный коэффициент теплопередачи между поверхностями полости [1]:

$$q = \alpha_{\text{эк}}(t_{w1} - t_{w2}),$$

где $\alpha_{\text{эк}}$ – эквивалентный коэффициент теплопередачи между поверхностями полости, заполненной газом или жидкостью.

Величина $\alpha_{\text{эк}}$ в случае вертикальной полости шириной δ (рис. 2.1, схема *a*) определяется из критериального уравнения теплоотдачи [4, 5]

$$\text{Nu}_{\text{эк}} = \frac{\alpha_{\text{эк}} \delta}{\lambda_m} = C \cdot \text{Ra}_m^n. \quad (2.36)$$

При $\text{Ra} = 10^3 \dots 10^6$ константы $C = 0,105$ и $n = 0,3$; при $\text{Ra} = 10^6 \dots 10^{10}$ $C = 0,4$ и $n = 0,2$; при $\text{Ra} < 10^3$ $\text{Nu}_{\text{эк}} = 1$ и тепловой поток через полость передаётся только теплопроводностью воздуха.

Индекс m в (2.36) означает, что за определяющую температуру принимается средняя температура жидкости $t_m = 0,5(t_{w1} + t_{w2})$.

В горизонтальных цилиндрических прослойках (рис. 2.1, схема *b*) характер развития движения подчиняется тем же закономерностям, что и для плоских щелей [1].

Согласно М.А. Михееву [1], в приближённых расчётах вместо (2.3.6) при $\text{Ra} > 10^3$ применяют формулу

$$\text{Nu}_{\text{эк}} = 0,18 \cdot \text{Ra}_m^{0,25}. \quad (2.3в)$$

Коэффициент теплоотдачи при свободном движении воздуха в открытом зазоре (рис. 2.1, схема *c*) определяется из решения критериального уравнения [5]

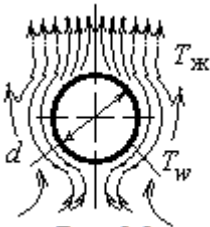


Рис. 2.2

$$\text{Nu}_m = 0,65 \left(\text{Ra}_m \frac{\delta}{2z} \right)^{0,25}, \quad (2.3г)$$

где δ – ширина зазора, z – высота вертикальных поверхностей.

Вид критериальных уравнений теплоотдачи при свободной конвекции и методику их выбора для расчёта частного случая рассмотрим в ходе

анализа примеров и решения задач.

Пример 2.1.1. Корпус горизонтального теплообменника цилиндрической формы (рис. 2.2) находится в неограниченном объёме атмосферного воздуха. Наружный диаметр корпуса $d = 400$ мм, температура поверхности $t_w = 200$ °С, средняя температура воздуха $t_{ж} = 30$ °С.

Вычислить потери теплоты с внешней поверхности корпуса, а также при нанесённой на неё тепловой изоляции заданной толщины.

Решение 1. При расчёте тепловых потерь используем формулу (2.1). В заданных условиях решение задачи сводится к определению коэффициента теплоотдачи α (2.3а)

В рассматриваемом случае расчётная (определяющая) температура $t_{p1} = 115$ °С, при этой температуре выбираем из [1, 5] физические параметры воздуха (сводная таблица параметров воздуха также представлена в [11]): $\nu_1 = 23,48 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $\lambda_1 = 3,37 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К); $Pr_1 = 0,687$;

$$\text{при } t_w = 200 \text{ °С } Pr_w = 0,680.$$

Коэффициент объёмного расширения для газов определяем по их температуре вдали от поверхности теплообмена [1, 2]

$$\beta_1 = 1/T_{ж} = 1/(30 + 273) = 3,3 \cdot 10^{-3} \text{ К}^{-1}.$$

Характерным размером процесса является диаметр корпуса теплообменника $l_1 = d = 0,4$ м; характерный перепад температуры на поверхности теплообмена $\Delta T_w = t_w - t_{ж} = 170$ °.

Подставив исходные данные, вычислим значение числа $Ra_p = 4,39 \cdot 10^8 \gg 10^5$, т.е. воздух – весьма подвижная среда и приходит в самопроизвольное движение относительно поверхности теплообмена даже при минимальном перепаде температуры.

Выбираем критериальное уравнение теплоотдачи (2.3а) и решаем его:

$$\text{при } Ra_1 = 1 \cdot 10^3 \dots 1 \cdot 10^9 \quad C = 0,5; n = 0,25;$$

$(Pr_1/Pr_w)^{0,25} = (0,687/0,680)^{0,25} = 1,003$, далее для воздуха (как и для всех газов [1,2]) поправку на изменение числа Pr учитывать не будем.

$$\text{Окончательно } Nu_1 = 0,5(4,39 \cdot 10^8)^{0,25} = 72,37.$$

Рассчитаем коэффициент теплоотдачи на поверхности корпуса теплообменника:

$$\alpha_1 = Nu_1 \lambda_1 / d = 72,37 \times 3,37 \cdot 10^{-2} / 0,4 = 6,1 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Определяем тепловой поток (2.1) с погонного метра поверхности

теплообменника:

$$Q_{11} = \alpha_1(t_w - t_{ж})\pi d = 6,1(200 - 30)\pi \times 0,4 = 1302,5 \text{ Вт/м.}$$

Для уменьшения тепловых потерь корпус теплообменника покрыт слоем теплоизоляции толщиной $\delta = 50$ мм. При этом температура на внешней поверхности изоляции уменьшилась до $t_{и} = 50$ °С. Определить тепловые потери после нанесения теплоизоляции.

Находим новое значение расчётной температуры $t_{р2} = (t_{и} + t_{ж})/2 = 40$ °С и выписываем новые теплофизические параметры (ТФП) воздуха [5]:

$$\nu_2 = 16,96 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda_2 = 2,76 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \text{Pr}_2 = 0,699;$$

$$\text{при } t_{и} = 50 \text{ °С } \text{Pr}_{и} = 0,698.$$

Коэффициент объёмного расширения воздуха $\beta_2 = \beta_1 = 1/T_{ж} = 3,3 \cdot 10^{-3} \text{ К}^{-1}$.

За счёт нанесения тепловой изоляции изменился характерный размер теплоотдачи: $l_2 = d_0 + 2\delta = 0,4 + 0,1 = 0,5$ м; характерный перепад температуры на поверхности теплообмена также изменился; $\Delta T_w = t_{и} - t_{ж} = 20^\circ$.

По новым параметрам процесса рассчитываем $\text{Ra}_2 = 1,967 \cdot 10^8$.

Новый коэффициент теплоотдачи $\text{Nu}_2 = 0,5(1,967 \cdot 10^8)^{0,25} = 59,21$; $\alpha_2 = 3,27 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Новое значение теплового потока с погонного метра $Q_{12} = 102,68 \text{ Вт/м}$.

Выводы. При нанесении изоляции тепловые потери с погонного метра аппарата уменьшились в 12,7 раза, т.е. больше, чем на порядок.

Причины: 1) значительное уменьшение температурного напора теплоотдачи $170/20 = 8,5$ раза;

2) снижение коэффициента теплоотдачи в $6,1/3,27 = 1,87$ раза, прежде всего, за счёт уменьшения температурного напора теплоотдачи в $170/40 = 4,25$ раза.

Пример 2.1.2. Исследовать интенсивность теплоотдачи от горизонтальной плиты в неограниченный объём воздуха в зависимости от её положения. Размеры плиты $a \times b = 2 \times 3$ м, температура поверхности плиты $t_w = 100$ °С, средняя температура окружающего воздуха $t_{ж} = 20$ °С. Рассмотреть два случая: 1) теплоотдающая поверхность обращена вверх (тёплый пол) и 2) – вниз (тёплый потолок).

Теплоотдачу горизонтальных поверхностей можно приближённо рассчитывать по формуле (2.3а), определяя её константы по величине

критерия Ra. За определяющий размер выбирать меньшую сторону плиты. Если теплоотдающая поверхность обращена вверх (случай 1), то значение коэффициента теплоотдачи α_0 , полученного по формуле (2.3а), увеличивают на 30%, если вниз (случай 2), то величина α_0 уменьшается на 30%.

Решение. 1. Находим при $t_{ж} = 20$ °С для воздуха $\beta = 1/293 = 3,41 \cdot 10^{-3}$ К⁻¹; определяем характерную (расчётную) температуру теплоотдачи $t_p = (t_w + t_{ж})/2 = 60$ °С и выписываем из [1, 5] его теплофизические параметры:

$$\nu = 18,97 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \text{ Pr} = 0,696; \lambda = 2,9 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}).$$

2. Определяем при $\Delta T_w = t_w - t_{ж} = 100 - 20 = 80^\circ$ $\text{ Ra}_a = 41,41 \cdot 10^9$.

3. По полученному значению Ra_a выбираем константы формулы (2.3а): $C = 0,15$; $n = 1/3$.

4. Решаем критериальное уравнение и подсчитываем коэффициенты теплоотдачи с поверхности плиты: $\text{ Nu}_a = 0,15(41,41 \cdot 10^9)^{0,333} = 514,74$; откуда

$$\alpha_0 = \text{ Nu}_a \cdot \lambda / a = 7,46 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$\alpha_1 = 1,3\alpha_0 = 9,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$\alpha_2 = \alpha_0/1,3 = 5,74 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Вывод: интенсивность теплоотдачи с нагретого пола на 69% выше, чем с потолка.

Пример 2.1.3. Определить плотность теплового потока через плоскую замкнутую воздушную прослойку шириной $\delta = 30$ мм (рис. 2.1, схема а), если температуры её горячей и холодной поверхностей $t_{w1} = 150$ °С и $t_{w2} = 50$ °С.

Рекомендации. Тепловой поток через замкнутое пространство прослойки определить по аналогу формулы Ньютона о теплоотдаче [1, 2]

$$q = \alpha_{\text{эк}}(t_{w1} - t_{w2}).$$

Величину $\alpha_{\text{эк}}$ вычислить из критериального уравнения теплоотдачи (2.3б), в котором ТФП газа определяют при его средней температуре t_m .

Решение. 1. Находим характерную температуру воздуха в полости t_m и при этом значении выписываем из [1, 5] ТФП воздуха:

$$t_m = 0,5(t_{w1} + t_{w2}) = 0,5(150 + 50) = 100 \text{ }^\circ\text{С}; \beta = 1/T_m = 2,68 \cdot 10^{-3} \text{ К}^{-1};$$

$$\nu = 23,13 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda = 3,21 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \text{ Pr} = 0,688.$$

2. Определяем число Ra и константы в критериальном уравнении (2.36) при $\Delta T_w = t_{w1} - t_{w2} = 100^\circ$: $Ra = \beta g_0 \Delta T_w \delta^3 / \nu^2 Pr = 9,13 \cdot 10^4$, при этом $C = 0,105$ и $n = 0,3$.

3. Решаем критериальное уравнение, определяем $\alpha_{\text{ЭК}}$:

$$\begin{aligned} Nu_{\text{ЭК}} &= 0,105(9,13 \cdot 10^4)^{0,3} = 3,23; \\ \alpha_{\text{ЭК}} &= Nu_{\text{ЭК}} \lambda / \delta = 3,23 \times 3,21 \cdot 10^{-2} / 0,03 = 3,46 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \end{aligned}$$

4. Определяем плотность теплового потока через полость:

$$q = \alpha_{\text{ЭК}}(t_{w1} - t_{w2}) = 3,46(150 - 50) = 346 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Задача 2.1.1. В баке термостата находится трансформаторное масло, температура которого поддерживается постоянной с помощью вмонтированных обогревающих труб, по которым течёт горячая вода. Трубы с внешним диаметром $d = 20$ мм в баке расположены горизонтально, температура поверхности труб $t_w = 90^\circ\text{C}$, а температура масла $t_{\text{ж}} = 60^\circ\text{C}$.

1. Определить коэффициент теплоотдачи α_1 от поверхности труб к маслу. Расчёт теплоотдачи с поверхности трубы выполнить как для одиночного цилиндра.

2. Как изменится коэффициент теплоотдачи α_2 от масла к поверхности труб при условии неизменного температурного напора, но при обратном значении температур, т.е. $t_w = 60^\circ\text{C}$, а температура масла $t_{\text{ж}} = 90^\circ\text{C}$? Объяснить причину изменения интенсивности теплоотдачи.

3. Как изменятся коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 , если трубы в масляном баке будут расположены вертикально? Чем объясняется изменение интенсивности теплоотдачи в этом случае? Какое положение труб в баке будет предпочтительным?

Ответ: при заданных условиях $\alpha_1 = 143,0 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $\alpha_1/\alpha_2 = 1,148$.

Задача 2.1.2. Определить тепловой поток через цилиндрическую замкнутую воздушную прослойку (рис. 2.1, схема *b*) шириной $\delta = 20$ мм, если температуры горячей и холодной её поверхностей $t_{w1} = 80^\circ\text{C}$ и $t_{w2} = 40^\circ\text{C}$, а средний диаметр прослойки $d_m = 100$ мм.

Рекомендации. В цилиндрической системе тепловой поток с единицы длины прослойки [1] $Q_l = \alpha_{\text{ЭК}} \Delta T_w \pi d_m$, Вт/м; $\Delta T_w = t_{w1} - t_{w2}$. Здесь $\alpha_{\text{ЭК}}$ находится из решения критериального уравнения (2.36) в зависимости от числа Ra.

Ответ: $Q_l = 36,3 \text{ Вт}/\text{м}$.

Задача 2.1.3. Определить коэффициент теплоотдачи и плотность теплового потока при свободном движении воздуха в открытом зазоре (рис. 2.1, схема *c*) шириной $\delta = 20$ мм между вертикальными стенками высотой $z = 0,5$ м. Средняя температура воздуха $t_m = 80$ °С; температура стенок $t_w = 200$ °С.

Рекомендации. Коэффициент теплоотдачи при свободном движении воздуха в открытом зазоре определяется из решения критериального уравнения (2.3в).

Ответ: $\alpha = 5,32$ Вт/(м²·К); $q = 638,4$ Вт/м².

2.2. Теплоотдача при вынужденной конвекции

Задача о теплоотдаче при вынужденной конвекции подвижной среды решается с использованием критериального уравнения (2.2). Вид и константы этого уравнения определяются режимом течения теплоносителя относительно поверхности теплообмена. Кроме того, в зависимости от условий процесса задачи теплоотдачи подразделяют на внешние и внутренние [1, 3]. Во внешних задачах (в пограничном слое) переход от ламинарного режима течения на поверхности теплообмена к турбулентному режиму устанавливают по величине критического числа $Re_{кр} = (4..5) \cdot 10^5$ [3].

Внутренние задачи теплоотдачи характерны тем, что теплоноситель течёт внутри труб и каналов, взаимодействуя с поверхностью стенок, так что зона возмущения полностью заполняет собой всё их поперечное сечение [1, 2]. В этом случае выделяют ламинарный при $Re \leq 2300$, турбулентный при $Re > 10^4$ и переходный при $2300 \leq Re < 10^4$ режимы течения.

Кроме того, ламинарный режим подразделяют на вязкостный ($Re \leq 2300$ и $Ra \leq 8 \cdot 10^5$), при котором естественная конвекция не оказывает существенного влияния на теплоотдачу, и вязкостно-гравитационный ($Re \leq 2300$ и $Ra > 10^6$) с существенным влиянием свободной конвекции слоёв жидкости в сильно неизотермическом потоке.

Для большинства случаев, встречающихся на практике, критериальные уравнения вида (2.2) приведены в работах [1, 2, 4, 5].

Частные случаи задач теплоотдачи при вынужденном движении теплоносителя по трубам и каналам рассмотрим на примерах.

2.2.1. Внешние задачи теплоотдачи

Теория теплоотдачи безграничного потока жидкости на поверх-

ности тел подробно рассмотрена в [3]. Приведем несколько принципиально отличающихся случаев по режиму и форме тел, обтекаемых внешним потоком.

Тонкая пластина в безграничном потоке жидкости. Процесс теплообмена между подвижной средой и поверхностью тела реализуется в пограничном слое (ПС), образуемом на ней в результате проявления вязкого трения. Этот слой является весьма малой, локальной областью потока, расположенной на поверхности тела, но все эффекты, как теплообмена, так и трения зависят от условий гидродинамики в этом слое.

В общем случае динамику нарастания толщины пограничного слоя вдоль по поверхности пластины (рис. 2.3, схема *a*) определяют по следующим формулам [3]:

- для ламинарного ПС

$$\delta(x) = 5,0x / \text{Re}_x^{0,5}, \quad \delta_T(x) = 5,0x / (\text{Re}_x^{0,5} \text{Pr}^{0,333}); \quad (2.4a)$$

- для турбулентного ПС

$$\delta(x) = 0,37x / \text{Re}_x^{0,2}, \quad \delta_T = \delta. \quad (2.4б)$$

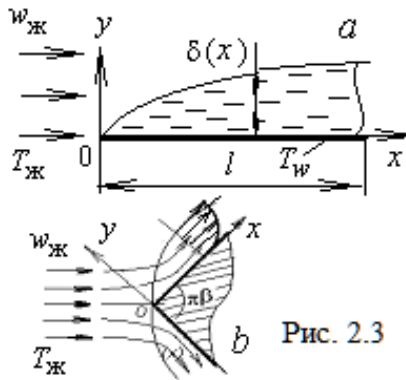


Рис. 2.3

В (2.4) $\delta(x)$ – толщина гидродинамического и $\delta_T(x)$ – теплового ПС; x – текущая координата, направленная вдоль по поверхности пластины.

Из приведённых формул следует, что $\delta(x)$ и $\delta_T(x) \sim x^{0,5}$, т.е. толщина как гидродинамического, так и теплового пограничного слоя параболически нарастает вдоль по поверхности пластины.

Используя (2.4), оценим соотношение толщины ламинарного и

турбулентного пограничного слоя в его заданном сечении, т.е. при $x = \text{idem}$ и при критическом значении числа $Re_{кр} = 4 \cdot 10^5$: $\delta_{л}/\delta_{т} = 13,5 Re_{кр}^{-0,3} = 0,282$, т.е. в сечении пограничного слоя, в котором изменяется режим течения теплоносителя вдоль по поверхности теплообмена, его толщина увеличивается в 3,57 раза.

В зависимости от режима течения теплоносителя в пограничном слое теплоотдача на поверхности пластины описывается следующими критериальными уравнениями [1–5]:

- при ламинарном режиме

$$Nu_{л} = 0,664 \cdot Re^{0,5} Pr^{0,333} (Pr_p/Pr_w)^{0,25}; \quad (2.5a)$$

- при турбулентном режиме

$$Nu_{т} = 0,037 \cdot Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr_p/Pr_w)^{0,25}. \quad (2.5б)$$

Поправка на число Pr в уравнениях (2.5), записанных для газов, не вводится, так как при слабой зависимости $Pr(t)$ она вырождается в единицу.

На интенсивность теплоотдачи в пограничном слое, кроме режима течения, сильное влияние оказывает так называемый эффект сжимаемости газа, проявляющийся при торможении потока с повышенными скоростями движения. При учёте этого фактора используют модифицированную формулу гипотезы Ньютона о теплоотдаче с учётом температуры восстановления T_r , реализующейся на адиабатной поверхности теплообмена, так как её величина определяет температурный напор теплоотдачи [1, 3]:

$$q = \alpha(t_w - t_r). \quad (2.6a)$$

Температуру восстановления T_r на поверхности пластины при этом рассчитывают по формуле

$$\frac{T_r}{T_{ж}} = 1 + r \frac{\kappa - 1}{2} M_{п}^2; \quad r_{л} = \sqrt{Pr}; \quad r_{т} = \sqrt[3]{Pr}, \quad (2.6б)$$

где $M_{п}$ – число Маха в потоке вне пограничного слоя, зависящее от скорости потока $w_{ж}$ и скорости звука a в этом потоке: $M_{п} = w_{ж}/a$; $a = (\kappa RT)^{0,5}$; r – коэффициент восстановления температуры в ламинарном и турбулентном режиме движения потока соответственно индексам.

Из (2.6б) следует, что эффекты сжимаемости воздуха в потоке

при его торможении на поверхности пластины проявляются в случае $M_{II} > 0,3$. При меньших значениях числа Маха можно полагать $T_r = T_{ж}$. Следовательно, из соотношений адиабаты плотность газа также не изменяется, $\rho = \text{const}$, т.е. сугубо дозвуковые потоки газа являются несжимаемыми, а состояние газа в них не подчиняется уравнению Клапейрона (подробнее в [3]).

Эффект сжимаемости газа оказывает сильное влияние и на коэффициент теплоотдачи в (2.6а) [3].

Пример 2.2.1. Тонкая пластина длиной $l = 0,2$ м обтекается продольным высокоскоростным потоком воздуха (рис. 2.3, схема *a*). Скорость и температура набегающего потока равны соответственно $w_{ж} = 250$ м/с и $t_{ж} = 20$ °С.

Определить среднее значение коэффициента теплоотдачи и плотность теплового потока на поверхности пластины при условии, что её температура $t_w = 50$ °С.

Сравнить тепловой поток от поверхности пластины, рассчитанный без учёта и с учётом эффекта сжимаемости воздуха, проявляющегося при повышенных скоростях потока газов [3].

Решение. 1. Выбираем из [4] физические свойства воздуха при $t_{ж} = 20$ °С:

$$\lambda = 2,58 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}; \quad \nu = 15,61 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \text{Pr} = 0,71.$$

Следует обратить внимание на то, что значения параметров, взятых из [4], существенно отличаются от аналогичных данных, приведённых в [1, 5].

2. Определяем режим течения и по величине критерия Re выбираем критериальное уравнение теплоотдачи (2.5), затем рассчитываем число Нуссельта:

$$Re = w_{ж} l_0 / \nu = 250 \times 0,2 / 15,61 \cdot 10^{-6} = 3,2 \cdot 10^6 > Re_{кр} = (4 \dots 5) \cdot 10^5.$$

Режим течения в пограничном слое турбулентный, теплоотдачу на поверхности пластины рассчитываем по формуле (2.5б):

$$Nu = 0,037 \cdot Re^{0,8} Pr^{0,43}.$$

Поправку на число Pr в (2.5) для газов не вводим.

Подставив в (2.5б) значения Re и Pr , получим $Nu = 0,037 \times (3,2 \cdot 10^6)^{0,8} 0,71^{0,43} = 5,11 \cdot 10^3$.

3. Находим коэффициент теплоотдачи с поверхности пластины в поток воздуха:

$$\alpha = \text{Nu} \cdot \lambda / l_0 = 5,11 \cdot 10^3 \times 2,58 \cdot 10^{-2} / 0,2 = 659,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

4. Оценим плотность теплового потока на поверхности пластины без учёта сжимаемости воздуха:

$$q_0 = \alpha(t_w - t_{\text{ж}}) = 659,2(50 - 20) = 19,78 \text{ кВт}/\text{м}^2.$$

5. Рассчитаем плотность теплового потока на поверхности пластины с учётом сжимаемости воздуха.

Так как скорость набегающего потока воздуха велика, подсчитываем скорость звука и число Маха в потоке [3]:

$$a = (\kappa RT)^{0,5} = (1,4 \times 287,1 \times 293)^{0,5} = 343,17 \text{ м}/\text{с};$$

$$M_{\text{п}} = w_{\text{ж}}/a = 250/343,17 = 0,729 > 0,3.$$

Как уже говорилось, эффекты сжимаемости воздуха в потоке при его торможении на поверхности пластины проявляются [1, 3] при $M_{\text{п}} > 0,3$.

Найдем температуру восстановления (2.66) при $r_T = 0,892$:

$$T_r/T_{\text{ж}} = 1 + 0,892 \cdot 0,2 \cdot 0,729^2 = 1,095.$$

Температура восстановления на поверхности пластины при торможении потока воздуха на 9,5% больше его термодинамической температуры. С увеличением числа $M_{\text{п}}$, особенно при $M_{\text{п}} > 1$, это повышение будет существенным, что нельзя не учитывать при расчёте теплоотдачи при сверхзвуковом режиме движения потока газа:

$$T_r = 1,095 \times T_{\text{ж}} = 1,095 \times (273 + 20) = 320,8 \text{ К} \text{ или } 47,8 \text{ }^\circ\text{С}.$$

Рассчитаем теплоотдачу на пластине. При учёте сжимаемости газа используют модифицированную формулу гипотезы Ньютона о теплоотдаче (2.6а) с учётом температуры восстановления, так как её величина обуславливает температурный напор теплоотдачи [1, 2]:

$$q = \alpha(t_w - t_r) = 659,2(50 - 47,8) = 1,45 \text{ кВт}/\text{м}^2.$$

Замечание. Ввиду малого значения числа Маха отличие T_r от термодинамической температуры газа в потоке $T_{\text{ж}}$ невелико, так что влияние сжимаемости воздуха на коэффициент теплоотдачи α учитывать не будем.

6. Сравним полученные результаты, оценим влияние сжимаемости газа в потоке на тепловой поток от поверхности пластины: $q_{\text{сж}}/q_0 = 19,78/1,45 \approx 13,6$ – плотность теплового потока на поверхности пла-

стины, рассчитанная с учётом сжимаемости воздуха более чем на порядок превышает значение, рассчитанное без учёта этого фактора. Эффект возник за счёт уменьшения температурного напора теплоотдачи. Следовательно, неучёт явления сжимаемости газа в пограничном слое приводит к существенной ошибке в расчётах.

Вывод: даже при расчёте теплоотдачи дозвуковых потоков ($1 > M_{\text{п}} \geq 0,3$) следует учитывать сжимаемость газа, проявляющуюся при торможении на поверхности теплообмена.

Пример 2.2.2. Пластина длиной 1 м (рис. 2.3, схема *a*) обдувается параллельным потоком воздуха со скоростью w_1 , соответствующей числу $M_1 = 0,8$ при температуре $t_1 = 30$ °С. Температура на поверхности пластины $t_w = 300$ °С.

Определить длину ламинарного участка $L_{\text{л}}$ на поверхности пластины и рассчитать плотность теплового потока q_w при двух вариантах: без учёта и с учётом сжимаемости воздуха при торможении потока в пограничном слое.

Решение. 1. Выписываем из [4] теплофизические параметры воздуха при $t_1 = 30$ °С:

$$\nu_1 = 16,58 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \text{Pr}_1 = 0,71; \lambda_1 = 2,65 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \text{Pr}_w = 0,71.$$

2. При $\text{Re}_{\text{кр}} = 4 \cdot 10^5$ определяем длину ламинарного участка пограничного слоя на пластине:

- по заданному числу Маха вычисляем скорость потока воздуха $w = a \cdot M_1$, где скорость звука $a_1 = (\kappa RT_1)^{0,5} = 348,9$ м/с, значит, $w_1 = 279,1$ м/с;

- $L_{\text{л}} = \text{Re}_{\text{кр}}(\nu/w) = 2,38 \cdot 10^{-2}$ м, т.е. по сравнению с длиной пластины $L = 1$ м участок ламинарного пограничного слоя мал, и его в дальнейших расчётах не учитываем, полагая, что турбулентный пограничный слой начинается непосредственно с передней кромки пластины.

3. Найдём плотность теплового потока с поверхности пластины в воздух без учёта сжимаемости среды:

- рассчитаем число Re_L потока, натекающего на пластину длиной $L = 1$ м:

$\text{Re}_1 = w_1 L / \nu_1 = 16,83 \cdot 10^6$, т.е. поток развитый турбулентный, $\text{Re}_1 \gg \text{Re}_{\text{кр}}$. Значит, наше предположение оправдано (п. 2) – пограничный слой начинается практически с передней кромки пластины;

- выпишем критериальное уравнение теплоотдачи пластины в турбулентном режиме (2.56) и решим его: $\text{Nu}_1 = 19,28 \cdot 10^3$; $\alpha_1 = 510,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

• определим плотность теплового потока $q_1 = \alpha_1(T_w - T_1) = 137,94 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2$.

4. Рассчитаем q_{wr} с учётом сжимаемости среды. Сначала найдем температуру восстановления (2.6б):

$$\frac{T_r}{T_1} = 1 + \frac{\kappa - 1}{2} r M_1^2, \quad r = \sqrt[3]{Pr_1} = 0,892.$$

Здесь коэффициент восстановления определён для случая турбулентного режима. В итоге $T_r = 1,114 \cdot T_1 = 337,5 \text{ К}$ ($\sim 65 \text{ }^\circ\text{C}$), т.е. температура восстановления даже в околосвуковом потоке низкотемпературного газа отличается от термодинамического значения на 11,4%. Это не позволяет использовать теплофизические параметры воздуха, выписанные ранее, и рассчитанное значение коэффициента α .

Выбираем из [4] новые физические параметры воздуха при $t_2 = 65 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$v_2 = 20,08 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad Pr_2 = 0,71; \quad \lambda_2 = 2,88 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{мК}); \quad Pr_w = 0,71.$$

Следует отметить, что при повышении температуры ($T_r > T_{ж}$) кинематическая вязкость воздуха увеличилась в 1,2 раза, а теплопроводность в 1,1 раза.

В результате повышения вязкости воздуха число Рейнольдса уменьшилось, $Re_2 = 13,9 \cdot 10^6$, число Нуссельта, а вместе с ним и коэффициент теплоотдачи также уменьшились, $Nu_2 = 16,54 \cdot 10^3$; $\alpha_2 = 476,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Уменьшение температурного напора в пограничном слое и снижение интенсивности теплоотдачи привело к снижению плотности теплового потока, $q_2 = \alpha_2(T_w - T_r) = 112,17 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2$, т.е. $q_{w1}/q_{w2} \approx 1,23$.

Вывод: сжимаемость среды даже в околосвуковых низкотемпературных потоках газа существенно влияет на тепловой поток, изменяя температурный напор и интенсивность теплоотдачи с поверхности теплообмена.

Задача 2.2.1. В безграничном потоке воздуха находится тонкая нагретая пластина длиной $l = 2 \text{ м}$ и шириной $b = 1,5 \text{ м}$ (рис. 2.3, схема а). Скорость и температура набегающего потока $w_{ж} = 3,2 \text{ м/с}$ и $t_{ж} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$. Температура поверхности пластины $t_w = 90 \text{ }^\circ\text{C}$.

Определить количество теплоты, отдаваемое пластиной в поток воздуха, а также рассчитать толщину гидродинамического $\delta(x)$ и теплового пограничного слоев на задней кромке пластины.

Ответ: $Q_{д} = 2,05 \text{ кВт}$; $Q_{т} = 5,35 \text{ кВт}$; $\delta_{д} = 1,17 \text{ см}$; $\delta_{т} = 4,19 \text{ см}$.

Задача 2.2.2. При сохранении условий примера 2.2.1 найти ко-

эффицент теплоотдачи от поверхности пластины (рис. 2.3, схема *a*) и толщину пограничного слоя на задней кромке в случае обтекания её потоком воды. Сравнить полученные результаты, сделать соответствующие выводы.

Ответ: $\alpha_{ж}/\alpha_{г} = 14,85$; $\delta_{ж}/\delta_{г} = 0,58$.

Задача 2.2.3. Сверхзвуковой самолёт летит на высоте $z = 15$ км с числом Маха $M_{п} = 1,8$. Крыло самолёта имеет тонкий симметричный профиль с хордой $b = 1,2$ м. Определить плотность теплового потока аэродинамического нагрева в отдельных точках профиля крыла, расположенных от передней кромки по хорде на расстоянии $x/b = 0,05$; $0,1$; $0,5$ и $0,9$. Известно распределение температуры поверхности крыла, а именно: $t_w = +23$; $+3$; -17 и -37 °С соответственно.

Указание. Крыло можно рассматривать как тонкую пластину [3]; влиянием возможных скачков уплотнения у передней кромки крыла пренебречь, параметры воздуха на внешней границе пограничного слоя принять как в невозмущённом потоке воздуха.

При ламинарном пограничном слое местное значение коэффициента теплоотдачи вычислять по формуле, аналогичной (2.6а):

$$Nu_{эфх} = 0,332 Re_{эфх}^{0,5} Pr_{эф}^{0,333};$$

а в турбулентном пограничном слое (2.6б):

$$Nu_{эфх} = 0,0296 Re_{эфх}^{0,8} Pr_{эф}^{0,43}.$$

В отличие от уравнений (2.6), записанных для среднего значения коэффициента теплоотдачи на поверхности теплообмена, здесь теплофизические параметры воздуха выбирать из справочников по определяющей температуре $T_{эф}$:

$$T_{эф} = T_z + 0,5(T_w - T_z) + 0,22(T_r - T_z),$$

где T_z – температура в атмосфере на высоте полёта Z ; T_r – температура восстановления (2.6б) на поверхности теплообмена,

$$T_r = T_z \left(1 + r \frac{\kappa - 1}{2} M_{п}^2 \right), \quad r_{л} = \sqrt{Pr}, \quad r_{т} = \sqrt[3]{Pr}.$$

Ответ: на расстоянии $x/b = 0,05$ $q_1 = 2,88 \cdot 10^3$ Вт/м².

Тело конечных размеров в безграничном потоке жидкости. Особенности расчёта теплоотдачи рассмотрим на примере обтекания

плоского клина с острой передней кромкой одномерным дозвуковым потоком теплоносителя (рис. 2.3, схема *b*, где $\pi\beta$ – угол при вершине клина). При $\beta = 0$ реализуется ранее рассмотренный пример натекания потока на тонкую пластину (схема *a*); при $\beta = 1/2$ – натекание потока на клин с прямым углом при его вершине; при $\beta = 1$ – поток натекает на плоскую преграду, установленную под прямым углом к вектору его скорости.

Математическая модель процесса и её решение приведены в [3].

Критериальное уравнение теплоотдачи на поверхности плоского клина в случае *ламинарного* пограничного слоя, записанное для *локального* коэффициента теплоотдачи $\alpha(x)$, имеет следующий вид:

$$Nu_x = \frac{\alpha(x)x}{\lambda} = F(\beta, Pr) Re_x^{0,5}, \quad (2.7a)$$

где $F(\beta, Pr) = 0,56 \frac{(\beta + 0,2)^{0,11}}{(2 - \beta)^{0,5}} Pr^{0,35 + 0,02\beta}$ – формула интерполяции Энкерта.

При $\beta > 0,75$ (для *тупых клиньев*) формулу (2.7a) используют в более простом виде

$$Nu_x = 0,57 Re_x^{0,5} Pr^{0,364}. \quad (2.7b)$$

При обтекании *осесимметричных* тел константа в (2.7b) равна 0,763.

В случае *турбулентного* пограничного слоя локальный коэффициент теплоотдачи в *окрестности точки торможения* на затупленных осесимметричных телах [3, 4] определяют из уравнения

$$Nu_{wx} = 0,0296 Re_{wx}^{0,8} Pr_w^{0,4} \psi(M) \cdot \psi(Tu), \quad (2.8)$$

где $\psi(M)$ – поправка на сжимаемость среды; $\psi(Tu)$ – поправка на степень турбулентности потока [1, 3]. Физические параметры воздуха взяты *при температуре поверхности тела* (индекс *w*).

В случае осреднения теплоотдачи по поверхности теплообмена за характерный размер принимают длину этой поверхности, а константу в (2.8) умножают на 1,25 [1, 3].

При сверхзвуковом режиме взаимо-

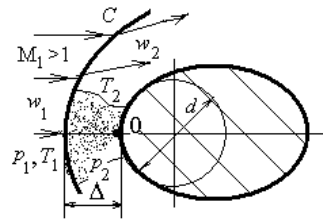


Рис. 2.4

действия тел с потоком газа картина их обтекания существенно изменяется (рис. 2.4). Прежде всего, при сверхзвуковом полёте тела в атмосфере (в дальнейшем параметры полёта с индексом «1») перед ним образуется слой сжатого воздуха, на переднем фронте которого (скачке C) резко (скачкообразно) изменяются параметры состояния (индекс «2») – температура T_2 , давление p_2 и плотность ρ_2 повышаются, а скорость w_2 , при которой воздух натекает на тело, уменьшается [3]. Тем самым, совершается преобразование энергии – кинетическая энергия потока, натекающего на тело, преобразуется в его энтальпию (теплосодержание) с резким повышением как температуры, так и давления [13]. В таких условиях начинаются процессы диссоциации молекул, составляющих воздух – сначала кислорода O_2 , а затем и азота N_2 . Вместе с этим изменяются и теплофизические параметры воздуха – теплоёмкость c_p , удельная газовая постоянная R , показатель адиабаты k , число Прандтля Pr и коэффициенты переноса, прежде всего его теплопроводность λ и вязкость μ (как правило, эти параметры в классической газодинамике считаются неизменяемыми константами).

Так как в подобных случаях за прямым скачком уплотнения реализуются повышенные температуры ($T > (1,0 \dots 1,2) \cdot 10^3$ К и более), теплофизические параметры необходимо выбирать из таблиц диссоциированного воздуха с учётом не только температуры, но и давления [6].

В качестве примера рассмотрим теплоотдачу из высокотемпературного слоя сжатого воздуха к поверхности тела в окрестности точки торможения потока на оси симметрии. В этой области (на рис. 2.4 она заретуширована) реализуется отсоединённый прямой скачок, удалённый от точки торможения на расстояние Δ . Здесь параметры состояния воздуха, а вместе с ними и тепловая нагрузка на поверхность тела принимают максимальные значения.

Как уже было сказано, критериальное уравнение теплоотдачи при обтекании затупленных тел осевой симметрии потоком газа зависит от его режима.

При **ламинарном режиме** обтекания тел потоком газа уравнение (2.6б) рекомендуется использовать в следующей записи (подробно в [3, 11]):

$$Nu_{\Delta} = 0,763 Re_{\Delta}^{0,5} Pr^{0,4} \psi(M), \quad (2.9a)$$

Физические параметры воздуха в (2.9а) выбирают из справочника при температуре T_2 в слое сжатия за скачком уплотнения.

В случае **турбулентного режима** обтекания тел применяют

формулу (2.8) (константа для симметричного тела умножена на 1,25)

$$\text{Nu}_{w\Delta} = 0,037 \text{Re}_{w\Delta}^{0,8} \text{Pr}_w^{0,4} \psi(M) \cdot \psi(Tu). \quad (2.9б)$$

Индекс «w» в (2.9б) показывает, что параметры воздуха выбирают из [6] *при температуре поверхности тела* с учётом давления в слое сжатия.

За характерный размер процесса в (2.9) принята величина Δ – отстояние скачка уплотнения от поверхности затупленного тела (рис. 2.4), так что реализуются следующие соотношения:

$$\text{Nu}_\Delta = \frac{\alpha\Delta}{\lambda}; \quad \text{Re}_\Delta = \frac{\rho w \Delta}{\mu}, \quad \Delta = 0,581 \left(\frac{\varepsilon \times S}{1-\varepsilon} \right)^{0,5}, \quad (2.9в)$$

где $\varepsilon = \rho_1/\rho_2$ – степень изменения плотности воздуха на скачке уплотнения как функция числа Маха полёта тела M_1 ; S – площадь миделева сечения затупленного тела.

Таким образом, характерный размер процесса определяется не только геометрическими размерами тела, но и числом Маха его полёта в атмосфере $M_1 = w_1/a_1$, где a_1 – скорость звука в атмосфере на высоте полёта тела (подробнее в [3,11]).

Поправка $\psi(M)$ в (2.9) учитывает эффект сжимаемости воздуха в пограничном слое на поверхности тела [3]:

$$\psi(M) = \left[\frac{(\rho\mu)_w}{(\rho\mu)_r} \right]^{-0,4}. \quad (2.10)$$

В (2.10) индекс w присвоен параметрам, взятым при температуре поверхности тела, индекс r – при температуре восстановления T_r на его поверхности (2.6б):

$$\frac{T_r}{T_{ж}} = 1 + \frac{\kappa-1}{2} M_{п}^2, \quad r_{л} = \sqrt{\text{Pr}}, \quad r_{т} = \sqrt[3]{\text{Pr}}.$$

Значение коэффициента восстановления r зависит от числа Прандтля газа и режима движения воздуха в пограничном слое на поверхности тела – ламинарный (индекс л) или турбулентный (индекс т).

Термодинамические параметры состояния воздуха и скорость его движения в слое сжатия определяют с использованием закономерностей их изменения на прямом скачке уплотнения, который реализует-

ся перед телом на оси симметрии (индекс «1» перед скачком, т.е. в атмосфере на высоте полёта, и «2» – за скачком, т.е. в слое сжатия). Для этого служат соотношения, полученные на основе *изоэнтропической* модели перехода потока газа через скачок уплотнения:

- для давления $\frac{p_2}{p_1} = \frac{2\kappa}{\kappa+1} M_1^2 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1}$; (1)

- для плотности и скорости потока

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{w_1}{w_2} = \left(\frac{2}{\kappa+1} \frac{1}{M_1^2} + \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \right)^{-1}; (2)$$

- для температуры и числа Маха в слое сжатия

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{p_2}{p_1} \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^{-1}; M_2^2 = \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_1^2 \right) \left(\kappa M_1^2 - \frac{\kappa-1}{2} \right)^{-1}. (3)$$

Пример 2.2.3. На высоте 20 км в атмосфере летит космическое тело со скоростью $w_n = 3,54$ км/с (рис. 2.4). Приведённый диаметр тела на переднем торце $d = 1,5$ м; его теплозащитное покрытие активного типа (ТЗП) обеспечивает температуру на поверхности $T_w = 800$ К.

Определить тепловую нагрузку на ТЗП тела. Рассмотреть два случая: 1) – расчёт по изоэнтропической модели газодинамики, 2) расчёт с учётом возможной диссоциации воздуха в слое сжатия, образующемся перед телом (модель равновесного состояния воздуха).

Решение. 1. Определим параметры полёта тела в атмосфере на заданной высоте (этот пункт расчёта не зависит от выбранной модели состояния воздуха).

Из таблицы стандартной атмосферы выписываем теплофизические параметры воздуха на заданной высоте полёта тела [4] (индекс 1):

$$p_1 = 0,06 \cdot 10^5 \text{ Па}; T_1 = 216 \text{ К}; \rho_1 = 0,09 \text{ кг/м}^3;$$

$$\text{скорость звука } a_1 = 295,1 \text{ м/с.}$$

Рассчитаем число Маха полёта тела в атмосфере $M_n = w_n/a_n$:

$M_1 = w_1/a_1 = 3,54 \cdot 10^3 / 295,1 = 12$; $M_1^2 = 144$ – такой режим полёта называют гиперзвуковым.

Используя уравнение сохранения энергии в потоке [13], найдём

полное теплосодержание воздуха в системе (энтальпию торможения):

$$h_0 = c_p T_1 + \frac{w_1^2}{2} = 1,01 \cdot 10^3 \cdot 216 + 6,267 \cdot 10^6 = 6,484 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг.}$$

Здесь c_p взято [6] при $T_1 = 216 \text{ К}$ на высоте полёта тела в атмосфере.

Основной вклад в полное теплосодержание (энтальпию) вносит кинетическая энергия потока воздуха, преобразующаяся в теплоту при его торможении. Термодинамическая энтальпия воздуха на высоте полёта тела составляет лишь десятые доли от полного теплосодержания.

Расчет в скачке уплотнения теплоотдачи с использованием изоэнтропической модели газодинамики потока. Все параметры состояния воздуха имеют индекс «s». Для расчёта теплоотдачи от слоя сжатия воздуха к поверхности тела определим параметры набегающего потока на тело, т.е. за прямым скачком уплотнения, в том числе важнейший параметр потока газа – температуру изоэнтропического торможения:

$$\frac{T_0}{T_1} = 1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_1^2 = 1 + 0,2 \cdot 144 = 29,8; \quad T_{0s} = 6437 \text{ К.}$$

2. Найдём параметры состояния воздуха в сжатом слое (за скачком уплотнения), подставив в формулы (1) – (3) параметры $\kappa = 1,4$ и $M_1 = 12$:

- давление и температура $p_{2s} = 167,83 \cdot p_1 = 10,07 \cdot 10^5 \text{ Па}$; $T_{2s} = 29 \cdot T_1 = 6264 \text{ К}$ (для дальнейших расчётов принимаем $p_{2s} = 10,1 \times 10^5 \text{ Па}$; $T_{2s} = 6260 \text{ К}$);

- плотность и скорость потока воздуха

$$\rho_{2s} = 5,787 \cdot \rho_1 = \mathbf{0,521 \text{ кг/м}^3}; \quad w_{2s} = w_1 / 5,787 = \mathbf{611,7 \text{ м/с}};$$

- число Маха потока воздуха за скачком уплотнения: $M_{2s} = \mathbf{0,385}$.

3. Рассчитаем температуру восстановления на поверхности тела:

$$\frac{T_r}{T_{2s}} = 1 + \frac{\kappa - 1}{2} r M_2^2, \quad r_l = \sqrt{Pr_1}, \quad r_t = \sqrt[3]{Pr_1},$$

где $\kappa = 1,4$; $Pr_1 = 0,71$; $r_l = 0,843$; $r_t = 0,892$; $T_{rl} = 1,025 \cdot T_{2s} = 6417 \text{ К}$; $T_{rt} = 1,026 \cdot T_{2s} = 6423 \text{ К}$.

Для дальнейших расчётов принимаем $T_r = \mathbf{6420 \text{ К}}$ вне зависимости от режима пограничного слоя.

Выводы: на поверхность тела в окрестности точки торможения натекает высокотемпературный сугубо дозвуковой поток воздуха ($M_{2s} = 0,385 > 0,3$) с повышенными термодинамическими параметрами. При расчёте теплоотдачи при этом следует учесть фактор сжимаемости среды (см. пример 2.2.2).

4. Выписываем из таблицы диссоциированного воздуха [6] его теплофизические характеристики при параметрах в слое сжатия $p_{2s} = 10,0 \cdot 10^5$ Па и различных температурах, сведя их в табл. 2.1.

Т а б л и ц а 2.1

T, K	$c_p, 10^3$	$v, \text{м}^3/\text{кг}$	$\rho, \text{кг}/\text{м}^3$	$\mu, 10^{-7}$	$\lambda, 10^{-3}$	Pr
$T_w = 800$	1,1	0,231	4,329	370,3	57,43	0,709
$T_{2s} = 6260$	4,5	2,12	0,472	1790	1160	0,695
$T_r = 6420$	4,8	2,19	0,457	1829	1270	0,691
$T_{2p} = 3960$	3,253	1,228	0,814	1221	592	0,569

В табл. 2.1 также показаны параметры воздуха при так называемой равновесной температуре T_{2p} , необходимые для расчёта теплового потока на поверхности тела с учётом диссоциации воздуха в слое сжатия за скачком уплотнения (модель равновесного состояния воздуха).

Число Прандтля в зависимости от температуры воздуха рассчитано: $Pr = c_p \mu / \lambda$, так как в таблицах [6] его численное значение не приведено.

Отметим большое увеличение теплоёмкости, теплопроводности и вязкости и снижение числа Прандтля по отношению к соответствующим параметрам воздуха при $T \leq 10^3$ К.

Из справочных таблиц [6] следует, что давление оказывает заметное влияние на значение этих параметров лишь при $p > 10 \cdot 10^5$ Па и $T > 3,5 \cdot 10^3$ К (при этих параметрах проявляется влияние диссоциации воздуха на все его теплофизические параметры, включая молярную массу и показатель адиабаты). Этот фактор затрудняет использование уравнения состояния идеального газа, так как удельная газовая постоянная воздуха в нём уже не является константой.

Отмечено явное несоответствие результатов расчёта плотности воздуха по соотношению на скачке уплотнения с использованием изэнтропической модели ($\rho_{2s} = 0,521 \text{ кг}/\text{м}^3$) и данным справочника [6], полученным с учётом диссоциации воздуха при $T_{2s} = 6260$ К ($\rho_{2p} = 0,472 \text{ кг}/\text{м}^3$). Разница в расчёте по отношению к изэнтропической модели – существенное уменьшение плотности воздуха в скачке уплотнения на 9,4%.

5. Оцениваем число Рейнольдса, выбираем критериальное урав-

нение теплоотдачи и решаем его.

По методике из работы [3] определяем характерный размер процесса: $\Delta = 0,581 \left(\frac{\varepsilon \times S}{1 - \varepsilon} \right)^{0,5} = 0,266$ м. Здесь $\varepsilon = \rho_1 / \rho_{2s} = 0,173$ – степень изменения плотности воздуха на скачке уплотнения; S – площадь миделева сечения затупленного тела, условно принимаем $S = 1,0$ м².

Подсчитаем $Re_{\Delta s} = \frac{\rho_{2s} w_{2s} \Delta_s}{\mu_{2s}} = 4,74 \cdot 10^5 \approx Re_{кр} \approx (4 \dots 5) \cdot 10^5$. Так

как режим течения воздуха в слое сжатия весьма близок к критическому, в первом приближении принимаем режим ламинарный и для расчёта коэффициента теплоотдачи используем уравнение (2.9а).

Найдём поправку $\psi_s(M)$ (2.10), учитывающую эффект сжимаемости воздуха [3]. Необходимые параметры воздуха при температуре T_r и T_w приведены в табл. 2.1: $\psi_s(M) = 0,774$.

Замечание. Несмотря на небольшое число Маха потока, натекающего на поверхность тела за прямым скачком уплотнения ($M_{2s} = 0,385$), поправка на сжимаемость воздуха существенна и сильно влияет на результат расчёта. Неучёт этого фактора приводит к большим, если не катастрофическим ошибкам в расчётах тепловой нагрузки на поверхность тела, летящего с большой скоростью в атмосфере Земли. Прежде всего, это влияние является следствием большого перепада температуры и соответствующему ему перепаду плотности воздуха по толщине пограничного слоя (поперечные сечения пограничного слоя являются изобарическими [3]). Плотность воздуха в приповерхностных слоях, имеющих меньшую температуру, в $\rho_w / \rho_{2s} \approx 9,2$ раза (т.е. практически на порядок) больше, чем на границе пограничного слоя, в которых температура более высокая. Следовательно, градиент плотности воздуха совпадает с направлением градиента температуры в поперечных сечениях пограничного слоя, что и вызывает существенное ослабление теплового потока, направленного в поверхность тела ($\psi(M) < 1$).

Решаем критериальное уравнение (2.9а): подсчитаем число $Nu_{\Delta s}$ и найдём коэффициент теплоотдачи:

$$Nu_{\Delta s} = 0,763(4,74 \cdot 10^5)^{0,5} \cdot 0,695^{0,4} \cdot 0,774 = 351,5;$$

$$\alpha_s = Nu_{\Delta s} \cdot \lambda_{2s} / \Delta_s = 1,533 \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

6. Оценим плотность теплового потока (2.1) на поверхности тела в окрестности точки торможения с использованием изоэнтропической модели:

$$q_s = \alpha_s(T_r - T_w) = 8,615 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2.$$

Расчёт теплоотдачи с использованием равновесной модели состояния воздуха (параметры с индексом «р») предусматривает учёт его диссоциации, возникающей при повышенных температурах [11, 13]. При этом будут использованы результаты термодинамического расчёта равновесного состава воздуха при определённых параметрах (давлении и температуре) в слое сжатия [13].

В ходе предыдущего расчёта, выполненного по изоэнтропической модели, выявлена повышенная температура воздуха в слое сжатия ($T_{2s} > 6 \cdot 10^3 \text{ К}$) как следствие торможения тела в атмосфере, летящего в гиперзвуковом режиме полёта. Несмотря на повышенное давление в слое сжатия ($p_{2s} = 10,1 \cdot 10^5 \text{ Па}$), в реальных условиях при температуре $T > 2000 \text{ К}$ происходит интенсивная *диссоциация* молекул кислорода, а затем и азота, входящих в состав воздуха [13]. При этом значительная доля энергии, выделяющаяся в слое сжатия при торможении потока, идёт не на нагрев воздуха (на повышение его внутренней энергии), а на его диссоциацию. Следовательно, происходит преобразование энергии внутри самого рабочего тела (воздуха) в форме теплоты, исключаяющее постоянство энтропии в рассматриваемой термодинамической системе, т.е. система (в нашем случае это воздух в слое сжатия) становится *неизоэнтропической*.

Теория диссоциации газов изложена в [13], параметры состояния воздуха в широком диапазоне изменения температуры и давления приведены в таблицах диссоциированного воздуха [6] или могут быть показаны на диаграмме энтальпии $h(T, p)$ (график представлен в [11]). В расчётах также следует учитывать изменение удельной газовой постоянной R за счёт изменения молярной массы воздуха, показателя адиабаты κ и всех теплофизических параметров, вызванное его диссоциацией.

7. Расчёт давления в слое сжатия воздуха не зависит от выбранной модели, так как его изменение происходит на уровне совершения работы сжатия, не вызывающей изменение энтропии [13], $p_{2p} = 10,1 \cdot 10^5 \text{ Па}$.

8. Найдём температуру равновесного состояния диссоциирующего воздуха T_p в слое сжатия с учётом его диссоциации (это значение для краткости будем называть *равновесной температурой*). Для этого необходимо знать энтальпию и давление воздуха в слое сжатия.

Используя уравнение энергии для потока газа в адиабатной системе, определим значение энтальпии равновесного состояния воздуха в сжатом слое:

$$h_{2p} = h_0 - \frac{w_{2p}^2}{2} = (6,484 - 0,077) \cdot 10^6 = 6,407 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг.}$$

Значение скорости потока воздуха w_{2p} за скачком уплотнения уточнено согласно уравнению неразрывности на скачке (2): $w_{2p} = w_1 \rho_1 / \rho_{2p} = 391,4 \text{ м/с}$; $w_{2p}^2/2 = 0,077 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг}$.

Из таблицы термодинамического состояния воздуха [6] или по графику $h(T, p)$ [11] по параметрам $p_{2p} = 10,0 \cdot 10^5 \text{ Па}$ и $h_{2p} = 6,407 \times 10^6 \text{ Дж/кг}$ выписываем его температуру $T_p = 3960 \text{ К}$. Эта величина рассчитана с учётом диссоциации воздуха в зависимости от его температуры и давления, она соответствует его равновесному составу, т.е. является искомой величиной.

Равновесная температура воздуха T_{2p} значительно меньше температуры $T_{2s} = 6260 \text{ К}$ (в 1,58 раза!), рассчитанной по изоэнтропической модели, не учитывающей его диссоциацию.

9. По равновесным параметрам воздуха p_{2p} и T_{2p} в слое сжатия выпишем из [6] его теплофизические характеристики (табл. 2.1).

10. Приступим к расчёту тепловой нагрузки на поверхность тела с учётом диссоциации воздуха в слое сжатия.

Пересчитаем новое значение поправки на сжимаемость воздуха:

$$\psi_p(M) = \left[\frac{(\rho\mu)_w}{(\rho\mu)_p} \right]^{-0,4} = 0,826.$$

Здесь параметры при $T_w = 800 \text{ К}$ и $p_{2p} = 10,0 \cdot 10^5 \text{ Па}$ остаются прежними.

Поправка на сжимаемость воздуха увеличилась за счёт повышения перепада его плотности в поперечном сечении пограничного слоя на $0,826/0,774 = 1,06$, т.е. на 6%, что сопоставимо с достоверностью математической модели расчёта.

Уточним режим течения воздуха в сжатом слое и выберем критеральное уравнение теплоотдачи. Прежде всего, уточним значение характерного размера процесса, так как оценка плотности воздуха в сжатом слое изменилась:

$$\varepsilon_p = \rho_1 / \rho_{2p} = 0,09/0,814 = 0,11.$$

При этом $\Delta_p = 0,204 \text{ м}$ вместо $0,266 \text{ м}$, т.е. слой сжатия воздуха перед затупленным телом стал тоньше на 23,3%, что не может не отразиться на интенсивности теплообмена на его поверхности.

Подсчитаем $Re_{\Delta} = \frac{\rho_{2p} w_{2p} \Delta_p}{\mu_{2p}} = 5,32 \cdot 10^5$. В отличие от предыду-

щего случая режим течения воздуха в слое сжатия явно турбулентный, так что используем уравнение (2.9б) (константа для симметричного тела в соответствии с рекомендациями умножена на 1,25):

$$Nu_{w\Delta} = 0,037 Re_{w\Delta}^{0,8} Pr_w^{0,4} \psi_p(M) \cdot \psi(Tu).$$

Здесь параметры воздуха выбирают из [4] **при температуре поверхности тела** с учётом давления в слое сжатия (табл. 2.1).

Решив критериальное уравнение, определим коэффициент теплоотдачи.

При параметрах, взятых при температуре поверхности тела (табл. 2.1), $Re_{w\Delta} = 9,34 \cdot 10^6$, т.е. число Re увеличилось в 17,5 раза за счёт увеличения плотности и уменьшения вязкости в приповерхностных слоях воздуха. Режим течения в пограничном слое явно турбулентный.

Поправка на сжимаемость воздуха в пограничном слое $\psi_p(M) = 0,826$. $\psi(Tu)$ – поправка на турбулентность потока в сжатом слое [1, 3]. Для условий полёта тела в спокойной атмосфере принимаем $\psi(Tu) = 1$.

Подставив перечисленные параметры в критериальное уравнение, определим значение коэффициента теплоотдачи:

$$Nu_{w\Delta} = 0,037(9,34 \cdot 10^6)^{0,8} \cdot 0,709^{0,4} \cdot 0,826 = 10,04 \cdot 10^3;$$

$$\alpha_p = 10,0410^3 \times 57,43 \cdot 10^{-3} / 0,204 = 2,83 \cdot 10^3 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

Выводы: оценка показала, что при учёте диссоциации воздуха в слое сжатия интенсивность теплообмена с поверхностью тела увеличилась в $2,83/1,53 = 1,85$ раза по сравнению с результатом, полученным с использованием изоэнтروпической модели расчёта. Это повышение вызвано, прежде всего, переходом в расчёте от ламинарного режима теплоотдачи к турбулентному за счёт снижения равновесной температуры воздуха по отношению к изоэнтропическому значению и соответствующего повышения плотности и уменьшения вязкости воздуха (расчёт с учётом параметров воздуха выполнен уже не при T_2 и не при T_p , а при $T_w \ll T_p < T_2$).

Найдём плотность теплового потока к поверхности тела в сжатом слое воздуха.

Оценим значение температуры восстановления в слое сжатия с учётом его равновесной температуры (2.6б):

$$\frac{T_{pr}}{T_{2p}} = 1 + \frac{\kappa_p - 1}{2} r_p M_{2p}^2, \quad r_p = \sqrt[3]{Pr_p}.$$

Здесь индекс «р» присвоен параметрам, взятым из [4] при равновесной температуре $T_p = 3960$ К (в частности, табл. 2.1). При $Pr_p = 0,569$ $r_p = 0,829$; из [4] выписываем значения показателя адиабаты $\kappa_p = 1,188$ и скорости звука $a_p = 1213,6$ м/с ($M_{2p} = w_{2p}/a_p = 391,4/1213,6 = 0,323$).

Отметим, что величина показателя адиабаты для воздуха сильно изменилась (перед скачком $\kappa = 1,4$), причиной может быть существенная диссоциация воздуха в сжатом слое.

Подставим все исходные для расчёта T_{pr} параметры: $T_{pr}/T_p = 1,008$, т.е. с точностью до сотых долей можно полагать $T_{pr} = T_{2p}$, что соответствует условию $M_{2p} \approx 0,3$;

$$q_p = \alpha_p(T_{2p} - T_w) = 2,83 \cdot 10^3(3960 - 800) = 8,943 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2.$$

Выводы. 1. Тело, летящее с большой скоростью в атмосфере Земли, испытывает колоссальную тепловую нагрузку на свою поверхность, сравнимую с нагрузкой на стенки высокотемпературных камер сгорания топлива [8, 9] (пример 2.2.4). Даже металлический (железный) метеорит при этом расплавляется и сгорает, зачастую не достигая поверхности нашей планеты.

2. Расчёт интенсивности теплоотдачи на поверхности тела, выполненный с использованием изоэнтропических соотношений газодинамики даёт результат, заниженный по отношению к расчёту с учётом диссоциации воздуха в слое сжатия в $\alpha_p/\alpha_2 = 2,83/1,533 = 1,85$ раза. Однако оценки плотности теплового потока в поверхность тела при этом отличаются всего лишь в 1,05 раза, так как при диссоциации воздуха резко снижается температурный напор теплоотдачи.

3. Определяющее влияние на теплоотдачу оказывает не только диссоциация и сжимаемость воздуха, но и сильная зависимость всех его теплофизических параметров, прежде всего теплопроводности и вязкости от температуры.

Пример 2.2.4. В камере ракетного двигателя (ЖРД) [8, 9] при сгорании топлива реализуется температура $T_0 = 4500$ К при давлении $p_0 = 11,5$ МПа. Массовый расход продуктов сгорания топлива (ПС) $G_T = 17,4$ кг/с. Известен состав ПС (в объёмных долях) $r_{CO_2} = 0,228$; $r_{H_2O} = 0,476$; $r_{CO} = 0,280$; $r_{OH} = 0,009$; $r_H = 0,007$.

Определить плотность теплового потока в стенку сопла в его критическом сечении. Диаметр критического сечения $d_* = 0,07$ м; температура на поверхности стенки $T_w = 1200$ К.

Рекомендации. 1. Для расчёта интенсивности конвективной теплоотдачи в критическом сечении сопла (аналогичный пример рассмотрен в [11]) использовать следующее критериальное уравнение [9]:

$$\text{Nu} = 0,024 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,4}. \quad (2.11)$$

В (2.11) за характерный размер принят диаметр d_* , за характерную температуру – среднее значение от температуры восстановления (2.66) T_r и температуры стенки T_w .

2. Плотность теплового потока (2.1) определять по модифицированной формуле Ньютона [2,3] через температуру восстановления: $q_w = \alpha(T_r - T_w)$.

3. Для расчёта динамического коэффициента вязкости μ и теплопроводности λ смеси газов рекомендованы [3] следующие приближённые формулы:

$$\mu = m \left(\sum r_k \frac{m_k}{\mu_k} \right)^{-1}; \quad \lambda = \frac{1}{m} \sum r_k m_k \lambda_k; \quad m = \sum r_k m_k, \quad (2.12)$$

где m – молярная масса смеси; m_k – молярные массы и r_k – объёмные доли компонентов смеси.

Решение. 1. Определим характерную температуру процесса теплоотдачи в критическом сечении сопла $T_m = 0,5(T_r + T_w)$. Для расчёта температуры восстановления T_r используем формулу (2.66), а также соотношение температур в критическом сечении сопла T_* и в камере сгорания T_0 [8, 9, 13]:

$$T_r = T_* \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} r M_*^2 \right), \quad M_* = 1, \quad r = \sqrt[3]{\text{Pr}}, \quad T_* = T_0 \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right).$$

2. Поскольку параметры ПС (показатель адиабаты κ , коэффициент восстановления температуры r и число Pr) выбирают для компонентов ПС из [6] по неизвестной температуре газа T_m и при давлении в критическом сечении сопла p_* , задачу решаем *методом итераций*.

С учётом состава ПС (преимущественно трехатомные молекулы CO_2 и H_2O) задаёмся значениями $\kappa' = 1,3$ и $\text{Pr}' = 0,6$. При этом $T_* = 3913$ К; $r = 0,843$.

Подсчитываем температуру восстановления $T'_r = 3913(1 + 0,127) = 4410$ К.

Находим характерную температуру процесса теплоотдачи

$$T'_m = 0,5(T'_r + T_w) = 0,5(4410 + 1200) = 2805 \text{ К.}$$

Определяем давление ПС в критическом сечении сопла [11]:

$$p'_* = p_0 \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\kappa/(\kappa-1)} = 6,28 \text{ МПа.}$$

При температуре T'_m и давлении p'_r выписываем из [6] теплофизические параметры компонентов ПС и находим условные физические параметры смеси (табл. 2.2).

Т а б л и ц а 2.2

Компонент ПС	$\mu_{\kappa}, 10^{-6}$ Па·с	$\lambda_{\kappa},$ Вт/(м·К)	$c_{p\kappa},$ кДж/(кг·К)	Pr_{κ}	κ_{κ}
CO ₂	86,4	0,433	2,91	0,581	1,18
H ₂ O	82,9	0,625	5,43	0,72	1,22
CO	54,2	0,105	1,33	0,681	1,32

Здесь $Pr_{\kappa} = c_{p\kappa}\mu_{\kappa}/\lambda_{\kappa}$, так как в справочниках информация о его численном значении приводится не всегда. Компоненты ПС ОН и Н не учтены ввиду их малого количества.

В результате из (2.12) для смеси получим:

$$\mu = 70,42 \cdot 10^{-6} \text{ Па·с; } \lambda = 0,227 \text{ Вт/(м·К); } c_p = 1,813 \text{ кДж/(кг·К); } \\ Pr = 0,562 \text{ (} r = 0,825\text{); } \kappa = 1,22.$$

Используя новые значения физических параметров ПС, уточняем температуры:

$$T''_* = 4054 \text{ К; } T''_r = 4054(1 + 0,091) = 4423 \text{ К; } \\ T''_m = 0,5(T''_r + T_w) = 0,5(4423 + 1200) = 2812 \text{ К.}$$

Так как значение характерной температуры газа T''_m практически не изменилось, дальнейшее её уточнение не требуется, принимаем $T_r = 4420$ К. Теплофизические параметры ПС, выбранные из [6] при $T_m = 2800$ К остаются прежними.

3. Решаем критериальное уравнение теплоотдачи (2.11).

Определяем число Re потока ПС [2] в критическом сечении сопла:

$$Re = \frac{4G}{\pi d_* \mu} = \frac{4 \times 17,4}{\pi \times 0,07 \times 70,42} 10^6 = 4,5 \cdot 10^6.$$

Находим число Nu (2.11) и коэффициент теплоотдачи α :

$$\begin{aligned} \text{Nu} &= 0,024(4,5 \cdot 10^6)^{0,8} 0,562^{0,4} = 4 \cdot 10^3; \\ \alpha &= 4 \cdot 10^3 \times 0,227 / 0,07 = 12,97 \cdot 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \end{aligned}$$

4. Подсчитаем искомую плотность теплового потока:

$$q_w = \alpha(T_r - T_w) = 12,97 \cdot 10^3(4420 - 1200) = 41,76 \cdot 10^6 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Полученные результаты тепловой нагрузки в камере сгорания ЖРД полезно сравнить с тепловой нагрузкой на тело, летящее в атмосфере Земли с гиперзвуковой скоростью (пример 2.2.4).

Пример 2.2.5. На плоскую перпендикулярную потоку преграду налетает из сопла воздушно-реактивного двигателя (ВРД) [12] струя продуктов сгорания (рис. 2.5). Скорость потока на срезе сопла $w_1 = 600$ м/с при температуре $T_1 = 1300$ К, давление в потоке атмосферное. Диаметр среза сопла двигателя $d = 0,8$ м, удаление его среза от преграды $\Delta = 1$ м.



Рис. 2.5

Определить плотность теплового потока на преграде в области точки торможения газов. Сформировать краткие выводы.

Температура поверхности преграды (условно, в начале запуска двигателя) $T_w = 300$ К.

Продукты сгорания углеводородного топлива в камере ВРД (далее газы) имеют следующий состав, заданный в массовых долях g_k [13]:

$$\text{CO}_2 - 0,07; \text{H}_2\text{O} - 0,03; \text{N}_2 - 0,74; \text{O}_2 - 0,16.$$

Методика расчёта параметров смеси газов изложена в [13] и приведена в примере 2.2.4.

Решение. Сформируем математическую модель задачи. При растекании потока на плоской преграде, установленной перпендикулярно потоку газа, выберем критериальное уравнение теплоотдачи (2.9а):

$$\text{Nu}_d = 0,763 \text{Re}_d^{0,5} \text{Pr}^{0,4} \psi(M).$$

В [1, 4] за характерный размер принят диаметр среза сопла, а критерии рассчитаны по следующим формулам:

$$\text{Nu}_d = \frac{\alpha d}{\lambda}, \quad \text{Re}_d = \frac{\rho w d^2}{2\Delta \mu}.$$

1. Выпишем физические параметры компонентов смеси газов [6] при $T_1 = 1300 \text{ К}$ и $p_1 = 1 \text{ ата}$.

При выборе параметров использованы таблицы диссоциированного состояния газов. Для удобства расчётов все параметры сведём в табл. 2.3.

Т а б л и ц а 2.3

Компоненты	g_k	r_k	$\rho_k, \text{ кг/м}^3$	$c_{pk}, 10^3 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$	$\mu_k \cdot 10^{-6}, \text{ Па}\cdot\text{с}$	$\lambda_{k\kappa}, 10^{-3} \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$	Pr_k	κ_k
CO ₂	0,07	0,046	0,407	1,3	47,01	0,086	0,709	1,17
H ₂ O	0,03	0,048	0,167	2,513	50,0	0,182	0,690	1,223
N ₂	0,74	0,762	0,259	1,219	46,65	0,081	0,702	1,31
O ₂	0,16	0,144	0,296	1,125	55,84	0,087	0,721	1,32

В табл. 2.3 по заданным массовым долям компонентов показаны расчёты их объёмных долей в продуктах сгорания [13]. Плотность газов подсчитана по удельному объёму [6].

Расчёты показали следующие результаты для смеси газов:

- молярная масса $m = 28,83 \text{ Дж/кмоль}$;
- удельная газовая постоянная $R_m = 288,38 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$;
- теплоёмкость $c_{pm} = 1,248 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$;
- показатель адиабаты $\kappa_m = 1,3$.
- плотность смеси из уравнения состояния: $\rho_m = p_m/(R_m T_m) = 0,261 \text{ кг/м}^3$;
- параметры газа: $\mu_m = 48,05 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$; $\lambda_m = 0,085 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$; $\text{Pr}_m = 0,704$.

Все показатели смеси газов весьма близки к параметрам азота, состав которого в смеси является определяющим.

2. Подсчитаем значение числа Рейнольдса: $\text{Re}_{dm} = 1,04 \cdot 10^6$.

3. Определяем число Маха набегающего на преграду потока и температуру восстановления в турбулентном пограничном слое:

- скорость звука в газе $a_m = (\kappa_m R_m T_m)^{0,5} = 698,1 \text{ м/с}$;
- число Маха $M_m = 600/698,1 = 0,859$, т.е. на преграду натекает околосвуковой поток, так что поправка на сжимаемость газа в этом потоке необходима. Рассчитываем температуру восстановления газа (2.6) в турбулентном потоке:

$$\frac{T_r}{T} = 1 + \frac{\kappa - 1}{2} r M^2, \quad r = \sqrt[3]{Pr},$$

где $r = 0,891$; $T_r/T = 1,1$; так что $T_r = 1430 \text{ К}$ и процессы диссоциации в таблицах [6] учитываются при $T \geq 1300 \text{ К}$.

4. Подсчитываем поправку (2.10) на сжимаемость газа:

- параметры газа при $T_r = 1430 \text{ К}$: $\rho_r = 0,237 \text{ кг/м}^3$; $\mu_r = 50,88 \times 10^{-6} \text{ Н}\cdot\text{с/м}^2$;

- параметры газа при $T_w = 300 \text{ К}$: $\rho_w = 1,13 \text{ кг/м}^3$; $\mu_w = 19,93 \times 10^{-6} \text{ Н}\cdot\text{с/м}^2$.

Здесь значения вязкости μ_r и μ_w оценены по формуле Сазерленда [8] при $n = 0,6$; значения плотности газа соответствуют уравнению состояния

$$\frac{\mu_1}{\mu_2} = \left(\frac{T_1}{T_2} \right)^n; \quad \psi_p(M) = \left[\frac{1,13 \cdot 19,93}{0,237 \cdot 50,88} \right]^{-0,4} = 0,779.$$

5. Решаем критериальное уравнение (2.9а) и определяем коэффициент теплоотдачи:

$$Nu_{dm} = 526,8; \quad \alpha = 44,78 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

6. Находим плотность теплового потока:

$$q_w = \alpha(T_r - T_w) = 50,6 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2.$$

Выводы. Как показывает опыт общения с таблицами физических параметров [6], при $T > 1200 \text{ К}$ значения для диссоциирующего газа существенно отличаются от параметров, взятых без учёта диссоциации. Этот факт следует учитывать особенно при расчёте теплоотдачи высокотемпературных потоков газа.

Задача 2.2.4. На плоский клин с углом при вершине $\beta = 1/2$ (рис. 2.3, схема *b*) натекает плоский поток воздуха с параметрами w_1 , м/с, и $t_1 = 30 \text{ }^\circ\text{С}$. Температура поверхности клина $t_w = 350 \text{ }^\circ\text{С}$. Длина поверхности клина $L = 0,5 \text{ м}$.

Рассчитать осреднённое значение плотности теплового потока на поверхности клина в зависимости от скорости потока, изменяя её в диапазоне $w_1 = 10..50 \text{ м/с}$. Результаты расчётов представить в графическом виде, сделать их анализ и сформировать краткие выводы.

Ответ: при $w_1 = 10 \text{ м/с}$ $q_w = 4,57 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2$; $q_w \sim w^{0,5}$.

Задача 2.2.5. На плоскую преграду, установленную перпендику-

лярно потоку, натекает дозвуковая струя продуктов сгорания реактивного двигателя (пример 2.2.5). Скорость потока $w_1 = 500$ м/с при температуре $t_1 = 1100$ °С, давление в потоке атмосферное. Диаметр среза сопла двигателя $d = 0,5$ м, удаление его среза от преграды изменяется в диапазоне $\Delta = 0,5 \dots 1,5$ м. Температура поверхности преграды $t_w = 250$ °С.

За рабочее тело принять воздух, преобладающий в составе ПС [13].

Определить плотность теплового потока на преграде в области точки торможения газов в зависимости от удаления Δ среза сопла двигателя. Результаты расчётов представить в графическом виде, сделать их сравнительный анализ с результатами примера 2.2.5 и сформулировать краткие выводы.

Ответ: при $\Delta = 1,0$ м $q_w = 59,43 \cdot 10^3$ Вт/м²; $q_w \sim \Delta^{-0,5}$.

Задача 2.2.6. В расширяющейся части сопла ЖРД [8] с сечением $d_x = 0,13$ м на удалении $x = 0,15$ м от критического сечения, измеренного вдоль по образующей сопла, заданы следующие параметры потока продуктов сгорания (газов): температура $T_x = 2020$ К и давление $p_x = 3,9 \cdot 10^5$ Па; температура на поверхности стенки $T_w = 1000$ К.

Состав газов (в объёмных долях): $r_{CO_2} = 0,224$; $r_{H_2O} = 0,378$; $r_{CO} = 0,275$; $r_{H_2} = 0,058$; $r_{O_2} = 0,013$; $r_{OH} = 0,034$; $r_H = 0,013$; $r_O = 0,005$. Массовый расход газов $G = 17,4$ кг/с.

Определить плотность теплового потока в стенку сопла.

Критериальное уравнение теплоотдачи потока газов в расширяющейся части сопла имеет следующий вид [9]:

$$Nu_{xw} = 0,024 Re_{dw}^{0,8} Pr^{0,4}.$$

Здесь под индексом «х» в числе Нуссельта принято расстояние по контуру сопла, измеренное от критического сечения; за определяющую температуру принята T_w . Число Re определяется по диаметру критического сечения сопла.

Ответ: $q_w = 5,985 \cdot 10^6$ Вт/м².

2.2.2. Теплоотдача теплоносителя в трубах

При решении внутренних задач теплоотдачи, т.е. при расчёте теплоотдачи потока теплоносителя в трубах или заполненных каналах, выбирают следующие характерные параметры процесса [2, 3]:

- так называемый эквивалентный или гидравлический диаметр

канала d_3 ,

$$d_3 = 4F_0/\Pi, \quad (2.13a)$$

где F_0 – площадь поперечного сечения канала (или смоченное теплоносителем сечение канала); Π – периметр поперечного сечения канала, смоченный теплоносителем (или смоченный периметр);

• характерную скорость потока, за которую принимают скорость переноса массы в канале w_m (или массовую скорость), определяемую из его заданного расхода теплоносителя:

$$G = \rho w_m F_0, \text{ откуда } w_m = G/(\rho F_0), \text{ м/с.} \quad (2.13б)$$

Универсальная формула расчёта критерия Рейнольдса для внутренних течений с учетом (2.13) имеет вид

$$\text{Re} = \frac{\rho w_m d_3}{\mu} = \frac{4G}{\mu \Pi}, \quad (2.14)$$

где μ – динамическая вязкость теплоносителя, значение которой выбирают из справочников при его характерной температуре T [4–6].

Выбор из справочной литературы [4, 5] конкретного критериального уравнения теплоотдачи типа (2.2) и его конкретный вид в зависимости от числа Re будет показан в примерах расчёта этого сложного процесса теплообмена.

Рекомендации. 1. При расчёте теплоотдачи капельных жидкостей особое внимание следует обратить на число Прандтля $\text{Pr}(T_{\text{ж}})$, значение которого, в отличие от газов, может составлять сотни, а то и тысячи и существенно изменяться в зависимости от температуры жидкого теплоносителя [1, 2]. Изменение числа Pr учитывается поправкой $(\text{Pr}_{\text{ж}}/\text{Pr}_w)^{0,25}$.

2. При расчёте теплоотдачи во внутренних задачах вводится поправка на участок гидродинамической стабилизации ε_l [1, 2], которая учитывает влияние более интенсивного теплообмена при входе теплоносителя в трубу. Значение поправки зависит от режима течения теплоносителя и от относительного размера трубы l/d_0 , оно задаётся в справочниках [4, 5] в виде таблицы или формул.

3. Выбор критериального уравнения теплоотдачи зависит от конкретных условий расчёта, вид уравнений приводится в примерах и задачах.

Пример 2.2.6. Для снижения температуры трансформаторное масло прокачивают через трубку диаметром $d_0 = 8$ мм и длиной $l = 1$ м, расположенную горизонтально в охлаждающей её среде (например, в

воде). Средняя температура стенки трубки $t_w = 20$ °С, температура масла на входе в трубку $t_1 = 82$ °С, а расход масла $G = 2,53 \cdot 10^{-2}$ кг/с.

Определить количество теплоты, отводимой от масла, и его температуру t_2 на выходе из трубки.

Решение. Расчёт теплоты, отведённой от масла в окружающую среду через стенку трубки, выполним с использованием критериальных уравнений теплоотдачи (2.2).

1. Для выбора вида [4, 5] и решения [1, 2] критериального уравнения потребуются теплофизические параметры масла, взятые из справочника [5] при его температуре, осреднённой по длине трубки (по поверхности теплообмена).

Так как температура масла на выходе из трубки неизвестна, задачу решаем *методом итераций*. Задаёмся в первом приближении (параметры с одним штрихом) величиной средней температуры масла $t_m' = 80$ °С и выписываем значения физических параметров масла:

$$\rho = 827,9 \text{ кг/м}^3; \quad c_p = 2,028 \cdot 10^3 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}; \quad \nu = 3,66 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \\ (\mu = 3,03 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{с/м}^2); \quad \lambda = 10,56 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}; \quad \text{Pr} = 59,3.$$

При $t_w = 20$ °С $\rho_w = 863,6 \text{ кг/м}^3$; $\mu_w = 19,43 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{с/м}^2$; $\text{Pr}_w = 298$.

Приведённые из справочника значения числа Pr для масла демонстрируют очень сильную его зависимость от температуры, что необходимо учитывать при расчёте теплоотдачи.

2. Для определения режима течения масла по трубке вычисляем критерий Re (2.14):

$$\text{Re} = \frac{4G}{\mu \Pi} = \frac{4 \times 2,53 \cdot 10^{-2}}{3,03 \cdot 10^{-3} \cdot \pi \cdot 8 \cdot 10^{-3}} = 1,33 \cdot 10^3 < 2300.$$

Так как режим течения ламинарный, установим, оказывает ли влияние на теплоотдачу естественная конвекция масла в потоке [1, 3] (п. 2.2.1). Для этого нужно рассчитать критерий Рэлея $\text{Ra} = \text{Gr} \times \text{Pr}$, где в качестве определяющей температуры принимается её *расчётное значение* t_p , осреднённое в поперечном сечении трубки [5]:

$$t_p = 0,5(t_m' + t_w) = 0,5(80 + 20) = 50 \text{ °С}.$$

При температуре $t_p = 50$ °С имеем следующие значения физических параметров [5]:

$$\rho_p = 845,7 \text{ кг/м}^3; \nu_p = 7,58 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}, \text{ Pr}_p = 111,0.$$

3. Для оценки влияния свободной конвекции на поток в ламинарном режиме рассчитаем число Ra: $Ra = (\Delta\rho_{wp}/\rho_p) \cdot (g_0 d^3 / \nu_p^2) \times \text{Pr}_p$, где $\Delta\rho_{wp} = |\rho_p - \rho_w|$.

При выписанных параметрах в потоке с характерным размером d_0 имеем **Ra = 2,04·10⁵**.

Так как в рассматриваемом процессе $Ra < 8 \cdot 10^5$, то естественная конвекция не оказывает существенного влияния на теплоотдачу и режим течения масла **вязкостный** [1, 3].

4. На основании сделанного вывода выберем критериальное уравнение теплоотдачи, которое для течения жидкости по трубе в вязкостном режиме имеет следующий вид [5]:

$$\text{Nu}_l = 1,55 \left(\text{Pe}_l \frac{d}{l} \right)^{0,333} \left(\frac{\mu_l}{\mu_w} \right)^{0,14} \times \varepsilon_l \times \psi(\text{Pr}), \quad (2.15)$$

где $\text{Pe} = \text{Re} \times \text{Pr}$ – число Пекле. За определяющую температуру принята температура, рассчитанная с учётом среднелогарифмического напора теплоотдачи $t_{лl} = |t_w - \Delta t_{лl}|$, где $\Delta t_{лl} = (t_m - t_w) / \ln(t_m / t_w) = 43,3^\circ$. $t_{лl} = 43,3 - 20 = 23,3 \text{ }^\circ\text{C}$ (при первой итерации расчёта принимаем $t_{лl} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$).

При $t_{лl} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ выписываем из [5] параметры масла: $\rho_l = 860,6 \text{ кг/м}^3$; $\nu_l = 18,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ($\mu_l = 16,01 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$); $\lambda_l = 11,02 \times 10^{-2} \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$; $\text{Pr}_l = 243$.

С учётом $t_{лl}$ и изменения параметров масла пересчитаем число $\text{Re} = 0,252 \cdot 10^3$ – число Re уменьшилось из-за существенного повышения вязкости масла. В (2.15) число Пекле $\text{Pe} = \text{Re} \times \text{Pr} = 0,252 \cdot 10^3 \times 243 = 61,2 \cdot 10^3$, $\text{Pe}_l d/l = 483,6$; $(\mu_l/\mu_w)^{0,14} = (16,01/19,43)^{0,14} = 0,973$.

При отношении $l/d_0 = 125$ из [4] поправка на влияние начального участка потока в трубке $\varepsilon_l = 1,0$.

Поправка на изменение параметров жидкости в поперечном сечении трубы $\psi(\text{Pr}) = (\text{Pr}_l/\text{Pr}_w)^{0,25} = (243/298)^{0,25} = 0,95$ – сильная зависимость $\text{Pr}(T)$ для капельной жидкости даже при незначительном изменении температуры, определяет существенное значение поправки $\psi(\text{Pr})$.

Подставим расчётные значения в критериальное уравнение (2.15):

$$\text{Nu} = 1,55 \times (483,6)^{0,333} \times 0,973 \times 0,95 = 11,2;$$

$$\alpha = \text{Nu} \times \lambda / d_0 = 11,2 \times 11,02 \cdot 10^{-2} / 8 \cdot 10^{-3} = 155,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

5. Определяем количество теплоты, теряемой маслом при теплоотдаче в стенку трубки. В (2.15) в качестве первого приближения к решению принят среднелогарифмический напор теплоотдачи при $t_m = 80^\circ\text{C}$ $\Delta t_{\text{л}} = (t_m - t_w)/\ln(t_m/t_w) = 43,3^\circ$:

$$Q' = \alpha \Delta t_{\text{л}} \cdot \pi d_0 l = 155,2 \times 43,3 \times \pi \times 8 \cdot 10^{-3} \times 1,0 = 168,8 \text{ Вт.}$$

6. Оценим по результатам первой итерации температуру масла t_2 при выходе из трубки: $Q' = c_p G (t_1 - t_2)$, так что

$$t_2' = t_1 - Q'/c_p G = 82 - 168,8/(2,028 \cdot 10^3 \times 2,53 \cdot 10^{-2}) = 78,7^\circ\text{C}.$$

7. Проверяем осреднённое значение температуры масла в трубке (параметр для второй итерации с двумя штрихами):

$$t_m'' = 0,5(t_1 + t_2') = 0,5(82 + 78,7) = 80,35^\circ\text{C},$$

что практически равно взятому при первом приближении к решению значению $t_1 = 80^\circ\text{C}$. Дальнейших уточнений решения (вторая итерация) не требуется.

Пример 2.2.7. Для подогрева воды отработанным паром используется кожухотрубный теплообменный аппарат с вертикально расположенными трубами [12] (рис. 2.6, где показаны два типа теплообменников с вертикальными трубами – с поворотной камерой (слева) и с разворотом труб). Нагреваемая вода течёт по трубам снизу вверх, горячий пар подаётся в межтрубное пространство, ограниченное кожухом. Внутренний диаметр труб $d_0 = 32$ мм, их длина $L = 1,5$ м. Расход воды через одну трубу $G_1 = 2,5 \cdot 10^{-2}$ кг/с. Температура воды на входе в теплообменник $t_1 = 30^\circ\text{C}$, температура стенок труб поддерживается на уровне $t_w = 80^\circ\text{C}$.

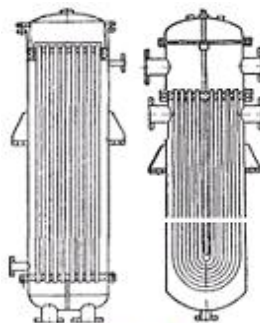


Рис. 2.6

Определить количество теплоты, передаваемой в одной трубе к подогреваемой воде, и температуру воды на выходе из подогревателя.

Рекомендации. При выборе критериального уравнения теплоотдачи в вязкостно-гравитационном режиме течения в вертикальных трубах учитывают следующие особенности.

1. При **совпадении направлений** вынужденного и свободного движения у стенки (охлаждение жидкости и течение её сверху вниз или нагревание и течение снизу вверх как в рассматриваемом случае) естественная конвекция усиливает направленное движение жидкости

и повышает интенсивность теплоотдачи в трубе. В этом случае для расчёта среднего значения коэффициента теплоотдачи рекомендуется уравнение [5]

$$\text{Nu} = 0,35 \left(\text{Pe} \frac{d}{l} \right)^{0,3} \left(\text{Ra} \frac{d}{l} \right)^{0,18}. \quad (2.16)$$

Формула (2.16) пригодна для капельных жидкостей при следующих условиях:

$$\text{Re} < 2300; \text{Pe} \times d/l \leq 1100; 8 \cdot 10^5 \leq \text{Ra} \leq 4 \cdot 10^8.$$

Теплофизические параметры при расчёте Pe и Ra выбирают при **расчётной температуре** теплоносителя t_p , осреднённой как в поперечном сечении трубы, так и по её длине,

$$t_p = 0,5(t_m + t_w), t_m = 0,5(t_1 + t_2),$$

где t_1 и t_2 – температура жидкости на входе в трубу и на её выходе; t_w – температура стенки трубы.

При расчёте Ra принимают $\Delta T_w = t_w - t_m$.

При решении (2.16) **характерной** является температура стенки t_w , коэффициент теплоотдачи отнесён к **начальной разности температур** на входе в трубу $\Delta T_{w1} = t_w - t_1$, поправку $\psi(\text{Pr})$ в уравнение не вводят.

2. При **противоположных направлениях** вынужденного и свободного движения у стенки (охлаждение жидкости и течение её снизу вверх или нагревание и течение сверху вниз) естественная конвекция направлена против потока жидкости и ослабляет теплоотдачу в трубе. В этом случае для расчёта среднего значения коэффициента теплоотдачи рекомендуется [5]

$$\text{Nu}_m = 0,037 \text{Re}_m^{0,75} \text{Pr}_m^{0,4} \left(\frac{\mu_m}{\mu_w} \right)^n, \quad (2.17)$$

где при нагревании $n = 0,11$, а при охлаждении $n = 0,25$.

Весьма важно учесть, что коэффициент теплоотдачи в (2.17) отнесён к **перепаду температур между температурой стенки трубы** t_w , неизменной по её длине, и **средней температурой теплоносителя по длине трубы** $t_m = 0,5(t_1 + t_2)$. В предыдущем случае (2.16) он отнесён к перепаду температур на стенке и температуре воды на входе в трубу. При расчёте всех критериев в (2.17) принята температура $t_m = 0,5(t_1 + t_2)$, т.е. осреднённая вдоль по длине трубы.

Коэффициент теплоотдачи отнесён к **разности температур**

$\Delta T_w = t_w - t_m$, поправку $\psi(\text{Pr})$ не вводят; для газов поправку на изменение вязкости также не вводят.

Формула (2.17) справедлива при $250 \leq \text{Re}_{\text{ж}} \leq 2 \cdot 10^4$ и $1,5 \cdot 10^6 \leq \text{Ra} \leq 1,2 \cdot 10^7$.

Решение. 1. Значение температуры воды t_2 на выходе из теплообменника неизвестно, и, следовательно, нельзя найти её расчётную температуру t_p , по которой выбирают физические параметры теплоносителя для решения критериальных уравнений (2.16) или (2.17).

В таких случаях задачу решают *методом последовательных приближений*.

Задаёмся на первом шаге итерации $t_2' = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ (это значение может быть и другим, всё определяется опытом решения подобных задач):

- оцениваем среднюю температуру воды по длине трубы

$$t_m' = 0,5(t_1 + t_2') = 0,5(30 + 50) = 40 \text{ }^\circ\text{C};$$

- находим расчётную температуру воды

$$t_p' = 0,5(t_m' + t_w) = 0,5(40 + 80) = 60 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (принимаем } t_p' = 60 \text{ }^\circ\text{C)}.$$

Выписываем из [5] физические параметры воды:

- при $t_p' = 60 \text{ }^\circ\text{C}$: $\rho_p = 983,2 \text{ кг/м}^3$; $c_{pp} = 4,178 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$; $\lambda_p = 0,66 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$; $\nu_p = 0,478 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\text{Pr}_p = 2,98$ ($\mu_p = \rho_p \cdot \nu_p = 4,7 \times 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$);

- при $t_w = 80 \text{ }^\circ\text{C}$ $\rho_w = 971,8 \text{ кг/м}^3$; $\lambda_w = 0,676 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$.

2. Рассчитав число Re (2.14), определяем режим течения воды в трубе с периметром сечения $\Pi = \pi d_0 = 0,1 \text{ м}$:

$$\text{Re}_p = \frac{4G}{\mu_p \Pi} = \frac{4 \times 2,5 \cdot 10^{-2}}{4,7 \cdot 10^{-4} \times 0,1} = 2128 < 2300 - \text{режим течения ламинарный};$$

$$\text{Re}_p \frac{d}{L} = \text{Re}_p \times \text{Pr}_p \frac{d}{L} = 2128 \cdot 2,98 \cdot 0,032 / 1,5 = 135,3 < 1100.$$

3. Определяем степень влияния свободной конвекции воды в трубе на теплоотдачу, для этого вычисляем число Ra_p :

$$\text{Ra}_p = \frac{\Delta \rho_{pw}}{\rho_p} g_0 \frac{d_0^3}{\nu_p^2} \text{Pr}_p = 4,87 \cdot 10^7.$$

Здесь $\Delta \rho_{pw} / \rho_p = (\rho_p - \rho_w) / \rho_p = 1,16 \cdot 10^{-2}$; так что $8 \cdot 10^5 \leq \text{Ra}_p < 4 \cdot 10^8$ – режим течения *вязкостно-гравитационный*. $\text{Ra}_p \cdot d_0 / L = 1,04 \cdot 10^6$.

Оценки показывают, что все критерии находятся в указанных выше пределах, и формула (2.16) применима для рассматриваемого случая.

4. Решаем критериальное уравнение теплоотдачи (2.16), соответствующее условиям задачи:

$$\text{Nu}_p' = 0,35(135,3)^{0,3}(1,04 \cdot 10^6)^{0,18} = 18,47;$$

$$\alpha_w' = \text{Nu}_p' \times \lambda_w / d_0 = 18,47 \times 0,676 / (32 \cdot 10^{-3}) = 390,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

5. Количество теплоты, переданной к маслу при $\Delta T_{w1} = t_w - t_1$:

$$Q' = \alpha' (t_w - t_1) \pi d_0 L = 390,2 \times (80 - 30) \pi \cdot 32 \cdot 10^{-3} \cdot 1,5 = 2,94 \cdot 10^3 \text{ Вт}.$$

6. Проверка принятой в первом приближении температуры на выходе из трубки:

$$\begin{aligned} t_2' &= t_1 + Q' / (c_p G) = 30 + 2,94 \cdot 10^3 / (4,178 \cdot 10^3 \times 2,5 \cdot 10^{-2}) = \\ &= 30 + 28,1 = 58,1 \text{ }^\circ\text{С}. \end{aligned}$$

В качестве первого приближения было $t_2' = 50 \text{ }^\circ\text{С}$. Сходимость результатов расчёта по методу приближений оценивается с заранее заданной точностью, например, для температуры воды на выходе из трубки

$$\varepsilon(t_2) = (t_2' - t_2'') / t_2' = (58,1 - 50) / 50 = 0,162 \text{ или } 16,2\%.$$

Обычно точность сходимости результатов последовательного приближения не должна быть хуже 5%, следовательно, наше решение не удовлетворяет этому требованию.

В качестве параметра второй итерации можно полагать значение температуры на выходе, несколько большим ранее принятого, например, $t_2' = 55 \text{ }^\circ\text{С}$. При этом теплофизические параметры воды следует выбирать из таблиц [5] с использованием интерполяции их значений. Процедуру предлагается выполнить самостоятельно.

Следует также помнить, что использованные критериальные уравнения отражают результаты эксперимента с возможным максимальным разбросом в 10...20% [5].

По результатам второй итерации расчёта принимаем $t_2 = 55 \text{ }^\circ\text{С}$, $Q = c_p (t_2 - t_1) G = 2,62 \cdot 10^3 \text{ Вт}$.

Пример 2.2.8. Конденсатор пара паротурбинной установки (рис. 2.7) имеет пакет горизонтальных трубок [5, 8] с внутренним диаметром $d_0 = 16 \text{ мм}$, по длине трубки средняя температура стенки $t_w = 28 \text{ }^\circ\text{С}$. По трубкам пропускается охлаждающая вода с температу-

рой на входе и на выходе трубки соответственно $t_1 = 10\text{ }^\circ\text{C}$ и $t_2 = 18\text{ }^\circ\text{C}$. Среднемассовая скорость движения воды по трубке, рекомендованная [3, 5] с учётом потерь давления на её прокачку, $w_m = 2\text{ м/с}$. Суммарный массовый расход охлаждающей воды, необходимый для конденсации пара [11], составляет $G_0 = 20\text{ кг/с}$.

Определить длину L и количество трубок n в конденсаторе.

Решение. 1. Формируем исходные данные для дальнейшего использования и выполняем предварительные расчёты.

Теплофизические параметры воды:

- средняя температура воды в трубках конденсатора

$$t_m = 0,5(t_1 + t_2) = 14\text{ }^\circ\text{C};$$

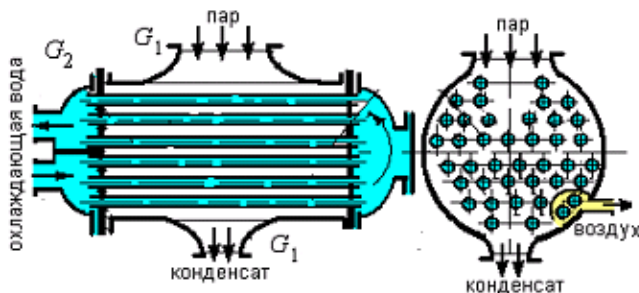


Рис. 2.7

- при $t_m = 14\text{ }^\circ\text{C}$ находим из [5] интерполяцией табличных значений параметры воды: $\rho = 999,1\text{ кг/м}^3$, $c_p = 4,188 \cdot 10^3\text{ Дж/(кг К)}$; $\lambda = 58,6 \cdot 10^{-2}\text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$; $\nu = 1,15 \cdot 10^{-6}\text{ м}^2/\text{с}$; $\text{Pr}_{ж} = 8,23$ и при $t_w = 28\text{ }^\circ\text{C}$ $\text{Pr}_w = 6,22$.

Находим массовый расход воды через одну трубку конденсатора с поперечным сечением $F_0 = \pi d_0^2/4 = 2 \cdot 10^{-4}\text{ м}^2$:

$$G_1 = \rho w_m F_0 = 999,1 \times 2 \times 2 \cdot 10^{-4} = 0,4\text{ кг/с}.$$

Определяем теплоту, отводимую от пара к воде в одной трубке конденсатора, для чего рассчитываем изменение её теплосодержания [13]:

$$Q_1 = c_p G_1 (t_2 - t_1) = 4,188 \cdot 10^3 \times 0,4 \times (18 - 10) = 13,4\text{ кВт}.$$

2. Формируем модель расчёта длины трубки L , при которой она способна воспринять тепловой поток к воде при конвективной теплоотдаче (2.1): $Q_1 = \alpha (t_w - t_m) F_{\text{бок}}$; $F_{\text{бок}} = \pi d_0 L$, так что

$$L = Q_1 / (\alpha(t_w - t_m) \pi d_0).$$

Находим коэффициент теплоотдачи α от стенки трубки к потоку воды. С этой целью следует привлечь соответствующее критериальное уравнение теплоотдачи, выполнив следующие процедуры.

Определяем режим течения воды в трубке с периметром $\Pi = \pi d_0 = 5,02 \cdot 10^{-2}$ м по значению критерия Re (2.14), рассчитанного через расход при $\mu = \rho \nu = 1,15 \cdot 10^{-3}$ Па·с:

$$Re = 4G_1 / (\mu \Pi) = 4 \times 0,4 / (1,15 \cdot 10^{-3} \cdot 5,02 \cdot 10^{-2}) = 2,77 \cdot 10^4.$$

Так как $Re > Re_{кр} = 10^4$, то режим течения воды по трубке *турбулентный*.

Выбираем критериальное уравнение теплоотдачи и решаем его.

Расчёт теплоотдачи в трубах и каналах при турбулентном режиме течения теплоносителей с числами $Pr > 0,7$ рекомендуется выполнять по следующей формуле [4, 5]:

$$Nu_{ж} = 0,021 \cdot Re_{ж}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} \psi(Pr) \cdot \varepsilon_R \cdot \varepsilon_l, \quad (2.18)$$

где $\psi(Pr) = (Pr_{ж}/Pr_w)^{0,25} = (8,23/6,22)^{0,25} = 1,07$ – поправка на изменение температуры теплоносителя (воды) в поперечном сечении трубы, она не очень существенна, так как несмотря на сильную зависимость числа Pr для всех капельных жидкостей от температуры [1, 2], диапазон изменения температуры в данном примере невелик; $\varepsilon_R = 1 + 1,77d/R$ – поправка, учитывающая изогнутость трубы (змеевика) диаметром d и радиусом R изгиба трубы. В нашем примере труба прямая, $\varepsilon_R = 1$; ε_l – поправка на начальный участок течения теплоносителя в трубе. При $L/d_0 > 50$ поправка $\varepsilon_l = 1$, при $L/d_0 < 50$ значение ε_l находят из [4] или по формулам [4, 5]. Так как длина трубки неизвестна, полагаем $L = 1$ м, так что $L/d_0 = 1/16 \cdot 10^{-3} = 62,5 > 50$, и $\varepsilon_l = 1$. *Это положение затем следует уточнить.*

Решаем уравнение (2.18):

$$Nu_{ж} = 0,021 \cdot (2,77 \cdot 10^4)^{0,8} (8,23)^{0,43} \cdot 1,07 = 199,16;$$

$$\alpha = Nu_{ж} \lambda / d_0 = 199,16 \cdot 0,586 / 16 \cdot 10^{-3} = 7,29 \cdot 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Определяем необходимую длину трубки:

$$L = Q_1 / (\alpha(t_w - t_m) \pi d_0) = 13,4 \cdot 10^3 / (7,29 \cdot 10^3 \cdot 14 \cdot \pi \cdot 16 \cdot 10^{-3}) = 2,61 \text{ м}.$$

Так как расчётная длина трубки $L > 1$ м, уточнения поправки ε_l не требуется.

3. Определяем необходимое число трубок в конструкции конденсатора, обеспечивающих заданный суммарный расход воды для конденсации пара,

$$n = G_0/G_1 = 20/0,4 = 50 \text{ шт.}$$

Выводы: конструкция конденсатора содержит довольно большое количество трубок (на практике до нескольких сотен), которые принято составлять в пакет (рис. 2.7), установленный внутри кожуха, представляющего собой трубу большого диаметра, стенка которой облегает пакет трубок по периферии [5, 12]. В объём кожуха, т.е. в его межтрубное пространство, подаётся пар, отработанный на паровой турбине. При охлаждении пара на поверхностях трубок образуется конденсат (вода), который специальным насосом откачивается в паровой котёл. Количество теплоты, которое необходимо отвести от пара для его конденсации, определяет требуемый суммарный расход охлаждающей воды.

Пример 2.2.9. По каналу радиатора-подогревателя длиной $l = 1$ м прокачивается вода со скоростью $w_{ж} = 4$ м/с. Средняя по длине канала температура воды $t_m = 40$ °С, температура стенки канала $t_w = 80$ °С.

Исследовать влияние формы поперечного сечения канала на интенсивность теплоотдачи и величину теплового потока от стенки в поток воды по двум вариантам (рис. 2.8):

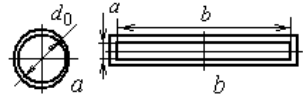


Рис. 2.8

а) трубка диаметром $d_0 = 10$ мм;

б) канал прямоугольного сечения с отношением сторон 1:2,5.

Площадь поперечного сечения F_0 и скорость прокачки воды $w_{ж}$ в каналах одинакова.

Решение. Из [4] выпишем при средней температуре $t_m = 40$ °С теплофизические параметры воды:

$$\nu = 0,658 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \lambda = 0,635 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \quad \text{Pr}_{ж} = 4,31;$$

$$\text{при } t_w = 80 \text{ °С} \quad \text{Pr}_w = 2,21.$$

Случай а. 1. Определяем эквивалентный диаметр канала (2.13а):

$$d_3 = \frac{4F_0}{\Pi} = \frac{4 \pi d_0^2}{\pi 4 d_0} = d_0 = 10 \text{ мм} - \text{ для круглой трубы эквивалентный}$$

диаметр канала равен её внутреннему диаметру.

Для определения режима течения воды в трубке вычисляем кри-

терий Re (2.14): $Re = \frac{w_{ж} d_0}{v_{ж}} = \frac{4 \times 0,01}{0,658} 10^6 = 6,08 \cdot 10^4 > 10^4$ – режим течения турбулентный.

Из [4, 5] выбираем критериальное уравнение теплоотдачи и решаем его. При турбулентном движении теплоносителей с числом $Pr > 0,7$ в трубах и каналах рекомендуется критериальное уравнение

$$Nu_{ж} = 0,021 \cdot Re_{ж}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} \psi(Pr) \cdot \varepsilon_l,$$

где $\psi(Pr) = (Pr_{ж}/Pr_w)^{0,25} = (4,31/2,21)^{0,25} = 1,18$ – поправка на изменение температуры теплоносителя (воды) в поперечном сечении трубы существенная, так как число Pr для всех капельных жидкостей сильно зависит от температуры, а диапазон изменения температуры велик.

Поправка на начальный участок течения теплоносителя в трубе $\varepsilon_l = 1$, так как $l/d_0 = 1,0/0,01 = 100 > 50$ [4];

$$Nu_{ж0} = 0,021 \cdot (6,08 \cdot 10^4)^{0,8} (4,31)^{0,43} \cdot 1,18 = 311,9;$$

$$\alpha_0 = Nu_{ж} \lambda / d_0 = 311,9 \cdot 0,635 / 0,01 = 19,81 \cdot 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Определяем тепловой поток теплоотдачи (2.1):

$$Q_0 = \alpha(t_w - t_m)F_w = 19,81 \cdot 10^3 (80 - 40) \pi \cdot 0,01 \cdot 1,0 = 24,88 \cdot 10^3 \text{ Вт}.$$

Случай б. Так как абсолютные размеры щелевого канала не заданы, дальнейший анализ выполняем в относительном виде.

При одинаковой площади поперечного сечения каналов можно записать: $F_0 = a \times b = \pi d_0^2 / 4 = 25a^2$, так как из условия задачи $a:b = 1:25$. Окончательно $a = (\pi/100)^{0,5} d_0 = (1/100\pi)^{0,5} \pi d_0$.

Подсчитываем периметры Π каналов и находим их отношение:

$$\Pi_0 = \pi d_0; \quad \Pi_{щ} = 2(a + b) = 2a(1 + b/a) = 52 a.$$

$\Pi_{щ}/\Pi_0 = 52 \times (1/100\pi)^{0,5} = 2,93$, т.е. при одинаковой площади поперечного сечения периметр щелевого канала при заданном отношении сторон ($a:b = 1:25$) больше периметра сечения трубы почти в три раза.

Для сравнения интенсивности теплоотдачи найдём отношение чисел Re , входящих в критериальное уравнение. Не произойдёт ли смена режима течения воды в каналах?

Определим число Re через массовый расход воды (2.14): $Re = 4G/(\mu I)$, где $G = \rho w_{ж} F_0 = \text{const}$, так как по условию задачи $w_{ж} = \text{const}$ и $F_0 = \text{const}$, а $\rho = \text{const}$ – температурные условия воды не ме-

нялись. Таким образом, $Re \sim \Pi^{-1}$ – критерий Re обратно пропорционален периметру канала. Следовательно,

$$Re_{щ}/Re_0 \sim \Pi_0/\Pi_{щ} = 1/2,93,$$

$$Re_{щ} = Re_0/2,93 = 6,08 \cdot 10^4/2,93 = 2,075 \cdot 10^4 > 10^4.$$

Режим течения воды при переходе от трубки к щелевому каналу не изменился, так что критериальное уравнение теплоотдачи остаётся прежним.

Установим влияние величины эквивалентного диаметра канала на интенсивность теплоотдачи. Из критериального уравнения (2.18) следует: $\alpha \sim d_3^{-1} \times Re^{0,8} \sim \Pi \times \Pi^{-0,8} = \Pi^{-0,2}$, т.е. при $F_0 = const$ с увеличением периметра сечения канала его эквивалентный диаметр убывает, а интенсивность теплоотдачи повышается.

Следовательно, $\alpha_{щк}/\alpha_0 \sim (\Pi_{щ}/\Pi_0)^{0,2} = 2,93^{0,2} = 1,24$ – коэффициент теплоотдачи в щелевом канале (индекс щ) увеличивается на 24 %.

Подсчитаем изменение теплового потока:

$$Q_{щ}/Q_0 \sim (\alpha_{щк}/\alpha_0) \times (F_{щ}/F_0) \sim (\alpha_{щк}/\alpha_0) \times (\Pi_{щ}/\Pi_0) \sim (\Pi_{щ}/\Pi_0)^{1,2} = 2,93^{1,2} = 3,633.$$

Вывод: при одинаковом поперечном сечении поток теплоотдачи с поверхности щелевого канала по сравнению с теплоотдачей в трубе существенно увеличился, в 3,63 раза. Это определяется как повышением интенсивности теплоотдачи в канале, так и увеличением его поверхности за счёт более развитого периметра сечения.

Пример 2.2.10. В теплообменнике-подогревателе типа «труба в трубе» [5, 12] (рис. 2.9) в кольцевом канале движется вода со скоростью $w_m = 3$ м/с. Средняя по длине канала температура воды $t_m = 40$ °С; температура поверхности внутренней трубы $t_w = 70$ °С. Внутренний и внешний диаметры кольцевого канала равны соответственно $d_1 = 20$ мм и $d_2 = 26$ мм. Рабочая длина поверхности теплообмена $l = 2$ м.

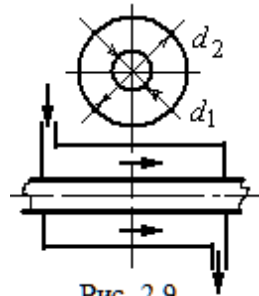


Рис. 2.9

Определить тепловую мощность теплообменника, т.е. тепловой поток, отводимый потоком нагреваемой воды от горячего теплоносителя, движущегося по центральной трубе.

Решение. 1. При $t_m = 40$ °С определяем физические параметры воды [5]:

$$\nu = 0,658 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \lambda = 0,635 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \quad Pr_{ж} = 4,31;$$

$$\text{при } t_w = 70 \text{ °С} \quad Pr_w = 2,55.$$

2. Рассчитываем эквивалентный диаметр кольцевого канала (2.13а):

$$d_3 = \frac{4F_0}{\Pi} = 4 \frac{\pi(d_2^2 - d_1^2)}{4\pi(d_2 + d_1)} = d_2 - d_1 = 26 - 20 = 6 \text{ мм.}$$

3. По заданной скорости определяем режим течения воды в канале (2.14): $Re = \frac{w_{ж} d_3}{\nu} = \frac{3 \times 6 \cdot 10^{-3}}{0,658} 10^6 = 2,736 \cdot 10^4 > 10^4$ – режим течения турбулентный.

4. Вычисляем средний коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности стенки канала. При турбулентном режиме течения капельных жидкостей и газов в каналах кольцевого сечения рекомендуется следующее критериальное уравнение теплоотдачи [4, 5]:

$$Nu_{ж} = C_{\phi} \cdot Re_{ж}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} \psi(Pr) \cdot (d_2/d_1)^n. \quad (2.19)$$

Уравнение (2.19) справедливо при $(d_2/d_1) = 1,2 \dots 14$, $l/d_3 = 50 \dots 460$ и $Pr_{ж} = 0,7 \dots 100$.

Константа в (2.19) при обогреве внутренней трубы $C_{\phi} = 0,02$; показатель степени $n = 0,16$; при обогреве наружной трубы $C_{\phi} = 0,022$ и $n = -0,6$.

В рассматриваемом случае $(d_2/d_1) = 26/20 = 1,3$; $l/d_3 = 2/(6 \cdot 10^{-3}) = 333$, так что предложенная формула подходит для решения поставленной задачи.

В примере обогревается внутренняя труба, поэтому

$$Nu_{ж} = 0,02 \cdot (2,736 \cdot 10^4)^{0,8} (4,31)^{0,43} \cdot (4,31/2,55)^{0,25} 1,3^{0,16} = 158,0;$$

$$\alpha = Nu_{ж} \lambda / d_3 = 158 \cdot 0,635 / 6 \cdot 10^{-3} = 16,72 \cdot 10^3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

5. Определяем тепловой поток теплоотдачи (2.1):

$$Q_0 = \alpha(t_w - t_m)F_w = 16,72 \cdot 10^3 (70 - 40) \pi \cdot 2 \cdot 10^{-2} \cdot 2 = 63,0 \cdot 10^3 \text{ Вт.}$$

Пример 2.2.11. Пучок труб, установленный в шахте парового котла [12] (сечение пучка показано на рис. 2.10), омывается продольным потоком дымовых газов с температурой $t_m = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$, скорость потока газов $w_m = 6 \text{ м/с}$. Состав газов стандартный [5, 13]: $r_{CO_2} = 0,13$; $r_{H_2O} = 0,11$; $r_{N_2} = 0,76$.

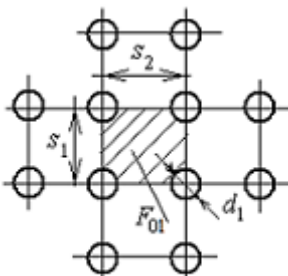


Рис. 2.10

Трубы с внешним диаметром $d_1 = 80 \text{ мм}$ и длиной $l = 3 \text{ м}$ расположены в пучке по коридорной схеме [5, 12] с шагами $s_1 =$

$= s_2 = 200$ мм. Средняя температура наружной поверхности труб $t_w = 250$ °С.

Для расчёта теплопередачи от дымовых газов к воде, прокачиваемой по трубам [3], требуется определить коэффициент теплоотдачи конвекцией от дымовых газов к поверхности труб.

Решение. 1. При $t_m = 1000$ °С определяем физические параметры дымовых газов заданного состава [5]:

$$\nu = 174,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda = 0,109 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \text{Pr} = 0,58.$$

2. Рассчитываем эквивалентный диаметр пучка труб, используя универсальную формулу (2.13а) и рекомендации [5] для оценки поперечного сечения F_0 в пучке труб с продольным омыванием теплоносителем:

$$d_3 = \frac{4F_0}{\Pi}, \quad F_0 = \left(s_1 \times s_2 - \frac{\pi d_1^2}{4} \right) n.$$

Здесь n – количество элементарных сечений в пучке труб (элемент сечения F_{01} показан на рисунке штриховкой). Смоченный периметр этого сечения $\Pi_1 = \pi d_1$ составлен из четырех элементов окружности сечения трубы, так что общий периметр поверхности труб в пучке $\Pi = n\Pi_1$. После несложного преобразования получим $d_3 = 0,557$ м.

3. Определяем режим течения воды в канале с элементарным сечением F_0 :

$$\text{Re} = \frac{w_m d_3}{\nu} = \frac{6 \times 0,557}{174,3} 10^6 = 1,917 \cdot 10^4 > 10^4.$$

Режим течения дымовых газов вдоль пучка труб турбулентный.

4. Вычисляем средний коэффициент теплоотдачи. Представим течение газа таким, как в канале с эквивалентным диаметром d_3 и теплоотдачей на его внутренней поверхности. При турбулентном режиме течения капельных жидкостей и газов в каналах произвольного сечения рекомендуется универсальное критериальное уравнение теплоотдачи (2.18).

Рекомендации. Следует учитывать, что поправка вида $\psi(\text{Pr})$ -в данном случае несправедлива. Неравномерность распределения температуры и физических параметров в поперечном сечении элементарного канала учитывается поправкой $\psi(\theta)$ [5]:

- при охлаждении теплоносителя в канале $\psi(\theta) = 1,27 - 0,27\theta$;
- при нагревании теплоносителя $\psi(\theta) = \theta^{-0,55}$.

Здесь $\theta = T_w/T_{ж} = (250 + 273)/(1000 + 273) = 0,41$. В нашем случае для газов реализуется режим их охлаждения на стенках труб:

$$\psi(\theta) = 1,27 - 0,27\theta = 1,27 - 0,27 \times 0,41 = 1,16;$$

- при продольном омывании пучка труб в критериальное уравнение (2.18) вводят дополнительный множитель, учитывающий геометрию этого пучка, $\psi(s) = (s_1 \cdot s_2 / d^2)^{0,18} = 1,39$;

- поправка на начальный участок $\varepsilon_l = 1,27$, так как $l/d_0 = 3,0/0,557 = 5,4 < 50$, ее находят из табл. 2.1 или справочника [4] для турбулентного режима течения жидкости:

$$\begin{aligned} \text{Nu}_{ж} &= 0,021 \cdot (1,917 \cdot 10^4)^{0,8} (0,58)^{0,43} \cdot 1,16 \cdot 1,39 \cdot 1,27 = 90,75; \\ \alpha &= \text{Nu}_{ж} \lambda / d_0 = 90,75 \cdot 0,109 / 0,557 = 17,76 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \end{aligned}$$

Тепловой поток, воспринимаемый всеми трубами n , установленными в котле, будет определяться числом этих труб с суммарной поверхностью теплообмена:

$$F_w = nF_{w1} = n\pi d_1 l; \quad Q_n = \alpha(t_m - t_w) F_w.$$

Задача 2.2.7. По параметрам теплоносителя, заданным в примере 2.2.7, определить количество теплоты, необходимой для подогрева веретённого масла марки АУ, и его температуру на выходе из аппарата. Сравнить полученные результаты для воды и масла, сделать соответствующие выводы.

Ответ: $Q_w/Q_M = 4,96$; $t_{2M} = 40$ °С.

Задача 2.2.8. Исследовать изменение температуры и количества теплоты на выходе из теплообменника, если вода будет двигаться не снизу вверх, а сверху вниз, а остальные условия примера 2.2.7 не изменятся.

Рекомендации. Вместо уравнения (2.16), используемого в примере 2.2.7, при противоположных направлениях вынужденной и свободной конвекции у стенки вертикальной трубы (охлаждение жидкости и течение снизу вверх или нагревание и течение сверху вниз) для расчёта средней теплоотдачи рекомендовано [5] уже другое критериальное уравнение (2.17).

Весьма важно учесть, что коэффициент теплоотдачи в (2.17) отнесён к перепаду температур между температурой стенки трубы t_w , неизменной по её длине, и средней температурой теплоносителя по длине трубы $t_m = 0,5(t_1 + t_2)$. В предыдущем примере он отнесён к перепаду температур на стенке и температуре воды t_1 на входе в

трубу.

Ответ: поток теплоотдачи Q уменьшился в 1,33 раза при снижении температуры на выходе из теплообменника на 10% по сравнению с предыдущим случаем.

Объяснить этот результат предлагается самостоятельно.

Задача 2.2.9. По трубке с внутренним диаметром $d = 6$ мм движется вода со скоростью $w = 0,3$ м/с. Температура на внутренней поверхности трубки $t_w = 70$ °С. Какую длину должна иметь трубка, чтобы при температуре воды на входе $t_1 = 10$ °С её температура на выходе была $t_2 = 50$ °С? Как будет изменяться длина трубки в зависимости от температуры на её выходе при увеличении или уменьшении расхода воды? Как будет влиять на теплообмен горизонтальное или вертикальное положение трубки? В каком случае интенсивность теплоотдачи будет выше (а, следовательно, длина трубки меньше)?

Рекомендации. 1. Свободная конвекция будет оказывать заметное влияние на теплоотдачу, если режим течения воды в трубке вязкостно-гравитационный. При этом теплоотдача в горизонтальной трубке будет определяться критериальным уравнением [4, 5]:

$$\text{Nu} = \alpha d / \lambda = 0,17 \text{Re}^{0,33} \text{Ra}^{0,1} \text{Pr}^{0,33} \psi(\text{Pr}) \varepsilon_l, \quad \psi(\text{Pr}) = (\text{Pr}_j / \text{Pr}_w)^{0,25}. \quad (2.20)$$

2. При анализе влияния расхода теплоносителя на длину трубки все остальные параметры процесса должны быть неизменными.

Ответ: при горизонтальном положении трубки её длина $l = 1,11$ м; $l \sim G^{0,67}$.

Задача 2.2.10. В подогревателе по горизонтальной трубе диаметром $d = 10$ мм и длиной $l = 1,2$ м движется вода с расходом $G = 7 \times 10^{-3}$ кг/с. Средняя температура воды и поверхности стенки трубы равны соответственно $t_m = 30$ °С и $t_w = 60$ °С. Определить интенсивность теплообмена α и тепловой поток теплоотдачи Q .

Ответ: $\alpha = 862,1$ Вт/(м²·К); $Q = 974,5$ Вт.

Задача 2.2.11. Исследовать влияние массового расхода теплоносителя (вода) через трубу диаметром $d = 20$ мм и длиной $l = 2,3$ м на теплоотдачу при заданном количестве отводимой теплоты Q , чтобы при турбулентном режиме движения и температуре внутренней поверхности трубы $t_w = 180$ °С средняя арифметическая температура воды составляла $t_m = 150$ °С. Определить также температуру воды на входе и на выходе из трубы.

При исследовании принять $Q_1 = 9$ кВт, $Q_2 = 15$ кВт, $Q_3 = 20$ кВт.

Рекомендации. При исследовании влияния массового расхода воды через трубу на интенсивность теплопередачи в ней при заданных

значениях температуры воды на входе и на выходе из трубы и при неизменной температуре поверхности теплообмена все физические параметры воды следует считать неизменными. В этих условиях число $Re \sim G$, так что $\alpha \sim Re^{0,8} \sim G^{0,8}$. Так как $Q = c_p G \delta T \sim G$, то для удовлетворения равенства $Q = \alpha \Delta T_w F_w$ необходимо условие $F_w \sim G^{0,2}$, т.е. поверхность теплообмена (длина трубы при неизменном диаметре канала) должна увеличиваться в указанной пропорции.

Ответ: при $Q_1 = 9$ кВт $t_1 = 131$ °С, $t_2 = 169$ °С.

Задача 2.2.12. Исследовать зависимость температуры теплоносителя t_2 на выходе из трубы от массового расхода G , кг/с, если внутренний диаметр трубы $d = 12$ мм и её длина $l = 2,2$ м, температура на внутренней поверхности трубы $t_w = 60$ °С, а температура на входе в трубу $t_1 = 30$ °С. В качестве теплоносителей принять воду, трансформаторное масло и воздух.

При исследовании за начальное условие взять $G_1 = 0,083$ кг/с, исследования выполнить в диапазоне до $G_1 = 2,8$ кг/с, результаты представить в графическом виде, по результатам анализа сделать необходимые выводы.

Ответ: для воды при $G_1 = 0,083$ кг/с $t_2 = 52$ °С.

Задача 2.2.13. Кожухотрубный теплообменный аппарат специального назначения [5, 12] (рис. 2.6) предполагается выполнить из прямых круглых труб диаметром $d = 30$ мм, внутри которых должен протекать высокотемпературный теплоноситель (нитритнитратная смесь). Скорость прокачки смеси $w_{ж} = 2$ м/с, её температура на входе в трубу $t_1 = 350$ °С, температура внутренней поверхности труб поддерживается на уровне $t_w = 150$ °С.

Определить рабочую поверхность F_w (поверхность охлаждения) и отведённую теплоту Q в зависимости от температуры теплоносителя на выходе из аппарата. По результатам расчёта сделать соответствующие выводы, наметить пути уменьшения рабочей поверхности ТОА.

Ответ: при $t_2 = 250$ °С $F_w = 0,26$ м²; $Q = 89,2$ кВт.

2.2.3. Теплоотдача при поперечном обтекании трубы и пучка труб

Алгоритм постановки и решения задачи теплоотдачи при вынужденном поперечном обтекании трубы и пучка труб аналогичен общему случаю расчётов, изменяется только форма и содержание критериальных уравнений теплоотдачи вида (2.2). Эти уравнения для большинства частных случаев, встречающихся на практике, выбирают из справочников (например, [4, 5]). Рассмотрим наиболее характерные

случаи, относящиеся к этому классу задач о теплоотдаче.

Пример 2.2.12. Прямая трубка с наружным диаметром $d = 20$ мм, по которой протекает горячий теплоноситель, охлаждается поперечным потоком воды (рис. 2.11). Скорость потока воды $w_{\text{ж}} = 1$ м/с, средняя температура воды $t_{\text{ж}} = 10$ °С, температура поверхности трубки $t_w = 50$ °С.

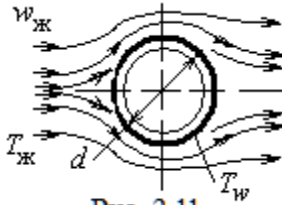


Рис. 2.11

Определить коэффициент теплоотдачи от поверхности трубки к охлаждающей её воде.

Рекомендации. Расчёт теплоотдачи при поперечном обтекании одиночного цилиндра капельной жидкостью (трубка с внешней поверхности представляет собой цилиндр) нужно выполнять по следующим критериальным уравнениям [4]:

- при $8 < Re_{\text{ж}} < 1 \cdot 10^3$ $Nu_{\text{ж}} = 0,5 \cdot Re_{\text{ж}}^{0,5} \cdot Pr_{\text{ж}}^{0,38} \cdot \psi(Pr)$, (2.21a)
- при $1 \cdot 10^3 < Re_{\text{ж}} < 2 \cdot 10^5$ $Nu_{\text{ж}} = 0,25 \cdot Re_{\text{ж}}^{0,6} \cdot Pr_{\text{ж}}^{0,38} \cdot \psi(Pr)$; (2.21б)

В (2.21), как и прежде, $\psi(Pr) = (Pr_{\text{ж}}/Pr_w)^{0,25}$ – поправка на изменение параметров теплоносителя возле поверхности теплоотдачи; за определяющий размер принимается диаметр цилиндра, а индексы «ж» и «w» означают, что соответствующие физические свойства теплоносителя выбирают по средней температуре жидкости $t_{\text{ж}}$ в набегающем потоке и при температуре жидкости t_w на поверхности теплообмена.

Решение. 1. Определяем режим обтекания трубки потоком воды. При температуре воды $t_{\text{ж}} = 10$ °С из справочника [4] выбираем её теплофизические параметры:

$$\nu = 1,306 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \lambda = 57,4 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \quad Pr = 9,52$$

и при $t_w = 50^\circ\text{C}$ $Pr_w = 3,54$.

Рассчитываем значение числа Re:

$Re_{\text{ж}} = w_{\text{ж}} d / \nu = 1 \cdot 0,02 / 1,306 \cdot 10^{-6} = 1,531 \cdot 10^4 > 10^4$ – режим обтекания трубки потоком воды турбулентный.

2. Находим и решаем критериальное уравнение теплоотдачи. В рассматриваемом случае $1 \cdot 10^3 < Re_{\text{ж}} < 2 \cdot 10^5$, так что расчёт производим по формуле (2.21б).

Все данные подставляем в критериальное уравнение:

$$Nu_{\text{ж}} = 0,25(1,531 \cdot 10^4)^{0,6}(9,52)^{0,38}(9,52/3,54)^{0,25} = 244,5.$$

3. Рассчитываем коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha = \text{Nu}_{\text{ж}} \lambda / d_1 = 244,5 \cdot 57,4 \cdot 10^{-2} / 0,02 = 7,02 \cdot 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Пример 2.2.13. В перегревателе сухого насыщенного водяного пара используются трубы, собранные в котельный пучок, по которым движется пар [12]. Трубы с внешним диаметром $d = 80$ мм расположены в пучке в шахматном порядке и обтекаются поперечным потоком дымовых газов (сечение пучка показано на рис. 2.12). Поперечный и продольный шаг труб в пучке равен соответственно $s_1 = 2,5d$ и $s_2 = 2,0d$. Средняя скорость потока газов в узком сечении пучка $w_m = 10$ м/с. Температура газа в потоке перед пучком $t_1 = 1100$ °С, а за пучком $t_2 = 900$ °С. По направлению потока газов пучок состоит из четырех рядов труб одинаковой длины.

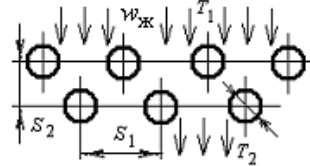


Рис. 2.12

Средняя скорость потока газов в узком сечении пучка $w_m = 10$ м/с. Температура газа в потоке перед пучком $t_1 = 1100$ °С, а за пучком $t_2 = 900$ °С. По направлению потока газов пучок состоит из четырех рядов труб одинаковой длины.

Состав дымовых газов принять стандартным [5].

Определить средний коэффициент теплоотдачи конвекцией от потока дымовых газов к стенкам труб котельного пучка.

Рекомендации. Критериальное уравнение теплоотдачи в пучке гладких труб для их третьего ряда [4, 5]:

$$\text{Nu}_{\text{ж}} = C \text{Re}_{\text{ж}}^n \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,33} \varepsilon(s), \quad (2.22)$$

где при коридорном расположении труб $C = 0,26$; $n = 0,65$; а при шахматном (как на рис. 2.12) $C = 0,41$; $n = 0,60$. За определяющий размер принят внешний диаметр трубы d , за определяющую температуру – средняя температура теплоносителя в пучке $t_m = 0,5(t_1 + t_2)$, за определяющую скорость – средняя скорость теплоносителя в узком сечении пучка.

Поправочный коэффициент $\varepsilon(s)$, учитывающий влияние на теплоотдачу размера относительных шагов в пучке труб:

- для коридорного пучка $\varepsilon(s) = (s_2/d)^{-0,15}$;
- для шахматного пучка при $(s_1/s_2) < 2$ $\varepsilon(s) = (s_1/s_2)^{0,167}$; при $(s_1/s_2) \geq 2$ $\varepsilon(s) = 1,12$.

Формула (2.22) справедлива при $10^3 \leq \text{Re}_{\text{ж}} \leq 10^5$. Поправка $\psi(\text{Pr}) = (\text{Pr}_{\text{ж}}/\text{Pr}_w)^{0,25}$ в уравнении не учтена, так как теплоносителем являются газы, для которых $\text{Pr}(T) \approx \text{const}$.

Подсчитанный по формуле (2.22) коэффициент теплоотдачи соответствует его значению для третьего α_3 и всех последующих рядов труб в пучке [4, 5].

Для *первого ряда* пучка вне зависимости от его типа коэффициент теплоотдачи определяется как $\alpha_1 = 0,6\alpha_3$; для труб *второго ряда* в коридорных пучках $\alpha_2 = 0,9\alpha_3$, а в шахматных $\alpha_2 = 0,7\alpha_3$.

Решение. 1. Рассчитываем определяющую температуру дымовых газов:

$$t_m = 0,5(t_1 + t_2) = 0,5(1100 + 900) = 1000 \text{ }^\circ\text{C}.$$

2. Из справочника [5] при температуре $t_m = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$ по стандартному составу дымовых газов выписываем их физические свойства:

$$\nu = 174,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda = 0,109 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \text{Pr} = 0,58.$$

Следует обратить внимание на большое отличие значения числа Pr для дымовых газов от соответствующего значения для воздуха. Из таблицы [5] также следует, что число Pr для дымовых газов, как и для воздуха, весьма слабо зависит от температуры. Например, при $t_w = 600 \dots 800 \text{ }^\circ\text{C}$ $\text{Pr} = 0,62 \dots 0,6$.

3. Определяем режим течения газов и поправки к критериальному уравнению: $\text{Re}_{\text{ж}} = w_m d / \nu = 10 \cdot 0,08 / 174,3 \cdot 10^{-6} = 4,59 \cdot 10^3$ – предлагаемое критериальное уравнение (2.22) можно использовать в условиях задачи. Для шахматного пучка $C = 0,41$ и $n = 0,6$.

Отношение $(s_1/s_2) = (2,5/2) = 1,25 < 2$, так что $\varepsilon(s) = (s_1/s_2)^{0,167} = 1,25^{0,167} = 1,04$.

4. Подсчитываем по (2.22) число $\text{Nu}_{\text{ж}}$ и коэффициент α для труб третьего ряда:

$$\begin{aligned} \text{Nu}_{\text{ж}} &= 0,41(4,59 \cdot 10^3)^{0,6}(0,58)^{0,33} \cdot 1,04 = 56,08; \\ \alpha_3 &= \text{Nu}_{\text{ж}} \lambda / d = 56,08 \cdot 0,109 / 8 \cdot 10^{-2} = 76,41 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \end{aligned}$$

5. При одинаковых размерах поверхности рядов труб среднюю величину коэффициента теплоотдачи в пучке рассчитываем по осреднению его значений на отдельных рядах [5]:

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{4} \sum_{\kappa=1}^4 \alpha_{\kappa} = \frac{1}{4} (0,6\alpha_3 + 0,7\alpha_3 + 2\alpha_3) = \frac{3,3}{4} 76,41 = 63,04 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Здесь составляющая суммы в скобках $2\alpha_3$ учитывает вклад в теплоотдачу третьего и четвертого, последнего ряда труб в пучке. Осреднённое значение коэффициента теплоотдачи пучка существенно (~1,21 раза) меньше, чем на трубах его третьего ряда. С увеличением числа рядов труб в пучке это отличие будет сглаживаться.

Пример 2.2.14. Проанализировать влияние схемы пучка труб в ре-

куператорном ТОА кожухотрубного типа [5, 12] на коэффициент теплоотдачи при следующих условиях. Греющий воздух поперечно обтекает трубы диаметром $d = 20$ мм в пучке при атмосферном давлении со средней температурой $t = 300$ °С со скоростью $w_H = 7$ м/с. Размер пучка по ходу первичного теплоносителя (глубина пучка) $H = 0,39$ м.

Предусмотрены следующие варианты схемы пучка:

- коридорная схема с поперечным $s_1 = 30$ мм и продольным $s_2 = 32,5$ мм шагом;

- шахматная схема, $s_1 = s_2 = 30$ мм.

Сравнить полученные результаты и сделать выводы.

Рекомендации. 1. Критериальное уравнение теплоотдачи при поперечном обтекании пучка труб [5] в зависимости от его схемы имеет следующий вид:

- для **коридорного** пучка

$$Nu_k = 0,017\varepsilon_z Re^{0,64}; \quad (2.23)$$

- для **шахматного** пучка вводят геометрические параметры разбивки труб:

$$\psi_1 = \frac{s_1}{d}; \quad \psi_2 = \frac{s_2}{d}; \quad \psi'_2 = \left[\psi_2^2 + \left(\frac{\psi_1}{2} \right)^2 \right]^{0,5}.$$

Здесь ψ_1 – относительный поперечный, ψ_2 – продольный и ψ'_2 – диагональный шаг установки труб в пучке:

- при $\varphi(s) = (\psi_1 - 1)/(\psi'_2 - 1) \leq 0,7$

$$Nu_{ш} = 0,27\varepsilon_z Re^{0,6}; \quad (2.24a)$$

- при $\varphi(s) > 0,7$

$$Nu_{ш} = 0,295\varepsilon_z Re^{0,6} \times \varphi(s)^{0,25}. \quad (2.24б)$$

В (2.24) ε_z – коэффициент, учитывающий число z поперечных рядов труб в пучке, его значение выбирают из [9] в зависимости от рядности пучка (табл. 2.4).

Т а б л и ц а 2.4

z	2	4	6	10	12	14...16	18...22
ε_z	0,89	0,95	0,98	0,99	1,01	1,015	1,02

Определяющим размером является внешний диаметр труб d , определяющей температурой – средняя температура теплоносителя.

Формулы применимы при $Re = (0,2...6,5)10^4$ и $s_1/s_2 = 1,2...1,5$.

2. При расчёте критерия Re для течения поперёк пучка труб необходимо учитывать скорость потока w_1 в его узком сечении. Эта скорость будет больше набегающей скорости w_n на величину коэффициента сужения сечения [5]: $w_1 = w_n/\xi_c$, где $\xi_c = 1 - d/s_1$.

Решение. 1. Из справочника [4] найдём физические параметры воздуха с учётом его заданной средней температуры при атмосферном давлении и при $t = 300$ °С:

$$\lambda = 0,0437 \text{ Вт/(м·К)}; \quad \nu = 49,87 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad Pr = 0,71.$$

2. Рассчитаем коэффициент теплоотдачи воздуха в стенку трубы при поперечном обтекании труб в зависимости от схемы пучка.

Выписываем критериальное уравнение теплоотдачи **для коридорной схемы** пучка.

Выполним расчёт критерия Re для течения поперёк пучка труб:

$$\xi_c = 1 - d/s_1 = 1 - 20/30 = 0,333; \quad w_1 = w_n/\xi_c = 7/0,333 = 21,02 \text{ м/с.}$$
$$Re_1 = w_1 d/\nu_1 = 21,02 \cdot 0,02/49,87 \cdot 10^{-6} = 8,43 \cdot 10^3.$$

Полученное значение Re_1 находится в области применимости указанных формул.

3. Решаем критериальное уравнение теплоотдачи **для коридорной схемы** пучка.

Определяем число z_k поперечных рядов труб в пучке и находим коэффициент ε_z : $z_k = H/s_2 = 0,39/0,0325 = 12$, так что из табл. 2.4 $\varepsilon_z = 1,01$.

Подставляем исходные данные в критериальное уравнение, получаем

$$Nu_k = 5,59;$$
$$\alpha_k = Nu_k \lambda_1/d = 12,21 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

4. Выбираем и решаем критериальное уравнение теплоотдачи в **шахматном пучке**.

При расчёте теплоотдачи в шахматном пучке следует определить коэффициент $\varphi(s)$, который учитывает влияние расположения труб на интенсивность теплоотдачи от внешнего потока. По условиям задачи $\psi_1 = 1,5$; $\psi'_2 = 1,68$; при этом $\varphi(s) = 0,736 > 0,7$, что и учитываем при выборе критериального уравнения теплоотдачи.

Оценим число поперечных шагов в шахматном пучке: $z_{ш} = H/s_2 = 13$, так что из табл. 2.4 $\varepsilon_z = 1,01$.

Решаем критериальное уравнение и находим коэффициент теплоотдачи шахматного пучка:

$$\begin{aligned} \text{Nu}_{\text{ш}} &= 0,295 \varepsilon_z \text{Re}_1^{0,6} \times \varphi(s)^{0,25} = 62,57; \\ \alpha_{\text{ш}} &= \text{Nu}_{\text{ш}} \lambda_1 / d = 136,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) > \alpha_{\text{к}} \text{ в } 11,1 \text{ раза!} \end{aligned}$$

Вывод: расчеты убедительно показали, что при заданных параметрах теплоносителей шахматная схема пучка труб в ТОА существенно (на порядок) превосходит по интенсивности теплоотдачи показатели коридорного пучка труб.

Задача 2.2.15. В теплообменнике-подогревателе кожухотрубного типа [5, 12] шахматный пучок труб (сечение пучка показано на рис. 2.12) обтекается поперечным потоком трансформаторного масла. Внешний диаметр труб $d = 20$ мм, поперечный и продольный шаг в пучке равен соответственно $s_1 = 2,5d$ и $s_2 = 1,5d$. Средняя скорость в узком сечении пучка и средняя температура масла соответственно равны $w_m = 0,6$ м/с и $t_m = 40$ °С.

Найти коэффициент теплоотдачи от поверхности труб к нагреваемому маслу для их *третьего ряда* в пучке при условии, что температура поверхности труб $t_w = 90$ °С.

Рекомендации. Поскольку, в отличие от предыдущей задачи, теплоносителем является капельная жидкость, критериальное уравнение теплоотдачи должно содержать поправку на изменение физических свойств жидкости по сечению потока в виде $\psi(\text{Pr}) = (\text{Pr}_{\text{ж}}/\text{Pr}_w)^{0,25}$.

Ответ: $\alpha = 1137,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Задача 2.2.16. При проектировании воздухоподогревателя кожухотрубного типа [5, 12] предполагается выполнить из труб диаметром $d = 38$ мм, собранных в пучок по коридорной схеме с поперечным и продольным шагом $s_1 = s_2 = 2,5d$. Число труб в одном ряду поперёк потока $m = 24$, число рядов $n = 5$. Температура воздуха на входе в подогреватель $t_1 = 20$ °С и на выходе $t_2 = 80$ °С, температура поверхности стенки $t_w = 150$ °С. Проектная скорость потока воздуха в узком сечении пучка труб $w_m = 0,6$ м/с.

Определить длину труб L , чтобы количество теплоты, передаваемой воздуху при его подогреве, составляло $Q = 20$ кВт.

Ответ: $L = 1,02$ м.

3. ТЕПЛОБМЕН ИЗЛУЧЕНИЕМ

3.1. Теплообмен излучением в системе реальных тел

Плотность теплового потока собственного излучения реальных тел E , Вт/м², при расчёте лучистого теплообмена может быть с достаточной достоверностью выражена законом Стефана–Больцмана, записанным для серого тела [1, 2]:

$$E = \varepsilon(T)\sigma_0 T^4, \quad (3.1)$$

где $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м² К⁴) – физическая константа, постоянная Стефана–Больцмана; $\varepsilon(T)$ – интегральный коэффициент теплового излучения тела, зависящий от его материала, состояния поверхности и температуры. Значения $\varepsilon(T)$ приведены в справочниках, например, [4].

Для расчёта лучистого теплообмена между телами, разделёнными прозрачной средой, используют формулу [1, 2], записанную для результирующего потока излучения между двумя телами,

$$q_{\text{л}} = \varepsilon_{\text{пр}}\sigma_0(T_1^4 - T_2^4), \quad (3.2)$$

где $q_{\text{л}}$ – плотность теплового потока, Вт/м²; $\varepsilon_{\text{пр}}$ – приведённый коэффициент теплового излучения системы тел как функция от формы и размеров системы тел и их коэффициентов теплового излучения; T_1 и T_2 – температура поверхности тел (под индексом 1 всегда полагают тело с наибольшей температурой).

Например, для теплообмена излучением между поверхностями двух тел используют следующие формулы [1, 2, 4]:

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \left[\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right]^{-1}, \quad (3.3a); \quad \varepsilon_{\text{пр}} = \left[\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_2}{F_1} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right) \right]^{-1}. \quad (3.3b)$$

Формула (3.3a) применима для расчёта $\varepsilon_{\text{пр}}$ в системе из двух параллельных поверхностей неограниченных размеров, а формула (3.3b) – для замкнутой системы, образованной из выпуклой поверхности F_1 излучателя и облегающей его поверхности F_2 тела с меньшей температурой.

При теплообмене излучением между двумя плоскими поверхностями бесконечной протяжённости с коэффициентами теплового излучения ε_1 и ε_2 , между которыми помещены n слоёв фольги, играющих роль *тепловых экранов* с коэффициентом теплового излучения ε_3 , формула для расчёта $\varepsilon_{\text{пр}}$ имеет следующий вид [4]:

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \left[\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 + n \left(\frac{2}{\varepsilon_3} - 1 \right) \right]^{-1}. \quad (3.3b)$$

При $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_3$ из (3.3в) следует, что один экран, установленный между телами, снижает тепловой поток излучения в 2 раза, два экрана – в 3 раза, n экранов – в $(n - 1)$ раз. Бóльший эффект дают экраны с малыми значениями ε_3 .

Пример 3.1.1. В муфельной печи с температурой шамотных стенок $t_1 = 1000$ °С тепловым излучением нагревается стальная болванка от температуры $t_{20} = 20$ °С до $t_2 = 700$ °С. Коэффициенты теплового излучения поверхности шамотного кирпича и болванки [4] соответственно равны $\varepsilon_1 = 0,9$ и $\varepsilon_2 = 0,8$; их зависимость от температуры слабая, и её можно не учитывать. В расчётах принять, что излучающая поверхность печи F_1 существенно превышает поверхность помещённой в неё болванки F_2 , т.е. $F_1 \gg F_2$.

Вычислить в заданном интервале температур значение плотности лучистого теплового потока в зависимости от температуры болванки в процессе её нагрева.

Рекомендации. В задаче рассматривается замкнутая система, состоящая из двух тел, одно из которых (в нашем случае это болванка с поверхностью F_2) находится в полости другого тела (это свод муфельной печи с поверхностью F_1). Значение плотности лучистого потока в такой системе (от более нагретого тела к менее нагретому, т.е. от свода печи к поверхности болванки) определяется по формуле (3.2). Так как по условиям задачи $F_1 \gg F_2$, то из (3.3б) $\varepsilon_{\text{пр}} = \varepsilon_1$ – плотность теплового потока излучения в рассматриваемой системе тел определяется только коэффициентом теплового излучения излучателя (т.е. шамотного свода печи). Следовательно,

$$q_{\text{л}} = 5,67 \varepsilon_1 \left[(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4 \right].$$

Здесь для удобства расчётов показатель степени у константы σ_0 введён в скобки, температура тел подставляется в кельвинах.

Решение. По условиям задачи значение T_1 в процессе нагрева болванки неизменно, а величина T_2 будет повышаться в заданном интервале значений. Полагая процесс установившимся в любой момент времени (стационарным) и изменяя T_2 , получаем:

- плотность теплового потока при $t_{20} = 20$ °С (начало нагрева)

$$q_{\text{л}0} = 5,67 \cdot 0,9 \cdot \left[\left(\frac{1273}{100} \right)^4 - \left(\frac{293}{100} \right)^4 \right] = 133,63 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2;$$

- плотность теплового потока в конце нагрева болванки

$$q_{л} = 5,103 \cdot (26,261 \cdot 10^3 - 8,963 \cdot 10^3) = 88,27 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2.$$

Подставив значения температуры поверхности болванки T_2 в заданном интервале, построим график $q_{л}(T_2)$, на основе которого можно рассчитать технологический процесс её нагрева.

Пример 3.1.2. Температура поверхности коллектора пароперегревателя высокого давления, отводящего пар из котла к турбине [12], равна $t_1 = 500$ °С. Наружный диаметр коллектора $d_1 = 275$ мм, коэффициент теплового излучения его поверхности $\varepsilon_1 = 0,8$. Коллектор помещён в короб, температура стенок которого $t_2 = 30$ °С. Вычислить тепловые потери излучением с погонного метра коллектора $Q_{л}$, если коллектор: 1) не изолирован; 2) окружён стальным экраном диаметром $d_3 = 325$ мм, степень черноты поверхности экрана, повернутой к коллектору, $\varepsilon_3 = 0,7$. Теплота между коллектором и экраном передается только тепловым излучением, а между экраном и коробом – совместной теплоотдачей, т.е. как за счёт излучения, так и свободной конвекцией (разд. 2) с интенсивностью $\alpha_k = 29$ Вт/(м²·К).

Решение. Случай первый. Так как коллектор не изолирован, считаем, что его поверхность несопоставимо мала с поверхностью короба, при этом из (3.3б) $\varepsilon_{пр} = \varepsilon_1$. Тепловые потери излучением с погонного метра коллектора (3.2) будут составлять:

$$\begin{aligned} Q_{л} &= 5,67 \cdot \varepsilon_1 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \pi d_1 = \\ &= 5,67 \cdot 0,8 (7,73^4 - 3,03^4) \cdot \pi \cdot 0,275 = 13,655 \text{ кВт/м.} \end{aligned}$$

Случай второй. Для уменьшения тепловых потерь между коллектором и коробом установлен экран. В этом случае тепловые потери от коллектора во внешнюю среду будут определяться тепловым потоком по этапам: в системе коллектор – экран, и далее экран – внешнее ограждение. При этом температура поверхности экрана, определяющая плотность как потока излучения, так и потока свободной конвекции, неизвестна.

Для вычисления температуры экрана используем уравнение баланса энергии: в стационарном режиме тепловой поток излучения от трубопровода к экрану будет равен тепловому потоку от экрана в

окружающую среду:

$$\begin{aligned}
 Q_{лэ} &= 5,67 \cdot \varepsilon_{\text{нр1}} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_3}{100} \right)^4 \right] \pi d_1 = \\
 &= 5,67 \cdot \varepsilon_{\text{нр2}} \left[\left(\frac{T_3}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \pi d_3 + \alpha_{\text{к}} (T_3 - T_2) \pi d_3,
 \end{aligned}$$

где $\varepsilon_{\text{нр1}} = \left[\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_3} \left(\frac{1}{\varepsilon_3} - 1 \right) \right]^{-1} = \left[\frac{1}{0,8} + \frac{0,275}{0,325} \left(\frac{1}{0,7} - 1 \right) \right]^{-1} = 0,62$ – коэф-

фициент теплового излучения системы коллектор-экран; $\varepsilon_{\text{нр2}} = \varepsilon_3$ – коэффициент теплового излучения системы экран-ограждение ($F_3 \ll F_2$).

Подставим численные значения известных величин в уравнение баланса теплового потока, после арифметических преобразований получим:

$$\left(\frac{T_3}{100} \right)^4 + 4,18 T_3 - 0,284 \cdot 10^4 = 0.$$

Уравнения подобного вида удобнее всего решать в среде Matcad, или графически, по-старинке, обозначив: $X = 0,284 \cdot 10^4 - 4,18 \cdot T_3$ и $Y = (T_3/100)^4$.

Пересечение этих функций на графике в координатах $X(T_3)$ и $Y(T_3)$, построенных при различных значениях T_3 , даст искомое значение $T_3 = 514$ К.

Теперь определяем лучистый поток с единицы длины коллектора:

$$\begin{aligned}
 Q_{лэ} &= 5,67 \varepsilon_{\text{нр1}} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_3}{100} \right)^4 \right] \pi d_1 = \\
 &= 5,67 \times 0,62 \left[\left(\frac{773}{100} \right)^4 - \left(\frac{514}{100} \right)^4 \right] \pi \times 0,275 = 8,719 \text{ кВт/м}.
 \end{aligned}$$

Сравним потери теплоты оголённого коллектора и коллектора с тепловым экраном: $Q_{л}/Q_{лэ} = 13,655/8,719 = 1,566$ – с установкой экрана потери теплоты с коллектора уменьшились примерно в 1,5 раза.

Задача 3.1.1. Топочная камера парового котла имеет внутреннюю обмуровку из шамотного кирпича и внешнюю обшивку из листовой стали [12]. Расстояние между обшивкой и кирпичной кладкой равно 30 мм, можно считать его малым по сравнению с размерами стен топки. Температура внешней поверхности обмуровки $t_1 = 127$ °С, температура стальной обшивки $t_2 = 50$ °С. Коэффициент теплового излучения [4] шамота $\varepsilon_1 = 0,8$; листовой стали $\varepsilon_2 = 0,6$.

Вычислить плотность теплового потока излучения с обшивки камеры в окружающую среду.

Ответ: $q_{\text{л}} = 435,54$ Вт/м².

Задача 3.1.2. Для снижения тепловых потерь между обмуровкой и обшивкой топочной камеры (задача 3.1.1) установлен экран, коэффициент теплового излучения с поверхности которого $\varepsilon_3 = 0,6$. Как изменится плотность теплового потока излучения в окружающую среду?

Ответ: тепловые потери сократятся в 2,22 раза.

Задача 3.1.3. Две плоские параллельные пластины, расстояние между которыми мало по сравнению с их размерами, разделены экраном. Температуры пластин 327 и 127 °С, коэффициент теплового излучения пластин одинаков, $\varepsilon = 0,8$, для поверхности экрана $\varepsilon_3 = 0,05$.

Вычислить плотность лучистого теплового потока в системе и температуру экрана.

Ответ: $q_{\text{л}} = 147,4$ Вт/м²; $T_3 = 526$ К.

3.2. Теплообмен излучением газов

Излучение газов по своей физической природе существенно отличается от излучения твёрдых тел, поэтому все формулы, описывающие этот процесс, применяют для расчёта излучения газов с известными поправками. Например, излучение газов в системе «газ-стенка» сопровождается поглощением не только излучения стенки, но и собственного излучения газа. Эту особенность учитывают введением коэффициента излучения объёма газа и вместо (3.2) используют следующую формулу [1, 2]:

$$q_{\text{л}} = \varepsilon_{\text{пр}} \sigma_0 (\varepsilon_{\text{г}} T_{\text{г}}^4 - A_{\text{гв}} T_{\text{в}}^4), \quad (3.4)$$

где $\varepsilon_{\text{пр}} = 0,5(1 + \varepsilon_{\text{в}})$ – приведённый коэффициент теплового излучения системы «газ-твёрдая стенка»; $\varepsilon_{\text{г}}$ – коэффициент излучения объёма газа; $\varepsilon_{\text{в}}$ – коэффициент теплового излучения стенки.

Коэффициент теплового излучения газового объёма ε_{Γ} как характеристика собственного излучения данного газа зависит от его параметров: температуры T_{Γ} и парциального давления p_{Π} . Размер объёма газа учитывается введением понятия характерного размера l_0 :

$$\varepsilon_{\Gamma} = \varepsilon_{\Gamma}(T_{\Gamma}, l_0, p_{\Pi}). \quad (3.5a)$$

В теплотехнических инженерных расчётах обычно интерес представляет собственное излучение диоксида углерода CO_2 и водяного пара H_2O , т.е. трёхатомных газов с наиболее насыщенным спектром излучения, входящих в состав продуктов сгорания углеводородного топлива.

Коэффициент поглощения излучения в приповерхностных слоях газового объёма $A_{\Gamma w}$ рассчитан при температуре газа, равной температуре поверхности стенки T_w . Для инженерных расчётов может быть использована следующая эмпирическая зависимость [1, 4]:

$$A_{\Gamma w} = \varepsilon_{\text{CO}_2}(T_{\Gamma}/T_w)^{0,65} + \beta\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}. \quad (3.5б)$$

Для определения ε_{Γ} (3.5) составлены монограммы [4] в виде графиков, которые широко используются в теплотехнических расчётах. Монограмма для излучения CO_2 приведена на рис. 3.1; монограмма излучения H_2O (рис. 3.2) составлена при минимальном парциальном давлении водяного пара $p_{\text{H}_2\text{O}} \rightarrow 0$. Для учёта реального давления $p_{\text{H}_2\text{O}}$ нужно значение $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$, полученное из графика, умножить на поправочный коэффициент $\beta_{\text{H}_2\text{O}}$, зависящий от парциального давления $p_{\text{H}_2\text{O}}$ и характерного размера излучающего объёма l_0 (рис. 3.3). Этот факт учтён в (3.5б) при расчёте поглощательной способности смеси газов.

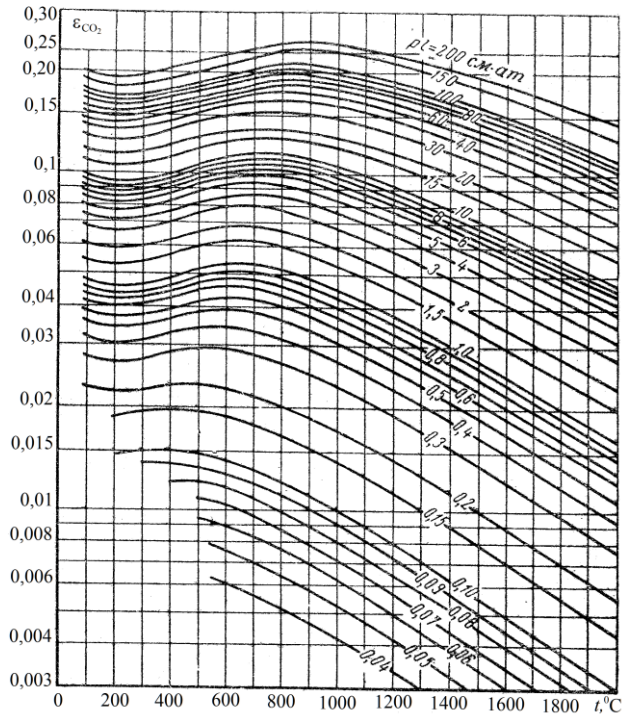


Рис. 3.1

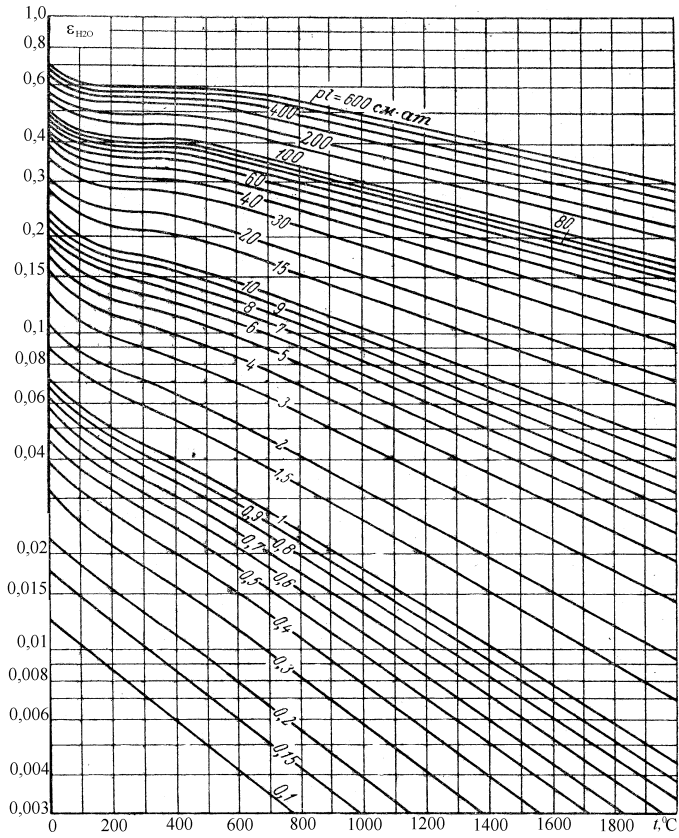


Рис. 3.2

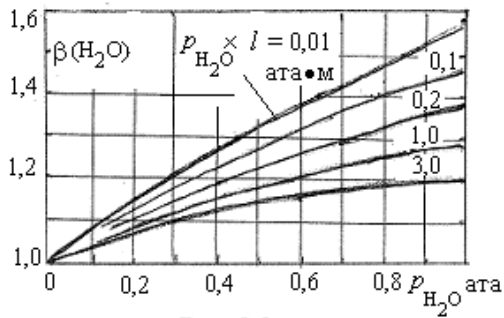


Рис. 3.3

Излучение любого газового объёма с характерным размером l_0 можно заменить излучением эквивалентной газовой полусферы, радиус которой определяется следующей формулой [4]:

$$l_0 = 0,9 \cdot 4V/F = 3,6 V/F, \quad (3.6)$$

где V – излучающий объём газа, F – площадь поверхности его оболочки.

В продуктах сгорания топлива компоненты CO_2 и H_2O образуют смесь газов, в которой происходит частичное взаимное поглощение их излучения из-за перекрывания полос спектра [1, 4]. В итоге коэффициент теплового излучения смеси газов оказывается меньше суммы коэффициентов излучения чистых газов, и этот фактор учитывается вычитанием специальной поправки $\Delta\varepsilon$:

$$\varepsilon_{\text{тс}} = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \beta\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} - \Delta\varepsilon; \quad \Delta\varepsilon = \varepsilon_{\text{CO}_2} \times \beta\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}. \quad (3.7)$$

Величина поправки $\Delta\varepsilon$ в (3.7) зависит от температуры смеси, концентрации компонентов, давления и средней длины луча в объёме излучающего газа.

Пример 3.2.1. В топке парового котла [12] при сгорании углеводородного топлива температура продуктов сгорания (ПС) $t_{\text{г}} = 1200$ °С. Объём топки $V = 12$ м³, полная поверхность её стенок $F = 28$ м². Общее давление ПС в печи $p = 0,98$ ата, парциальное давление CO_2 $p_{\text{CO}_2} = 0,12$ ата и H_2O $p_{\text{H}_2\text{O}} = 0,08$ ата.

Вычислить коэффициент теплового излучения ПС топлива и их собственное излучение.

Решение. 1. Определяем характерный размер l_0 излучающего объёма (3.6) исходя из заданных размеров печи:

$$l_0 = 3,6V/F = 3,6 \cdot 12/28 = 1,54 \text{ м.}$$

2. Рассчитываем произведение парциального давления компонента на характерный размер излучающего газа:

$$p_{\text{CO}_2} l_0 = 0,12 \cdot 1,54 = 0,185 \text{ ата} \cdot \text{м}, \quad p_{\text{H}_2\text{O}} l_0 = 0,08 \cdot 1,54 = 0,123 \text{ ата} \cdot \text{м.}$$

3. При заданной температуре газа $T_{\text{г}} = 1473$ К из графиков $\varepsilon_{\text{г}} = f(T_{\text{г}}, p_{\text{к}}, l_0)$ с учётом сделанных вычислений находим (3.5а): $\varepsilon_{\text{CO}_2} = 0,11$; $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,10$ и $\beta = 1,05$.

Определяем коэффициент теплового излучения продуктов сгорания (3.7):

$$\varepsilon_r = 0,11 + 1,05 \cdot 0,10 - 0,11 \times 0,10 \times 1,05 = 0,203.$$

4. Собственное излучение продуктов сгорания E рассчитаем по формуле Стефана–Больцмана (3.1) для серых тел:

$$E_r = \varepsilon_r \sigma_0 T^4 = 0,203 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 1473^4 = 54,19 \text{ кВт/м}^2.$$

Следовательно, в объёме топки котла реализуется интенсивный теплообмен излучением не только от её разогретого свода (см. примеры 3.1.1 и 3.1.2), но и от самих продуктов сгорания, что и используется в различных технологиях.

Пример 3.2.2. В объёме пароперегревателя парового котла [12] установлен пакет труб диаметром $d = 38$ мм, расположенных в шахматном порядке с шагами по фронту $s_1 = 2d$ и глубине $s_2 = 2d$ (схема сечения пакета приведена на рис. 2.12). Температура продуктов сгорания, поступающих в пароперегреватель, на его входе $t_1 = 1100$ °С и на выходе из него $t_2 = 800$ °С, средняя температура всей поверхности теплообмена $t_w = 500$ °С, степень черноты поверхности труб $\varepsilon_w = 0,8$. Газ содержит 10% CO_2 и 4% H_2O , общее давление газа $p = 1$ ата.

Определить коэффициент теплоотдачи излучением от газа к поверхности труб пароперегревателя. Сравнить интенсивность теплоотдачи в пакете труб конвекцией и тепловым излучением продуктов сгорания топлива.

Характерный размер излучения в межтрубном пространстве при продольном омывании труб продуктами сгорания определяют по следующей формуле [5]:

$$l = 1,08d \left(\frac{s_1 \times s_2}{d^2} - 0,785 \right).$$

Решение. 1. Определим коэффициент собственного теплового излучения газа:

- найдём характерный размер излучения в межтрубном пространстве:

$$l = 1,08d \left(\frac{s_1 \times s_2}{d^2} - 0,785 \right) = 1,08 \cdot 0,038(2 \times 2 - 0,785) = 0,132 \text{ м};$$

- рассчитаем произведения парциального давления компонентов газа на характерный размер излучающего объёма:

$$p_{\text{CO}_2} l_0 = 0,1 \cdot 1,0 \times 0,132 = 0,0132 \text{ ата} \times \text{м},$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} l_0 = 0,04 \cdot 1,0 \times 0,132 = 0,00528 \text{ ата} \times \text{м};$$

- при заданной температуре газа на входе T_1 и на выходе T_2 подогревателя найдем среднее значение температуры газа T_r в излучающем объеме:

$$t_r = 0,5(t_1 + t_2) = 0,5(1100 + 800) = 950 \text{ }^\circ\text{C или } 1223 \text{ K};$$

- из графиков $\varepsilon_r = f(T_r, p_r \times l_0)$ [4] с учётом сделанных вычислений при $T_r = 1223 \text{ K}$ находим

$$\varepsilon_{\text{CO}_2} = 0,05 \text{ и } \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,012; \beta = 1,05;$$

- определим коэффициент теплового излучения продуктов сгорания (3.7) и их поглощательную способность (3.56):

$$\begin{aligned} \varepsilon_r &= 0,05 + 1,05 \cdot 0,0105 - 0,05 \cdot 1,05 \cdot 0,012 = 0,062; \\ A_r &= \varepsilon_{\text{CO}_2} (T_r/T_w)^{0,65} + \beta \cdot \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,05(1223/773)^{0,65} + 1,05 \cdot 0,012 = 0,08. \end{aligned}$$

2. Рассчитаем тепловую нагрузку излучением на трубы пароперегревателя:

$$\begin{aligned} q_{\text{л}} &= \frac{1}{2}(\varepsilon_w + 1) \cdot 5,67 \left[\varepsilon_r \left(\frac{T_r}{100} \right)^4 - A_{r_w} \left(\frac{T_w}{100} \right)^4 \right] = \\ &= \frac{1}{2}(0,8 + 1) \cdot 5,67 \left[0,061 \left(\frac{1223}{100} \right)^4 - 0,078 \left(\frac{773}{100} \right)^4 \right] = 5,62 \text{ кВт/м}^2. \end{aligned}$$

3. Определим коэффициент лучистой теплоотдачи:

$$\alpha_{\text{л}} = q_{\text{л}}/(T_r - T_w) = 5620/(950 - 500) = 12,49 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}.$$

Вывод: 1) интенсивность лучистого теплообмена имеет порядок интенсивности конвективной теплоотдачи в режиме свободной конвекции (подразд. 2.1);

2) поглощательная способность смеси газов при условии $T_w < T_r$ больше её излучательной способности.

Задача 3.2.1. По цилиндрическому газоходу диаметром $d = 500 \text{ мм}$ в котельной установке движутся дымовые газы. Температура газов на входе в газоход $t_1 = 800 \text{ }^\circ\text{C}$ и на его выходе $t_2 = 600 \text{ }^\circ\text{C}$, газы содержат 10% CO_2 и 5% H_2O , общее давление газов $p = 1,0 \text{ ата}$. Средняя температура стенок газохода $T_w = 400 \text{ }^\circ\text{C}$, коэффициент теплового излучения поверхности $\varepsilon_w = 0,85$.

Вычислить плотность теплового потока от излучения дымовых газов к поверхности газохода.

При больших изменениях температуры в газоходе как в поперечном сечении, так и по его длине, характерную температуру газа рассчитывают как среднегеометрическую величину [4]:

$$T_r = \sqrt{T_1 \times T_2} = \sqrt{(800 + 273)(600 + 273)} = 967,8 \text{ K.}$$

Ответ: $q_{\text{л}} = 4,29 \text{ кВт/м}^2$.

Задача 3.2.2. Пучок труб, установленных в шахте парового котла [12] (схема сечения пучка на рис. 2.6), омывается продольным потоком дымовых газов с температурой $t_r = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$, скорость потока газов $w_m = 6 \text{ м/с}$. Трубы с внешним диаметром $d_2 = 80 \text{ мм}$ и длиной $l = 3 \text{ м}$ расположены в пучке коридорной схемы с шагами $s_1 = 200 \text{ мм}$ и $s_2 = 200 \text{ мм}$. Средняя температура наружной поверхности труб $t_w = 250 \text{ }^\circ\text{C}$. Коэффициент теплового излучения поверхности труб $\varepsilon_w = 0,8$; давление газов $0,101 \text{ МПа}$, газы содержат $11\% \text{ H}_2\text{O}$ и $13\% \text{ CO}_2$ по объёму [13].

Для расчёта теплопередачи к воде, движущейся по трубам, требуется определить совместный коэффициент теплоотдачи конвекцией и тепловым излучением от потока дымовых газов к поверхности труб (разд. 2). Сравнить интенсивность конвективной и лучистой теплоотдачи, сделать соответствующие выводы.

Ответ: $\alpha_3 = \alpha_k + \alpha_{\text{л}} = 44,28 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}$; $\alpha_{\text{л}}/\alpha_k \approx 1,5$.

4. ЗАДАЧА О ТЕПЛОПЕРЕДАЧЕ

4.1. Теплопередача через плоскую стенку

Тепловой поток при теплопередаче в случае плоской стенки рассчитывают на основе совместного решения трёх сопряжённых задач [1, 2].

Во-первых, это задача о теплопроводности плоского равномерно прогретого слоя (подразд. 1.1). Во-вторых, задача о теплоотдаче на поверхностях плоской стенки, описываемая уравнением гипотезы Ньютона [1, 2]

$$q = \alpha(t_{\text{ж}} - t_w),$$

где в скобках разность температур теплоносителя $t_{\text{ж}}$ и поверхности стенки t_w определяет температурный напор теплоотдачи. Коэффициент теплоотдачи α при решении теплопередачи должен быть известной, заданной величиной или определяться в ходе специального решения (разд. 2).

Теплопередачу рассчитывают по следующим формулам [1, 2]:

$$q_{\text{тп}} = \Delta T_{\text{тп}} / R_{\text{тп}} ; \quad R_{\text{тп}} = 1/\alpha_1 + \delta/\lambda_w + 1/\alpha_2, \quad (4.1)$$

где $q_{\text{тп}}$ – плотность потока теплопередачи Вт/м²; $\Delta T_{\text{тп}} = T_1 - T_2$ – температурный напор теплопередачи через стенку как разность температур горячего T_1 и холодного T_2 теплоносителей; $R_{\text{тп}}$ – термическое сопротивление теплопередачи как сумма термических сопротивлений теплоотдачи на поверхностях стенки и теплопроводности стенки толщиной δ с теплопроводностью материала $\lambda_w(t)$ (Вт/(м²·К))⁻¹. При этом теплопроводность материала стенки λ_w усреднена как функция от температуры в заданном интервале температур T_{w1} и T_{w2} (разд. 1).

В практике расчёта теплопередачи зачастую вводят вместо термического сопротивления коэффициент теплопередачи $K_{\text{тп}} = R_{\text{тп}}^{-1}$, Вт/(м²·К).

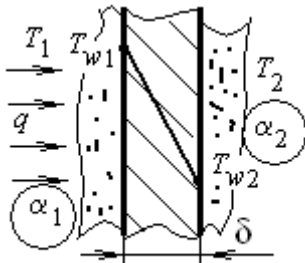


Рис. 4.1

Рассмотрим решение теплопередачи методом итераций на простом примере.

Все параметры горячего теплоносителя будут иметь в дальнейшем индекс 1, холодного – индекс 2.

Пример 4.1.1. Стенки топки парового котла [12] обмурованы слоем шамотного кирпича толщиной $\delta = 250$ мм (рис. 4.1). Определить потери теплоты

с единицы поверхности стенок топки и температуру на их внутренней и внешней поверхностях, если температура газов в печи $t_1 = 1200$ °С, а температура воздуха в помещении $t_2 = 30$ °С.

Теплопроводность шамотного кирпича (1.2а)

$$\lambda(T) = 0,84 + 6,0 \cdot 10^{-4} t, \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

Коэффициенты теплоотдачи на поверхностях стенки известны, в частности, от газов к стенке печи $\alpha_1 = 30$ Вт/(м²·К) и от обмуровки стенки в окружающую среду (в воздух) $\alpha_2 = 10$ Вт/(м²·К).

Рекомендации. В задачах о теплопередаче температуры поверхностей стенки, как правило, неизвестны, и их находят методом последовательных приближений (итераций). Решение методом итераций проще всего выполнять с помощью численного анализа с привлечением программы расчёта, например, выполненной в среде Matcad на персональном компьютере.

Программа строится на основе метода циклов. Условие выхода из цикла – заданная величина сходимости результатов итераций. Обычно задаются величиной сходимости результатов решения методом последовательных приближений по определяющим параметрам задачи $\varepsilon \leq 3 \dots 5\%$.

Решение. 1. Для расчёта тепловых потерь при теплопередаче по формуле (4.1) следует определить термические сопротивления составляющих: теплоотдачи на её поверхностях и теплопроводности облицовки стенки. Термическое сопротивление самой стенки топки, выполненной из металла, сравнительно мало, поэтому не учитывается (разд. 1). Если термические сопротивления пограничных слоёв по условиям задачи известны, то для расчёта термического сопротивления слоя обмуровки $\delta/\lambda_{и}$ необходимо знать усреднённую теплопроводность $\lambda_{и}$ (1.2б) шамотного кирпича. Так как температура кирпича неизвестна, *задача о теплопередаче решается методом последовательных приближений* [2, 11].

В первом приближении (параметры с одним штрихом) задаётся средней температурой стенки $t_w' = 650$ °С, которая определена как величина, несколько выше средней в заданном интервале температур теплопередачи (значение параметров для первой итерации задается на практических занятиях).

При температуре $t_w' = 650$ °С находим значение теплопроводности шамотного кирпича (1.2б)

$$\lambda'_{и} = 0,84 + 6,0 \cdot 10^{-4} \times 650 = 1,23 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

Определяем термическое сопротивление теплопередачи (4.1):

$$R'_{тп} = 1/\alpha_1 + \delta/\lambda'_{и} + 1/\alpha_2 = 1/30 + 0,25/1,23 + 1/10 = 3,33 \cdot 10^{-2} + 0,203 + 0,1 = 0,336 \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{К))}^{-1}.$$

Вполне очевидно, что определяющим является термическое сопротивление обмуровки стенки, выполненной из шамотного кирпича. Термическое сопротивление теплоотдачи в режиме свободной конвекции сопоставимо с сопротивлением стенки, а сопротивление теплоотдачи в режиме свободной конвекции, реализующейся при максимальном перепаде температуры, на порядок меньше этих составляющих.

2. Находим плотность теплового потока (4.1):

$$q' = (t_1 - t_2)/R'_{тп} = (1200 - 30)/0,336 = 3,48 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2.$$

3. Начинаем процедуру уточнения решения, полученного в первом приближении.

Используя результаты первого приближения как исходные и гипотезу Ньютона о теплоотдаче (2.1), вычисляем температуры на поверхностях кирпичной стенки (параметры с двумя штрихами):

$$\begin{aligned} t''_{w1} &= t_1 - q'/\alpha_1 = 1200 - 3,48 \cdot 10^3/30 = 1084 \text{ }^\circ\text{C}, \\ t''_{w2} &= t_2 + q'/\alpha_2 = 30 + 3,48 \cdot 10^3/10 = 378 \text{ }^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

При этих значениях средняя температура стенки

$$t''_w = 0,5(t''_{w1} + t''_{w2}) = 731 \text{ }^\circ\text{C},$$

а теплопроводность кирпича из [4] $\lambda''_{\text{и ср}} = 1,28 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$.

Определяем новое значение термического сопротивления теплопередачи:

$$\begin{aligned} R_{\text{тп}}'' &= 1/\alpha_1 + \delta/\lambda''_{\text{и ср}} + 1/\alpha_2 = \\ &= 1/30 + 0,25/1,28 + 1/10 = 0,329 \text{ (Вт/(м}^2\cdot\text{К))}^{-1}. \end{aligned}$$

Находим плотность тепловых потерь через стенку:

$$q'' = (t_1 - t_2)/R_{\text{тп}}'' = (1200 - 30)/0,329 = 3,56 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2.$$

При уточнённом значении q'' вычисляем новые значения температуры t_{w1} и t_{w2} :

$$\begin{aligned} t_{w1}''' &= t_1 - q''/\alpha_1 = 1200 - 3,56 \cdot 10^3/30 = 1081 \text{ }^\circ\text{C}, \\ t_{w2}''' &= t_2 + q''/\alpha_2 = 30 + 3,56 \cdot 10^3/10 = 386 \text{ }^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Находим среднюю температуру стенки $t_{w\text{ср}}''' = 0,5(t_{w1}''' + t_{w2}''') = 734 \text{ }^\circ\text{C}$, так что из [4] новое значение теплопроводности $\lambda_{\text{и ср}}''' = 1,28 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$. Получена полная сходимость результатов оценки осреднённого значения теплопроводности материала стенки.

Определяем сходимость результатов решения по плотности теплового потока, используя подсчитанные приблизительные значения плотности тепловых потерь:

$$\varepsilon = (q' - q'')/q' = (3,48 - 3,56)/3,48 = 0,023 \text{ или } 2,3 \text{ } \%.$$

Так как оценка сходимости по главному параметру задачи (по плотности теплового потока) $\varepsilon \leq 3 \dots 5\%$, первая итерация является удовлетворительной, а по температуре поверхностей стенки – полной.

Решение об изоляции стенки топки парового котла считается выполненным.

Задача 4.1.1. Печь облицована слоем шамотного кирпича [4] толщиной $\delta = 250 \text{ мм}$, теплопроводность которого определяется формулой (1.2a):

$$\lambda_{\text{н}} = 0,84(1 + 6,95 \cdot 10^{-4} t), \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}).$$

Температура газов в печи $t_1 = 1200 \text{ }^\circ\text{C}$, температура воздуха в помещении $t_2 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$, коэффициент теплоотдачи от поверхности обмуровки к окружающему воздуху $\alpha_2 = 10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Потери теплоты с 1 м^2 поверхности печи составляют $q = 3,53 \cdot 10^3 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

Определить коэффициент теплоотдачи α_1 от газов к стенке печи и температуру на внутренней и внешней поверхностях обмуровки.

Ответ. $\alpha_1 = 30,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $t_{\text{w1}} = 1083 \text{ }^\circ\text{C}$ и $t_{\text{w2}} = 383 \text{ }^\circ\text{C}$.

Задача 4.1.2. В топке парового котла [12] температура газов поддерживается на уровне $t_1 = 1300 \text{ }^\circ\text{C}$, температура воздуха в котельной $t_2 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$. Стены топочной камеры выполнены из слоя огнеупора толщиной $\delta_1 = 250 \text{ мм}$, теплопроводность материала огнеупора [4]

$$\lambda_1 = 0,28(1 + 8,33 \cdot 10^{-4} t), \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}).$$

Слой огнеупора усилен дополнительным слоем диатомитового кирпича, теплопроводность материала кирпича [4] $\lambda_2 = 0,113(1 + 2,06 \cdot 10^{-4} t), \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Коэффициент теплоотдачи от газов к поверхности огнеупора $\alpha_1 = 30 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ и от внешней поверхности топочной камеры к окружающему воздуху $\alpha_2 = 10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ (решения теплоотдачи в разд. 2).

Какой должна быть толщина δ_2 диатомитового слоя, чтобы потери теплоты в окружающую среду не превышали уровень, установленный нормативом $750 \text{ Вт}/\text{м}^2$?

Ответ. $\delta_2 = 138 \text{ мм}$.

4.2. Теплопередача через цилиндрическую стенку

Расчёт теплового потока и тепловой изоляции при теплопередаче в случае цилиндрической стенки (трубы) через единицу её длины выполняется при совместном решении трёх сопряжённых задач: теплоотдачи с обеих поверхностей (разд. 2) и теплопроводности через стенку (разд. 1). Это решение [1, 2] имеет вид

$$Q_l = \pi \Delta T_{\text{тп}} / R_{\text{тп}}, \quad R_{\text{тп}} = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_w} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}, \quad (4.2)$$

где Q_l – поток теплопередачи с погонного метра трубы $\text{Вт}/\text{м}$; $\Delta T_{\text{тп}} = t_1 - t_2$ – температурный напор теплопередачи через стенку как раз-

ность температур теплоносителей; $R_{лтп}$ – термическое сопротивление теплопередачи с погонного метра трубы как сумма термических сопротивлений теплоотдачи на её поверхностях и термического сопротивления самой стенки (разд. 1) $(Вт/(м·К))^{-1}$. При этом теплопроводность материала стенки λ_w усреднена как функция в заданном интервале температур.

Пример 4.2.1. Маслопровод с трубой диаметрами $d_1/d_2 = 44/51$ мм (рис. 4.2) покрыт слоем теплоизоляции толщиной 80 мм. Теплопроводность [4] стальной трубы трубопровода $\lambda_1 = 50$ Вт/(м·К), теплопроводность теплоизоляции $\lambda_2 = 1,28$ Вт/(м·К).

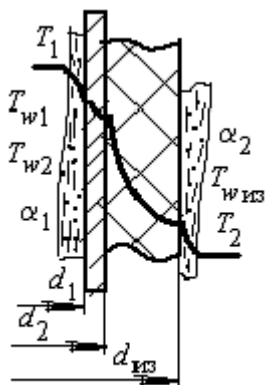


Рис. 4.2

Средняя температура масла на рассматриваемом участке трубопровода $t_1 = 120$ °С, температура окружающего воздуха $t_2 = 20$ °С. Коэффициент теплоотдачи от масла к поверхности трубы [2, 3] $\alpha_1 = 100$ Вт/(м²·К), т.е. реализуется вынужденная конвекция в трубе; от поверхности изоляции к воздуху $\alpha_2 = 10$ Вт/(м²·К) – естественная конвекция окружающего воздуха относительно внешней поверхности трубы.

Определить потери теплоты с погонного метра трубопровода без теплоизоляции $Q_{ю}$ и с теплоизоляцией $Q_{из}$.

Могут ли в условиях задачи тепловые потери из трубопровода при нанесении теплоизоляции быть больше, чем при оголённой трубе?

Какой должна быть теплопроводность изоляции $\lambda_{из}$, чтобы при любой её толщине потери с изолированной трубы были не больше, чем для оголённого трубопровода?

Какой должна быть толщина $\delta_{из}$ теплоизоляции из совелита ($\lambda_2 = 0,08$ Вт/(м·К)), чтобы потери теплоты с погонного метра трубопровода $Q_{из}$ были в 3 раза меньше, чем для трубопровода без теплоизоляции?

Решение. 1. Определим термическое сопротивление теплопередачи (2.2) с теплоизоляцией:

$$\begin{aligned}
 R_{\text{лнз}} &= \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_{\text{лнз}}}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_{\text{лнз}}} = \\
 &= \frac{1}{100 \times 0,044} + \frac{1}{2 \times 50} \ln \frac{51}{44} + \frac{1}{2 \times 1,28} \ln \frac{211}{51} + \frac{1}{10 \times 0,211} = \\
 &= 0,227 + 1,48 \cdot 10^{-3} + 0,555 + 0,474 = 1,257 \quad [\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})]^{-1}.
 \end{aligned}$$

Термическое сопротивление металлической стенки трубы несоизмеримо мало по отношению к остальным составляющим суммы, и в дальнейшем его учитывать не будем.

2. Определим термическое сопротивление теплопередачи маслопровода (2.2) без теплоизоляции, т.е. с оголённой трубой:

$$\begin{aligned}
 R_{\text{т0}} &= \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2} = \frac{1}{100 \times 0,044} + \frac{1}{10 \times 0,051} = \\
 &= 0,227 + 1,961 = 2,188 \quad [\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})]^{-1}.
 \end{aligned}$$

3. Теперь подсчитаем тепловые потери трубопровода (2.1) с теплоизоляцией и без неё:

$$Q_{\text{т0}} = \pi(t_1 - t_2)/R_{\text{т0}} = 100\pi/2,188 = 143,5 \text{ Вт}/\text{м};$$

$$Q_{\text{лнз}} = \pi(t_1 - t_2)/R_{\text{лнз}} = 100\pi/1,257 = 249,8 \text{ Вт}/\text{м}.$$

Получен, на первый взгляд, **парадоксальный результат**: при нанесении тепловой изоляции на трубу потери с трубопровода увеличились, причём очень существенно.

Этот феномен в теории теплопередачи через цилиндрическую систему [1, 2] объясняется так называемым **критическим диаметром теплоизоляции для трубы**. Условием нанесения теплоизоляции на трубу является неравенство вида $d_2 \geq d_*$.

Следовательно, $\lambda_{\text{лнз}} \leq \alpha_2 d_2 / 2 = 10 \times 0,051 / 2 = 0,26 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$.

Применяемый для трубопровода материал с $\lambda_2 = 1,28 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ условиям нанесения теплоизоляции не соответствует. Его использование не снижает, а увеличивает потери теплоты конвективной теплоотдачей с более развитой наружной поверхности теплоизоляции трубопровода в 1,74 раза.

4. Рассчитаем толщину теплоизоляции, выполненной из совелита, теплопроводность которого удовлетворяет условию нанесения покрытия ($\lambda_2 = 0,08 < 0,26 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$). По условию задачи тепловые потери должны сократиться втрое. Следовательно, при неизменном тем-

пературном напоре термическое сопротивление теплопередачи R_{l2} должно увеличиться в три раза по отношению к оголённому трубопроводу R_{l0} , т.е. $R_{l2} = 3R_{l0} = 2,187 \times 3 = 6,56 \text{ (Вт/(м}\cdot\text{К))}^{-1}$. При решении учтём, что $\delta_{\text{из}} = 0,5(d_{\text{из}} - d_2)$, где $d_{\text{из}}$ – диаметр изоляции, выполненной из совелита. Значение этого размера найдём из уравнения термического сопротивления (4.2), величина которого задана:

$$R_{l2} = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_{\text{из}}}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_{\text{из}}}.$$

Уравнения такого вида удобнее всего решать в среде Matcad или графическим способом. При этом, задавшись несколькими значениями $d_{\text{из}}$, получаем несколько значений R_{l2} . Построив график зависимости $R_{l2} = f(d_{\text{из}})$, по известной величине R_{l2} находим искомые значения $d_{\text{из}}$ и $\delta_{\text{из}}$.

При заданных параметрах $\delta_{\text{из}} = 75 \text{ мм}$.

Задача 4.2.1. В пароперегреватель котельной установки паровой турбины [12] поступает сухой насыщенный пар [13] при давлении $p = 98 \text{ ата}$, температура пара на выходе из пароперегревателя должна быть $t_{\text{пп}} = 500 \text{ }^\circ\text{C}$. Пароперегреватель выполнен из труб жаростойкой стали ($\lambda = 40,0 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ [4]) с диаметрами $d_1/d_2 = 32/40 \text{ мм}$. Производительность парового котла должна быть не менее $G = 61,1 \text{ кг/с}$. Средняя температура газов в камере перегревателя $t_1 = 900 \text{ }^\circ\text{C}$.

Из анализа конвективной теплоотдачи пароперегревателя (разд. 2 и [1, 2]) известно, что коэффициент теплоотдачи от топочных газов к внешней поверхности труб составляет $\alpha_1 = 81,5 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$, а от внутренней поверхности труб к пару $\alpha_2 = 1163 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$.

Определить поверхность нагрева (рабочую поверхность) F_w труб пароперегревателя.

Ответ: $F_w = 1140,3 \text{ м}^2$, поверхность нагрева рассчитана для плоской системы, так как толщина трубы пароперегревателя много меньше её диаметров.

Задача 4.2.2. Жаротрубный воздухоподогреватель [12] производительностью $G = 2,78 \text{ кг/с}$ выполнен из труб с диаметрами $d_1/d_2 = 43/49 \text{ мм}$. Теплопроводность материала труб $\lambda = 50 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$. По трубам движутся топочные газы, средняя температура газов $t_1 = 250 \text{ }^\circ\text{C}$. Наружная поверхность труб омывается поперечным потоком подогреваемого воздуха, средняя температура воздуха $t_2 = 145 \text{ }^\circ\text{C}$ при разности температур на входе и выходе из подогревателя $\delta t_2 = 250^\circ$.

Коэффициент теплоотдачи от газов к внутренней поверхности труб $\alpha_1 = 45,0 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$, а от внешней поверхности к воздуху $\alpha_2 =$

$$= 25 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Определить необходимую поверхность нагрева (рабочую поверхность) подогревателя. Расчёт выполнить по формулам для цилиндрической и плоской стенок, сравнить полученные результаты.

Ответ: при расчёте по формулам для плоской стенки $F_w = 416,3 \text{ м}^2$.

Задача 4.2.3. Насыщенный водяной пар [12, 13] под давлением 4,8 ата проходит по трубопроводу с диаметрами $d_1/d_2 = 35/39 \text{ мм}$ ($\lambda_1 = 50 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$), покрытому теплоизоляцией ($\lambda_2 = 0,06 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$) толщиной $\delta_2 = 25 \text{ мм}$. Исследования теплоотдачи [1, 2] на поверхностях трубопровода показали следующие результаты: коэффициент теплоотдачи от потока пара к внутренней поверхности стенки трубы (вынужденная конвекция) $\alpha_1 = 2 \cdot 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а от внешней поверхности изоляции к окружающему воздуху (естественная конвекция) $\alpha_2 = 10,0 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Температура окружающего воздуха $t_2 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$.

Определить потерю теплоты участком трубопровода длиной $L = 30 \text{ м}$ и температуру наружной поверхности изоляции. Какой должна быть толщина слоя теплоизоляции $\delta_{и}$, чтобы тепловые потери с трубопровода уменьшились по отношению к расчётным на 20%?

Ответ: потери теплоты $Q = 1,646 \text{ кВт}$, температура $t_{w2} = 54,8 \text{ }^\circ\text{C}$; $\delta_{и} = 45,5 \text{ мм}$.

4.3. Расчёт тепловой изоляции труб

Пример 4.3.1. По горизонтальному стальному трубопроводу диаметром $d_1/d_2 = 50/57 \text{ мм}$ движется вода со средней температурой $t_1 = 100 \text{ }^\circ\text{C}$, скорость потока $w_m = 0,15 \text{ м/с}$. Трубопровод теплоизолирован асбестом, наружный диаметр изоляции $d_{и} = 80 \text{ мм}$ (рис. 4.3).

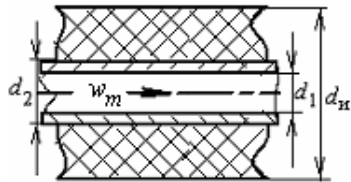


Рис. 4.3

Определить потери теплоты с погонного метра трубопровода Q_l , если температура воздуха окружающей атмосферы $t_2 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$. Найти также температуры поверхностей трубы t_{w1} и t_{w2} соответственно и температуру поверхности изоляции $t_{и}$.

Решение. 1. При $t_1 = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ выбираем из [4] физические параметры воды:

$$\nu_1 = 0,295 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda_1 = 0,683 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \text{Pr}_1 = 1,75.$$

Так как температура поверхности трубы t_{w1} неизвестна, задачу решаем методом итераций. При первой итерации с учетом теплоизоляции и хорошей теплопроводности стали приближённо полагаем $t_{w1}' \approx t_1 = 100$ °С, так что $Pr_{w1}' = 1,75$ (это требует в дальнейшем уточнения решения).

2. Определяем режим течения воды в канале (2.14), полагая $d_3 = d_1$ (2.13а): $Re_1 = \frac{w_m d_3}{\nu_1} = \frac{0,15 \times 5 \cdot 10^{-2}}{0,295} 10^6 = 2,542 \cdot 10^4 > 10^4$ – режим течения турбулентный.

3. Вычисляем средний коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности стенки трубы. При турбулентном режиме течения капельных жидкостей и газов в каналах различной формы сечения рекомендуется критериальное уравнение теплоотдачи

$$Nu_1 = 0,021 \cdot Re_1^{0,8} Pr_1^{0,43} \psi(Pr) \cdot \varepsilon_r,$$

где $\psi(Pr) = (Pr_1/Pr_{w1})^{0,25} \approx 1,0$ – так как в силу сделанного допущения $t_{w1}' = t_1$.

При расчёте потерь с погонного метра трубопровода полагают течение жидкости в его трубе установившемся по всей длине, так что поправка на начальный участок трубы (табл. 2.4) $\varepsilon_r = 1$,

$$Nu_1 = 0,021 \cdot (2,542 \cdot 10^4)^{0,8} (1,75)^{0,43} = 89,30;$$

$$\alpha_1 = Nu_1 \lambda_1 / d_1 = 89,30 \cdot 0,683 / 0,05 = 1,22 \cdot 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

4. Теплоотдача от внешней поверхности изоляции к атмосферному воздуху осуществляется за счёт естественной конвекции (подразд. 2.1). Так как в этом случае коэффициент теплоотдачи зависит от разности температур $\Delta t = t_n - t_2$, а температура поверхности изоляции t_n неизвестна, то расчёт ведём методом последовательных приближений.

Учитывая, что интенсивность теплоотдачи при вынужденной конвекции всегда больше, чем в естественных условиях, т.е. $\alpha_1 \gg \alpha_2$, температуру t_n принимаем несколько выше средней величины от температуры подвижных сред, т.е. полагаем $t_n \geq 0,5(t_1 + t_2) = 60$ °С, принимаем $t_n = 65$ °С.

Коэффициент теплоотдачи при естественной конвекции воздуха на поверхности горизонтального цилиндра находим из решения критериального уравнения $Nu_2 = 0,5 Ra_2^{0,25} (Pr_2/Pr_{2w})^{0,25}$, где $Ra_2 = Gr_2 Pr_2$.

Определим физические параметры воздуха [4] при заданной температуре $t_2 = 20$ °С: $\nu_2 = 15,61 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $\lambda_2 = 2,58 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К); $Pr_2 =$

= 0,703. Для газов $\beta = 1/T$, $\psi(\text{Pr}) = 1$.

Подсчитываем число Ra, а затем и число Nu:

$$\text{Ra}_2 = g_0 \beta_2 \frac{(t_n - t_2) d_n^3}{\nu_2^2} \text{Pr}_2 = \frac{9,81 (65 - 20) (8 \cdot 10^{-2})^3}{293 (15,06 \cdot 10^{-6})^2} 0,703; = 2,39 \cdot 10^6;$$

$$\text{Nu}_2 = 0,5(2,39 \cdot 10^6)^{0,25} = 19,66; \alpha_2 = \text{Nu}_2 \lambda_2 / d_n = 19,66 \times 2,58 \cdot 10^{-2} / 8,0 \times 10^{-2} = 6,34 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

5. Рассчитываем коэффициент теплопередачи с погонного метра трубопровода (*первое приближение*):

$$K'_{\text{тн}} = \left(\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_w} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_n} \ln \frac{d_n}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_n} \right)^{-1} =$$

$$= \left(\frac{1}{1,22 \cdot 10^3 \times 5 \cdot 10^{-2}} + \frac{1}{2 \cdot 46} \ln \frac{57}{50} + \frac{1}{2 \cdot 0,116} \ln \frac{80}{57} + \frac{1}{6,34 \times 8,0 \cdot 10^{-2}} \right)^{-1} =$$

$$= (0,0164 + 0,0014 + 1,461 + 1,972)^{-1} = 0,290 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}).$$

При расчёте использованы значения теплопроводности [4] стали $\lambda_w = 46 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ и асбеста $\lambda_n = 0,116 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$. Эти значения весьма слабо зависят от температуры и не требуют уточнения.

Из анализа термических сопротивлений системы следует:

- сопротивление стенки трубы мало по сравнению с остальными составляющими, и его можно в дальнейшем не учитывать,
- сопротивление теплоотдачи свободной конвекцией в воздух сопоставимо с сопротивлением изоляции;
- сопротивление теплоотдачи вынужденной конвекции в трубе составляет сотые доли от основных сопротивлений системы.

6. Определяем (в первом приближении) тепловой поток с погонного метра трубопровода и уточняем решение вторым приближением:

$$Q_1 = K'_{\text{тн}} \pi (t_1 - t_2) = 0,29 \pi (100 - 20) = 72,85 \text{ Вт}/\text{м}.$$

По условию сохранения энергии тепловой поток теплопередачи равен потоку теплоотдачи с внешней поверхности трубопровода, так что для уточнения значения температуры поверхности изоляции используем гипотезу Ньютона о теплоотдаче (2.2). Этот приём является стандартным при решении задач теплообмена методом итераций:

$$t''_n = t_2 + \frac{Q_L}{\pi} \frac{1}{\alpha_2 d_n} = 20 + \frac{72,85}{\pi \cdot 6,34 \cdot 8,0 \cdot 10^{-2}} = 65,7 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

При первом приближении было принято $t'_n = 65 \text{ } ^\circ\text{C}$, т.е. сходимость результатов оценки первого приближения составляет $\sim 1\%$, и дальнейших уточнений расчёта не требуется.

Принимаем $t_n = 65 \text{ } ^\circ\text{C}$.

7. Вычисляем тепловой поток и температуры поверхностей:

$$t_{w2} = t_n + \frac{Q'_L}{\pi} \frac{1}{2\lambda_n} \ln \frac{d_n}{d_2} = 65 + \frac{72,85}{\pi \cdot 2 \cdot 0,116} \ln \frac{80}{57} = 98,9 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{w1} = t_{w2} + \frac{Q'_L}{\pi} \frac{1}{2\lambda_w} \ln \frac{d_2}{d_1} = 99 + \frac{72,85}{\pi \cdot 2 \cdot 46} \ln \frac{57}{50} = 99,03 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Выводы. 1. Как и предполагалось, стенки трубы, покрытой тепловой изоляцией, имеют практически одинаковую температуру в силу её малого термического сопротивления. Так как $\alpha_1 \gg \alpha_2$, термическое сопротивление внутреннего пограничного слоя (вынужденная конвекция) намного меньше сопротивления внешнего слоя (естественная конвекция). Максимальным термическим сопротивлением обладает, в силу малой теплопроводности и достаточной толщины, слой тепловой изоляции.

2. В дальнейших расчётах теплопередачи с участием тепловой изоляции термическое сопротивление стенки металлических конструкций можно не учитывать.

Задача 4.3.1. В результате наводнения трубопровод с горячей водой (пример 4.3.1) оказался затопленным, температура внешней воды $t_2 = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Рассчитать тепловые потери с затопленного трубопровода.

Ответ: тепловые потери затопленного водой трубопровода увеличиваются по отношению к его положению в воздухе примерно в 10 раз.

4.4. Интенсификация теплопередачи оребрением поверхности

4.4.1. Теплоотдача с плоской поверхности стенки

Под интенсификацией теплопередачи подразумеваются меры, направленные на повышение теплового потока с заданной поверхно-

сти теплообмена или уменьшение этой поверхности при заданном тепловом потоке теплопередачи.

Один из способов интенсификации передачи теплоты через стенку, разделяющую два теплоносителя с температурами $T_1 > T_2$ и коэффициентами теплоотдачи на её поверхностях α_1 и α_2 , заключается в увеличении размера поверхности стенки с минимальным коэффициентом теплоотдачи путём её оребрения. Эффективность этого способа высока при условии $\alpha_1 \gg \alpha_2$ [1–3, 7].

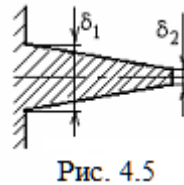
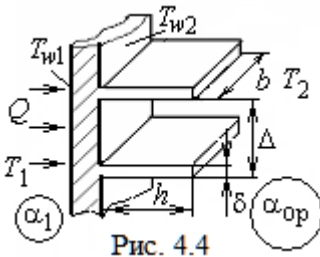
Тепловой поток теплопередачи через плоскую оребрённую стенку (рис. 4.4) определяется по универсальной формуле (4.1), записанной для теплового потока:

$$Q_{\text{тп}} = (\Delta T_{\text{тп}} / R_{\text{тп}}) F_w, \quad (4.3)$$

где поток теплопередачи $Q_{\text{тп}}$ рассчитывается по отношению к гладкой, неоребрённой поверхности стенки размером F_w ; $\Delta T_{\text{тп}} = t_1 - t_2$ – температурный напор теплопередачи как разность температур теплоносителей; $R_{\text{тп}}$ – термическое сопротивление теплопередачи, отнесённое к неоребрённой поверхности стенки,

$$R_{\text{тп}} = 1/\alpha_1 + \delta_w/\lambda_w + 1/(\alpha_{\text{оп}}P). \quad (4.4)$$

В (4.4) $\alpha_{\text{оп}}$ и α_1 – коэффициенты теплоотдачи с оребрённой и неоребрённой поверхности стенки, они определяются через критериальные уравнения теплоотдачи [1, 6], (разд. 2); $P = F_{\text{оп}}/F_w > 1$ – коэффициент оребрения стенки как отношение её поверхности после оребрения $F_{\text{оп}}$ к гладкой поверхности F_w до оребрения; δ_w/λ_w – термическое сопротивление стенки толщиной δ_w , выполненной из материала с теплопроводностью λ_w .



Геометрическими характеристиками системы рёбер являются отношения шага оребрения Δ и толщины ребра δ к высоте ребра h , т.е.

Δ/h и δ/h . Ширина ребра b определяет его боковую поверхность.

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{ор}$ должен учитывать геометрические характеристики оребрения (например, параметры Δ/h и δ/h); конфигурацию ребра (например, плоские на плоских поверхностях (рис. 4.4), круглые и квадратные на поверхностях труб; постоянного (рис. 4.4) и переменного (рис. 4.5) продольного сечения и т.д.). Также следует учитывать неравномерность распределения температуры по поверхности ребра в зависимости от его конфигурации, сильно влияющее на интенсивность теплоотдачи, и другие факторы.

Сечение трапециевидного ребра (плоского или круглого) показано на рис. 4.5, где δ_1 и δ_2 – толщина в основании и на вершине ребра соответственно.

Все перечисленные особенности объединяются понятием коэффициента эффективности оребрённой поверхности (системы рёбер) $E_{ор}$, а интенсивность теплоотдачи только с поверхности рёбер F_p характеризуют коэффициентом теплоотдачи α_p . В итоге для оребрённой поверхности стенки коэффициент теплоотдачи определяется как

$$\alpha_{ор} = \alpha_p E_{ор}, \quad (4.5)$$

где

$$E_{ор} = 1 - \frac{F_p}{F_{ор}} (1 - \xi_p E_p); \quad (4.6)$$

F_p – общая площадь поверхности только рёбер в системе оребрения; $F_{ор}$ – суммарная площадь оребрённой поверхности; $F_{ор} > F_p$ на величину поверхности стенки шириной Δ между соседними рёбрами (рис. 4.4); E_p – коэффициент эффективности одиночного ребра; ξ_p – коэффициент, учитывающий тип ребра. Для ребра постоянного сечения $\xi_p = 1$, для трапециевидных рёбер значение этого коэффициента выбирают из справочников [5, 7] в зависимости от их параметров (рис. 4.6).

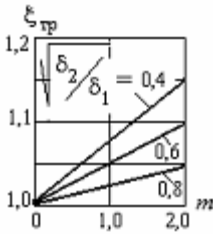


Рис. 4.6

Из (4.6) следует, что $E_{ор} < 1$ – эффективность теплоотдачи с системы рёбер всегда меньше, чем с поверхности одиночного ребра, $\alpha_{ор} < \alpha_p$.

Для эффективности плоских прямых рёбер найдено аналитическое решение [1]:

$$E_p = thm/m, \quad m = \left(\frac{h}{\delta} \right) \left(\frac{2\alpha_p \delta}{\lambda} \right)^{0,5}, \quad (4.7)$$

где h и δ – высота и толщина ребра соответственно; λ – теплопроводность материала ребра; α_p – коэффициент теплоотдачи с поверхности ребра.

При расчёте высоты трапециевидного ребра в (4.7) полагают $h_{тр} = h + 0,5\delta_2$, тем самым учитывается наклон его поверхности и теплоотдача с торца.

График функции $E_p(m)$ приведен на рис. 4.7 для круглых рёбер, нанесённых на трубу, где D/d – отношение диаметра ребра к внешнему диаметру трубы, на которой он установлен. Случай $D/d = 1$ реализуется для плоского ребра (рис. 4.4) постоянной толщины.

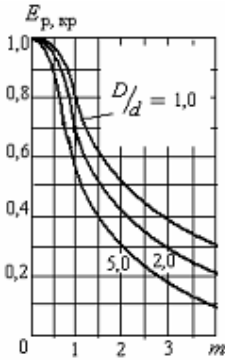


Рис. 4.7

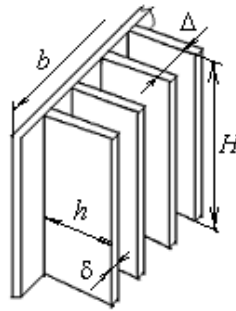


Рис. 4.8

При расчёте комплекса m в (4.7) для трапециевидного ребра полагают осреднённое значение толщины ребра $\delta_{тр} = 0,5(\delta_1 + \delta_2)$.

Пример 4.4.1. Исследовать интенсификацию теплоотдачи отребрением поверхности теплообменного аппарата при следующих условиях: подогреватель производственного помещения (рис. 4.8) выполнен из чугуна ($\lambda = 45$ Вт/(м·К)), толщина стенки и ребра $\delta_w = 5$ мм. В качестве теплоносителя используется отработанный водяной пар с температурой $t_1 = 90$ °С, температура в помещении не должна быть ниже $t_2 = 18$ °С.

Известно, что коэффициент теплоотдачи пара в стенку подогревателя (разд. 2) $\alpha_1 = 80$ Вт/(м²·К), теплоотдача от ребра в воздух помещения (естественная конвекция) $\alpha_2 = 18$ Вт/(м²·К). Тепловая мощность подогревателя $Q = 10$ кВт.

Определить размеры рабочей поверхности подогревателя, наметить меры для её уменьшения.

Решение. Для оценки рабочей поверхности подогревателя в первом приближении используем уравнение теплопередачи в плоской системе (4.3):

$$\Delta T_{\text{тп}} = t_1 - t_2 = 72^\circ; R_{\text{тп}0} = 0,068 \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{К))}^{-1}.$$

Термическое сопротивление выразим через коэффициент теплопередачи в аппарате с гладкими поверхностями $K_{\text{тп}0} = 1/R_{\text{тп}0} = 14,71 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$. По величине составляющих суммы определяющим фактором является термическое сопротивление теплоотдачи в воздух.

По заданной тепловой мощности подогревателя рассчитаем его гладкую (неоребрённую) рабочую поверхность: $F_0 = Q/(K_{\text{тп}0}\Delta T_{\text{тп}}) = 9,44 \text{ м}^2$.

Так как $F_0 = bH$ (рис. 4.8), то при $H = 1 \text{ м}$ ширина гладкой стенки подогревателя должна составлять $b = 9,44 \text{ м}$ – весьма внушительные габариты, при которых аппарат может не разместиться в обогреваемом помещении.

Необходимо принимать меры по уменьшению продольного размера подогревателя до приемлемой величины, т.е. интенсифицировать его [1, 8]. Наиболее эффективный способ для этого в данном случае – оребрение поверхности теплообмена со стороны меньшего коэффициента теплоотдачи α_2 , т.е. со стороны подогреваемого воздуха в помещении. Здесь термическое сопротивление теплоотдачи имеет максимальное значение, и цель оребрения – снизить его в разумных пределах.

Приступаем к **проектному расчёту** подогревателя. 1. Используя рекомендации [5, 7], принимаем (в первом приближении) следующие параметры оребрения поверхностей со свободной теплоотдачей (рис. 4.8):

- толщина ребра, выполненного из чугуна, $\delta = 3 \text{ мм}$;
- относительный шаг оребрения $\Delta/h = 0,4$ при $h = 0,1 \text{ м}$, $\Delta = 0,04 \text{ м}$.

2. Определяем коэффициент эффективности прямого плоского ребра постоянной толщины (4.7), используем график на рис. 4.7:

$$m = \left(\frac{h}{\delta} \right) \left(\frac{2\alpha_p \delta}{\lambda} \right)^{0,5} = 1,63, \text{ при этом } E_p = 0,57.$$

3. Находим коэффициент эффективности системы рёбер (4.6) при $\xi_{\text{р}} = 1$.

Определяем размеры поверхностей в системе рёбер и их соотношение: $F_{\text{ор}} = 2bH \frac{h}{\Delta} \left(1 + \frac{1}{2} \frac{\Delta}{h}\right)$ – полная поверхность оребрённой стенки, b/Δ – количество рёбер, расположенных по её ширине;

$F_{\text{р}} = 2bH \frac{h}{\Delta}$ – боковая поверхность рёбер (без учёта их торцов ввиду малости δ).

Определяем $E_{\text{ор}}$. При $\frac{F_{\text{р}}}{F_{\text{ор}}} = \left(1 + \frac{1}{2} \frac{\Delta}{h}\right)^{-1} = 0,833$ $E_{\text{ор}} = 0,642$.

4. Рассчитываем коэффициент теплоотдачи с оребрённой поверхности стенки (4.5)

$$\alpha_{\text{ор}} = 11,56 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

5. Определяем коэффициент оребрения P и эффективный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{эф}}$ с оребрённой поверхности:

$$P = \frac{F_{\text{ор}}}{F_0} = 2 \frac{h}{\Delta} \left(1 + \frac{1}{2} \frac{\Delta}{h}\right) = 6; \quad \alpha_{\text{эф}} = \alpha_{\text{ор}} P = 69,36 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Выводы. 1. Интенсивность теплоотдачи в воздух с оребрённой поверхности значительно меньше, чем с гладкой, неоребрённой поверхности стенки, $E_{\text{ор}} < 1$.

2. Эффективный коэффициент теплоотдачи с оребрённой поверхности за счёт коэффициента оребрения P значительно выше, чем с гладкой, неоребрённой поверхности стенки, $\alpha_{\text{эф}}/\alpha_2 = 69,36/18 = 3,85$.

3. Достигнуто соотношение $\alpha_{\text{эф}} \approx \alpha_1$, т.е. интенсификация теплоотдачи оребрением поверхности практически исчерпана [2, 3, 5].

6. Определяем коэффициент теплопередачи с учётом оребрения стенки (4.4), термическое сопротивление её теплопроводности не учитываем ввиду его малости:

$$R_{\text{тп ор}} = 0,027; \quad \text{при этом } K_{\text{тп ор}} = 1/R_{\text{тп ор}} = 37,04 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

7. Находим новые значения размеров поверхности гладкой стенки (со стороны пара):

- $F_w = Q/(K_{\text{тп ор}} \Delta T_{\text{тп}}) = 3,75 \text{ м}^2$, т.е. при $H = 1$ м ширина стенки

$b = 3,75 \text{ м}$;

- количество рёбер $z = b/\Delta = 93,8$ или 94 ребра;
- полная поверхность оребрённой стенки $F_{\text{оп}} = P \cdot F_w = 6 \cdot 3,75 = 22,5 \text{ м}^2$;

- поверхность рёбер $F_p = 0,833 F_{\text{оп}} = 18,74 \text{ м}^2$.

8. Оцениваем последствия применения оребрения стенки.

Замечание. Уменьшение гладкой поверхности подогревателя в $F_0/F_w = 9,44/3,75 = 2,52$ раза потребовало увеличения общей поверхности теплоотдачи в $F_p/F_0 = 18,7/9,44 = 1,98 \sim 2$ раза. При этом практически пропорционально увеличится металлоёмкость конструкции подогревателя и его экономическая стоимость. Некоторое снижение этих затрат можно получить при уменьшении толщины рёбер, а также при использовании для их изготовления более теплопроводных сплавов (что сомнительно при учёте их повышенной стоимости).

4.4.2. Теплоотдача с оребрённой поверхности труб

Оребрение поверхности теплоотдачи – весьма продуктивный способ интенсификации теплообменных аппаратов, в конструкции которых применяют трубы и пучки труб. Методика расчёта теплоотдачи оребрённой поверхности приведена в п. 4.4.1 (смотри также [1, 2]). При расчёте используют следующие понятия и определения:

- коэффициент эффективности оребрённой поверхности (системы рёбер) $E_{\text{оп}}$ (4.6);

- коэффициент эффективности одиночного ребра E_p (4.7), который рассчитывают или выбирают из справочников с помощью специальных графиков [9] (рис. 4.6 и 4.7);

- коэффициент теплоотдачи $\alpha_p(F_p)$ (4.5), учитывающий теплообмен только с поверхности рёбер, – находят с использованием критериальных уравнений теплоотдачи, собранных в справочники. Например, при расчёте теплоотдачи при поперечном омывании воздухом пучка гладких труб с круглыми рёбрами и шахматной схемой расположения в пучке в [7] рекомендуется уравнение

$$\text{Nu}_\Delta = \frac{\alpha_p \Delta}{\lambda} = 0,223 \text{Re}_\Delta^{0,65} \left(\frac{d}{\Delta} \right)^{-0,54} \left(\frac{h}{\Delta} \right)^{-0,14} \varepsilon_z \beta^{0,2}, \quad (4.8)$$

где коэффициент α_p отнесён к **полной поверхности оребрённых труб**, за характерный размер принят шаг рёбер Δ , скорость потока

определена в узком сечении пучка; $\beta = \frac{s_1 - d}{s_2 - d} = 0,4 \dots 2,18$ – коэффициент

плотности пучка труб; ε_z – коэффициент, учитывающий количество рядов труб z в пучке (см. табл. 2.4 или [9]).

Формула (4.8) справедлива при $Re_\Delta = 300 \dots 22,5 \cdot 10^3$; $d/\Delta = 2,4 \dots 9,5$; $h/\Delta = 0,35 \dots 5$.

Пример 4.4.2. Определить коэффициент теплопередачи $K_{тп}$ в воздухоохладителе с пучком труб с круглыми поперечными рёбрами [5, 7]. Охлаждающая вода движется в трубах со скоростью $w_2 = 1$ м/с, средняя температура воды $t_2 = 20$ °С. Трубы латунные, диаметром $d/d_0 = 19/17$ мм. Рёбра медные, высотой $h = 12$ мм, толщиной $\delta = 0,3$ мм, их шаг (шаг оребрения) $\Delta = 5$ мм. Разбивка труб в пучке шахматная, с шагами $s_1 = 45$ мм, $s_2 = 35$ мм.

Охлаждаемый воздух поперечно омывает пучок труб, скорость набегающего потока $w_n = 12$ м/с, средняя температура воздуха $t_1 = 80$ °С, давление 760 мм рт. ст.

Решение. Согласно (4.4), коэффициент теплопередачи определяется термическими сопротивлениями теплоотдачи к охлаждающей воде на внутренней поверхности трубы $1/\alpha_2$ (внутреннее сопротивление) и теплоотдачи потока охлаждаемого воздуха к оребрѐнной поверхности $1/(\alpha_{оп}P)$ (внешнее сопротивление). Рассчитаем величину этих сопротивлений (термическое сопротивление стенки трубы не учитываем ввиду его малости по отношению к основным составляющим, пример 4.4.1).

Расчѐт внутреннего сопротивления. 1. При расчѐте теплоотдачи от внутренней поверхности трубы в поток охлаждающей воды потребуются её теплофизические свойства, которые выберем из таблиц [4] при температуре $t_2 = 20$ °С: $\nu_2 = 1,006 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $\lambda_2 = 0,599$ Вт/(м·К); $Pr_2 = 7,02$; $Pr_{2w} = 3,54$ взяты при $t_w = (20 + 80)/2 = 50$ °С, рассчитанной как среднее значение температуры теплоносителей.

2. Определяем коэффициент теплоотдачи α_2 в поток воды от внутренней поверхности трубы. Для выбора критериального уравнения теплоотдачи при движении теплоносителя в прямой гладкой трубе (разд. 2) необходимо знать число Re_2 . За определяющий размер берѐм внутренний диаметр трубы $d_0 = 17 \cdot 10^{-3}$ м; за определяющую скорость – заданное значение $w_2 = 1$ м/с:

$Re_2 = w_2 \cdot d_0 / \nu_2 = 1,69 \cdot 10^4$ – режим течения турбулентный, выбираем уравнение теплоотдачи (2.18) и решаем его:

$$\text{Nu}_2 = 0,021 \text{Re}_2^{0,8} \text{Pr}_2^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{2w}} \right)^{0,25} = 138,96; \alpha_2 = 48,96 \cdot 10^2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$1/\alpha_2 = 0,2 \cdot 10^{-3}.$$

Расчёт внешнего сопротивления. 1. С использованием критериального уравнения (4.8) найдём коэффициент теплоотдачи α_p от потока воздуха к поверхности рёбер.

Выпишем теплофизические свойства воздуха [4] при заданной температуре $t_1 = 80 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$\nu_1 = 21,74 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda_1 = 2,99 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \text{Pr} = 0,71.$$

Так как число рядов труб в пучке для решения (4.8) не задано, полагаем $\varepsilon_z \approx 1$, что соответствует $z \geq 10$ (табл. 2.4). Для расчёта коэффициента β используем заданные значения s_1 и s_2 , получим $\beta = 1,63$.

Рассчитаем число Re_Δ потока воздуха в пучке оребрённых труб с учётом сужения свободных сечений между трубами системой рёбер. Для этого определим коэффициент сужения характерного пропускного сечения пучка [9]:

$$\xi_c = 1 - \frac{d}{s_1} \left(1 + \frac{2h\delta}{d\Delta} \right) = 0,546.$$

Система рёбер значительно (практически вдвое) уменьшает пропускное сечение между трубами, так что скорость потока воздуха в узком сечении пучка и число Re_1 будут иметь следующие значения:

$$w_1 = w_n/\xi_c = 22 \text{ м}/\text{с}; \text{ при этом } \text{Re}_1 = w_1\Delta/\nu_1 = 5060.$$

Подставив все найденные значения параметров в (4.8), получим: $\text{Nu}_\Delta = 27,05$; откуда

$$\alpha_p = \text{Nu}_\Delta \lambda_1/\Delta = 161,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

2. С использованием (4.6) и (4.7) найдём приведённый коэффициент эффективности оребрённой поверхности E_{op} . При определении E_p в (4.7) для случая круглого ребра заданных размеров и физических параметров подсчитаем комплекс m . Затем по графику [9] функции $E_p(m)$ (рис. 4.7) при $D/d = (2h + d)/d = 2,26$ определим E_p для круглого ребра:

$$m = \frac{h}{\delta} \left(\frac{2\alpha\delta}{\lambda_w} \right)^{0,5} = 0,634, \text{ при этом } E_p = 0,83.$$

Здесь теплопроводность меди, из которой выполняется ребро, $\lambda_w = 387 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$, взята из [4] при температуре поверхности стенки трубы $t_w = (20 + 80)/2 = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ как среднее значение температуры теплоносителей.

Для подсчёта E_{op} (4.6) определим размеры поверхностей системы рёбер, установленных на **погонном метре трубы**, а также и коэффициент оребрения:

- поверхность рёбер (без учёта торцов) $F_p = \frac{2\pi}{4\Delta} (D^2 - d^2) = 0,467 \text{ м}^2/\text{м}$; здесь $2/\Delta$ – количество боковых поверхностей рёбер;

- наружная поверхность участков трубы между рёбрами $F_{тр} = \pi d \left(\frac{\Delta - \delta}{\Delta} \right) = 0,056 \text{ м}^2/\text{м}$; в скобках – количество этих участков;

- полная поверхность оребрённой стенки $F_{op} = F_p + F_{тр} = 0,523 \text{ м}^2/\text{м}$;
- коэффициент оребрения в (4.4) $P = F_{op}/F_0 = 9,79$, где $F_0 = \pi d_0 = 0,0534 \text{ м}^2/\text{м}$.

При этих параметрах оребрения (4.6)

$$E_{op} = 1 - \frac{F_p}{F_{op}} (1 - \xi_p E_p) = 1 - (0,467/0,523)(1 - 0,546 \cdot 0,83) = 0,512.$$

3. По результатам расчётов определяем приведённый коэффициент теплоотдачи со всей поверхности оребрения погонного метра трубы (4.5) и эквивалент теплоотдачи с системы рёбер:

$$\alpha_{op} = \alpha_p E_{op} = 161,8 \cdot 0,512 = 82,84;$$

$$\alpha_3 = \alpha_{op} P = 82,84 \cdot 9,79 = 811,0 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}; 1/\alpha_3 = 1,23 \cdot 10^{-3} \text{ [Вт/(м}^2\cdot\text{К)}]^{-1}.$$

4. Завершим расчёт внешнего сопротивления теплопередачи. Сравним численные значения приведённого коэффициента теплоотдачи от потока воздуха к трубе через систему рёбер и коэффициента теплоотдачи от стенки трубы в поток охлаждающей воды ($\alpha_2 = 4,896 \times 10^3 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$). Так как α_2 больше α_3 в 3 раза, возможны меры для дальнейшей интенсификации теплопередачи усилением коэффициента оребрения P .

Коэффициент теплопередачи от охлаждаемого воздуха к охла-

ждающей воде

$$K_{\text{тп}} = \left(\frac{1}{\alpha_2} + \frac{1}{\alpha_{\text{оп}} P} \right)^{-1} = (2,0 + 7,39)^{-1} \cdot 10^4 = 1,06 \cdot 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Как и следовало ожидать, коэффициент теплопередачи определяется, в основном, термическим сопротивлением теплоотдачи на поверхности системы рёбер, взаимодействующей с потоком охлаждаемого воздуха. Интенсификация теплоотдачи воздуха усилением коэффициента оребрения поверхности трубы до уровня $\alpha_s \approx \alpha_{\text{оп}} P$ повышает коэффициент теплопередачи в 2,4 раза.

Однако при этом следует соблюдать рекомендации об оребрении поверхности теплоотдачи [9].

Задача 4.4.1 Воздухоподогреватель [12], использующий теплоту продуктов сгорания углеводородного топлива [13], выполнен в виде пучка с шахматным расположением труб (схема сечения пучка труб на рис. 2.8). Внешний диаметр труб $d = 40$ мм. Трубы установлены в пучке с шагом $s_1 = 2d$ в продольном и $s_2 = 2,5d$ в поперечном направлениях к потоку воздуха. Число рядов труб $z = 6$.

Ряды труб имеют наружное ленточное оребрение, ширина ленты $b = 76$ мм, шаг оребрения $\Delta = 12$ мм. Температура воздуха на входе в подогреватель $t_1 = 20$ °С, на выходе $t_2 = 80$ °С, температура стенки трубы $t_w = 120$ °С. Скорость потока воздуха в узком сечении пучка труб $w_m = 1,8$ м/с.

Определить необходимую рабочую поверхность воздухоподогревателя (общую поверхность $F_{\text{оп}}$ оребренных труб), если проектная тепловая нагрузка на подогреватель $Q = 120$ кВт.

Рекомендация. Коэффициент теплоотдачи в поток воздуха от поверхности шахматных пучков труб с наружным ленточным или шайбовым оребрением $\alpha_{\text{оп}}$ при поперечном обтекании труб потоком определяется по критериальному уравнению (4.8).

Ответ: $F_{\text{оп}} = 75,0 \text{ м}^2$.

Задача 4.4.2. Интенсифицированный воздухоподогреватель [5, 7] выполнен из овальных чугуновых труб ($\lambda = 52,3$ Вт/(м·К)) с внутренним продольным оребрением. Рёбра имеют трапециевидное сечение (рис. 4.5), высота ребра $h = 30$ мм, толщина в основании ребра $\delta_1 = 3$ мм, на его вершине $\delta_2 = 1$ мм. Температура у основания ребра $t_0 = 450$ °С, температура подогреваемого воздуха $t_{\text{ж}} = 350$ °С. Коэффициент теплоотдачи от поверхности ребра в воздух $\alpha_{\text{р}} = 23,3$ Вт/(м²·К).

Определить количество теплоты, отведённой потоком воздуха с

поверхности ребра на трубе длиной $L = 2,5$ м.

Рекомендация. При расчете теплоотдачу с торцов ребра учесть путём увеличения его высоты на половину толщины. За основу решения принять методику расчёта, приведённую в примере 4.4.1. При решении использовать график поправки для рёбер с трапециевидными сечениями (рис. 4.6).

Ответ: $Q_{\text{тр}} = 326,0$ Вт.

Задача 4.4.3. Определить необходимую длину трубок, установленных в один ряд поперёк потока воздуха в канале кондиционера-подогревателя. Трубы латунные ($\lambda_w = 285$ Вт/(м·К)), диаметры $d_n/d_b = 19/17$ мм, с круглыми поперечными рёбрами. Рёбра медные, высотой $h = 12$ мм, толщиной $\delta = 0,3$ мм, шаг оребрения $\Delta = 5$ мм. По трубам течёт горячий теплоноситель (вода) с температурой $t_1 = 80$ °С; теплоотдача воды $\alpha_1 = 4500$ Вт/(м²·К). Температура воздуха $t_2 = 20$ °С; теплоотдача в воздух $\alpha_2 = 155$ Вт/(м²·К). Мощность подогревателя $Q = 2$ кВт.

Ответ: $L = 0,62$ м. Возможна дальнейшая интенсификация ТОА.

5. РАСЧЁТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

5.1. Расчёт теплопередачи в теплообменных аппаратах

Теплообменные аппараты (ТОА) используются как в энергетических установках (например, нагрев или охлаждение различных теплоносителей), так и при выполнении различных производственных и технологических процессов теплообмена.

Как правило, в ТОА реализуется теплопередача от более нагретого теплоносителя к менее нагретому. Основное внимание уделим особенностям этого процесса в рамках теплового и гидромеханического расчёта теплообменного аппарата.

Выделяют два вида расчётов ТОА – проектный и поверочный. Целью проектного расчёта является выбор схемы аппарата и определение его габаритов и параметров, обеспечивающих заданные условия передачи теплоты от горячего теплоносителя к холодному. Сам проектный расчёт состоит из двух частей – тепловой и гидромеханической. Совокупность этих частей расчёта через интенсификацию выбранной схемы ТОА приводит к окончательному выбору и схемы, и его габаритов.

При поверочном расчёте ТОА оценивают максимальную тепло-

вую нагрузку на уже существующий аппарат и определяют параметры теплоносителей на его входе/выходе. Этот вид расчёта также включает в свой арсенал приёмы интенсификации аппарата путём вариации входных/выходных параметров заданных теплоносителей.

Теплопередача в ТОА несколько отличается от классической постановки, изложенной в разд. 2 и 4. Прежде всего, температура обоих теплоносителей в аппарате не постоянна, а изменяется вдоль по поверхности теплообмена (в этом и заключается назначение ТОА). Это отражается в переменности интенсивности теплоотдачи (разд. 2) и коэффициента теплопередачи в ТОА через его рабочую поверхность (разд. 4).

Особенно важно в тепловом расчёте ТОА – определить температурный напор теплопередачи. Очевидно, что из-за переменности температуры теплоносителей распределение температурного напора по рабочей поверхности ТОА имеет весьма сложный характер [1, 14, 17].

Все перечисленные особенности расчёта теплопередачи в ТОА преодолеваются введением осреднённых параметров теплоносителей вдоль по поверхности теплообмена по специальным методикам осреднения, которые будут показаны на различных примерах.

Поток теплопередачи $Q_{\text{тп}}$ в теплообменных аппаратах (его также называют тепловой нагрузкой на аппарат) определяется по формуле (4.1), которая может быть представлена для расчёта ТОА с помощью коэффициента теплопередачи $K_{\text{тп}}$ в более удобном виде

$$Q_{\text{тп}} = K_{\text{тп}} \Delta T_{\text{тп}} F_w; \quad K_{\text{тп}} = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1}. \quad (5.1)$$

При расчёте коэффициента теплопередачи в (5.1) температура поверхностей стенки может оказывать большое влияние на коэффициенты теплоотдачи, особенно при капельных теплоносителях (разд. 2) и в излучающих системах (разд. 3). Так как её значение неизвестно, задача о теплопередаче решается методом последовательных приближений (итераций) [1, 16].

В работах [5, 7, 14, 17] приведены рекомендации по выбору материалов и размеров труб, а также схем тока теплоносителей, используемых при проектировании ТОА. В качестве примера рассмотрим некоторые из них.

1. При расчёте коэффициента теплопередачи в поверхностных аппаратах цилиндрической формы целесообразно пользоваться фор-

мулами для плоской системы. При этом погрешность расчёта не превышает 1,5% даже при отношении диаметров трубы $d_{\text{н}}/d_{\text{в}} \approx 1,5$.

2. Расчёт рабочей поверхности аппарата F_w (труб в ТОА) выполняется с учётом (5.1) и зависит от соотношения между коэффициентами теплоотдачи на поверхностях стенки α_1 со стороны горячего и α_2 со стороны холодного теплоносителя. При этом могут встретиться следующие случаи:

- если $\alpha_1 \sim \alpha_2$ (например, в случае водоводяных или газо-газовых аппаратов), в качестве расчётной F_w принимается поверхность по среднему диаметру стенки трубы;

- если численные значения коэффициентов теплоотдачи существенно отличаются друг от друга, то в качестве F_w принимается поверхность со стороны теплоносителя с меньшим значением α . Например, в воздухоохладителях с движением воды в трубах ТОА $\alpha_2 > \alpha_1$ и F_w определяется по наружному диаметру трубы, т.е. с воздушной стороны.

3. В гладкотрубных и пластинчатых ТОА [5, 7], в которых одним теплоносителем является газ, а другим вода, термическим сопротивлением стенки и теплоотдачи со стороны воды можно пренебречь, т.е. при этом коэффициент теплопередачи аппарата практически равен коэффициенту теплоотдачи со стороны газа.

4. При расчёте коэффициента теплопередачи могут быть два случая:

а) коэффициенты теплоотдачи зависят только от температуры теплоносителей и не зависят от температуры стенки (обычно это реализуется для газов в случае вынужденной конвекции в турбулентном режиме). В таком случае задача напрямую сводится к определению физических свойств теплоносителей по их температуре с последующим расчётом коэффициентов теплоотдачи;

б) коэффициенты теплоотдачи теплоносителей (или одного теплоносителя) зависят от температуры стенки, что учитывается при решении критериальных уравнений теплоотдачи (разд. 2), особенно при расчёте лучистого теплового потока (разд. 3), а также при расчёте теплоотдачи при фазовом переходе теплоносителя [16, 21]. В этих случаях задача решается, как правило, методом итераций.

Пример 5.1.1. В гладкотрубном аппарате типа «воздух–воздух» [5] использованы стальные трубки диаметрами $d_{\text{н}}/d_{\text{в}} = 22/19$ мм, установленные в пакет по концентрическим окружностям с шагом $\Delta = 28$ мм. Первичный (горячий) воздух (индекс 1) движется в межтрубном пространстве, продольно омывая трубки со скоростью

$w_1 = 30$ м/с. Давление в потоке $p_1 = 1,0$ ата, средняя температура $t_1 = 300$ °С. Вторичный (холодный) воздух (индекс 2) движется в трубках со скоростью $w_2 = 10$ м/с при давлении $p_2 = 6$ ата, средняя температура $t_2 = 200$ °С.

Определить коэффициент теплопередачи ТОА.

Решение. 1. Теплоотдачу рассчитаем по критериальным уравнениям типа (2.2), в зависимости от критериев Re_1 и Re_2 в следующей последовательности.

Выписываем из справочника [5] физические параметры воздуха при заданных температурах с учётом давления в потоках теплоносителей:

- при $t_1 = 300$ °С $\nu_1 = 48,33 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $\lambda_1 = 4,61 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К); $Pr_1 = 0,674$;

- при $t_2 = 200$ °С $\rho_{02} = 0,722$ кг/м³; $\mu_2 = 26,0 \cdot 10^{-6}$ Па·с; $\lambda_2 = 3,87 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К); $Pr_2 = 0,680$.

Параметры взяты без учёта влияния давления на коэффициенты переноса, оно невелико [5], и в технических расчётах его не принимают во внимание. Однако при расчёте критерия Рейнольдса следует учитывать изменение плотности газов в зависимости от их давления, отличного от атмосферного. В этом случае плотность газа определяется либо по уравнению состояния, либо пересчётом по плотности при атмосферном давлении ρ_{02} и при заданной температуре:

$$\rho_2 = \rho_{02} \times p_2/1 \text{ ата} = 0,722 \times 6 = 4,332 \text{ кг/м}^3 \text{ или}$$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{RT_2} = \frac{6 \cdot 0,98 \cdot 10^5}{287,1 \cdot 473} = 4,33 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad Re_1 = \frac{w_1 d_{\text{э}1}}{\nu_1}; \quad Re_2 = \frac{\rho_2 w_2 d_{\text{э}2}}{\mu_2}.$$

Замечание. Если коэффициенты переноса ν и λ у воздуха сильно зависят от температуры, то число Pr при этом практически не изменится. Следовательно, влияние температуры стенки трубы на число Pr для воздуха можно не учитывать.

Найдём эквивалентный диаметр каналов теплоносителей:

- для межтрубного пространства при разбивке труб в пакете по концентрическим окружностям [5]

$$d_{\text{э}1} = d_{\text{н}} \left[1,27 \left(\frac{\Delta}{d_{\text{н}}} \right)^2 - 1 \right] = 23,26 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

- для трубы $d_{\text{э}2} = d_{\text{в}} = 19 \cdot 10^{-3}$ м.

Теперь подсчитаем числа Re: $Re_1 = 1,444 \cdot 10^4$, $Re_2 = 3,164 \cdot 10^4$ – режим движения воздуха в обоих случаях турбулентный.

2. Выбираем из [5] критериальные уравнения теплоотдачи (в данном примере они имеют одинаковую форму, так как условия движения теплоносителей одинаковы). Для воздуха при движении по гладким трубам и каналам и продольном омывании труб уравнение (2.18) приобретает более простой вид [1]

$$Nu = 0,018 Re^{0,8}.$$

3. Решив критериальные уравнение по исходным параметрам теплоносителей, подсчитаем коэффициенты теплоотдачи:

$$Nu_1 = 38,28; \quad Nu_2 = 71,69;$$

$$\alpha_1 = Nu_1 \lambda_1 / d_{31} = 75,87 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \quad \alpha_2 = Nu_2 \lambda_2 / d_{32} = 146,02 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

4. Определим искомый коэффициент теплопередачи:

$$K_{\text{тн}} = (1/\alpha_1 + 1/\alpha_2)^{-1} = (1,32 + 0,68)^{-1} \cdot 10^2 = 50,0 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Выводы. 1. Термическое сопротивление стенки толщиной $\delta = (d_n - d_b)/2 = 1,5 \cdot 10^{-3}$ м, выполненной, например, из стали ($\lambda_w = 50 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$), составляет $\delta/\lambda_w = 0,3 \cdot 10^{-4}$, т.е. много меньше сопротивлений теплоотдачи, и при расчёте $K_{\text{тн}}$ его можно не учитывать.

2. Коэффициенты теплоотдачи горячего и холодного воздуха одного порядка, $\alpha_2 > \alpha_1$ в основном за счёт большего давления в потоке холодного воздуха.

3. Величина коэффициента теплопередачи определяется, главным образом, термическим сопротивлением теплоотдачи со стороны горячего воздуха.

В случаях, когда термическое сопротивление стенки пренебрежимо мало по сравнению с общим сопротивлением теплопередачи, температуру стенки можно рассчитать по формуле [5]

$$t_w = \frac{\alpha_1 t_1 + \alpha_2 t_2}{\alpha_1 + \alpha_2} = 234 \text{ }^\circ\text{C},$$

т.е. в рассматриваемом случае она весьма близка к среднему значению температуры теплоносителей, $t_{\text{ср}} = 250 \text{ }^\circ\text{C}$.

Пример 5.1.2. Экономайзер парового котла паровой турбины [12] предназначен для подогрева питательной воды с расходом $G_2 = 230 \text{ т/ч}$ от температуры $t_{20} = 140 \text{ }^\circ\text{C}$ до $t_{2F} = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ (рис. 5.1). Вода

движется снизу вверх по стальным трубам ($\lambda_w = 22 \text{ Вт/(м·К)}$) диаметром $d_1/d_2 = 44/51 \text{ мм}$ со средней скоростью $w_2 = 0,6 \text{ м/с}$.

Трубы экономайзера расположены в шахте газохода в шахматном порядке с шагом поперёк потока газов $s_1 = 2,1d_2$ и вдоль потока $s_2 = 2,0d_2$ (схема сечения пучка труб показана на рис. 5.1 справа от газохода). Дымовые газы, подогревающие воду в экономайзере, движутся сверху вниз в межтрубном пространстве со средней скоростью в узком сечении пучка $w_1 = 13 \text{ м/с}$. Расход газов $G_1 = 500 \text{ т/ч}$, температура газов на входе в экономайзер $t_{10} = 800 \text{ °С}$. Состав дымовых газов известен (в частности, 13% CO_2 и 11% H_2O).

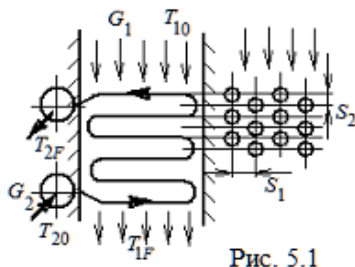


Рис. 5.1

Определить коэффициент теплопередачи экономайзера.

Решение. 1. Выполняем анализ теплоотдачи от внутренней поверхности стенки трубы к протекающей в ней воде.

Определяем среднее значение температуры воды в секции экономайзера и находим её физические параметры [5]:

$$t_2 = 0,5(t_{20} + t_{2F}) = 0,5(140 + 300) = 220 \text{ °С};$$

$$\rho_2 = 840,3 \text{ кг/м}^3; \quad v_2 = 0,148 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \lambda_2 = 0,645 \text{ Вт/(м·К)}; \quad \text{Pr}_2 = 0,89,$$

$$c_{p2} = 4,614 \cdot 10^3 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

Рассчитываем тепловой поток теплопередачи по изменению теплосодержания воды [13]:

$$G_2 = 230 \cdot 10^3 / 3600 = 63,89 \text{ кг/с};$$

$$Q = c_{p2} G_2 (t_{2F} - t_{20}) = 4,614 \cdot 10^3 \times 63,89 (300 - 140) = 47,17 \cdot 10^6 \text{ Вт}.$$

Оцениваем режим течения воды в трубах по заданной скорости её прокачки (2.14), выбираем критериальное уравнение теплоотдачи [5] и решаем его:

$$\text{Re}_2 = w_2 d_1 / v_2 = 0,6 \times 4,4 \cdot 10^{-2} / 0,148 \cdot 10^{-6} = 17,84 \cdot 10^4,$$

т.е. режим течения турбулентный (разд. 2), и можно использовать уравнение теплоотдачи

$$\text{Nu}'_2 = 0,021 \cdot \text{Re}_2^{0,8} \text{Pr}_2^{0,43} \psi'(\text{Pr}),$$

где поправка $\psi'_2(\text{Pr}) = (\text{Pr}_2 / \text{Pr}'_{w2})^{0,25} = 1$, т.е. в первом приближении

принимая температуру стенки трубы, близкой к температуре воды $t'_{w2} = t_2$, так как теплопроводность воды на порядок и более выше теплопроводности газов;

$$\text{Nu}'_2 = 0,021(17,84 \cdot 10^4)^{0,8} 0,89^{0,43} 1,0 = 317,4;$$

$$\alpha'_2 = \text{Nu}'_2 \lambda_2 / d_1 = 317,4 \times 0,645 / 4,4 \cdot 10^{-2} = 4,653 \cdot 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

2. Анализируем теплоотдачу потока газов к внешней поверхности стенки трубы.

Для определения среднего значения температуры газов примем в первом приближении их теплоёмкость по температуре на входе в экономайзер $t_{10} = 800 \text{ °С}$ [4, 5], т.е. $c_{p'1} = 1,264 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$. Расход газов $G_1 = 500 \cdot 10^3 / 3600 = 138,9 \text{ кг}/\text{с}$.

Теперь с учётом соотношений термодинамики, записанных для теплосодержания газов [13], оцениваем их температуру на выходе из ТОА: $t'_{1F} = t_{10} - Q / (c_{p'1} \cdot G_1) = 800 - 47,17 \cdot 10^6 / (1,264 \cdot 10^3 \times 138,9) = 531 \text{ °С}$.

Определяем среднее значение температуры газов и уточняем их температуру на выходе:

$$t'_1 = 0,5(t_{10} + t'_{1F}) = 0,5(800 + 531) = 665,5 \approx 670 \text{ °С}.$$

При этой температуре уточняем [5] теплоёмкость газа $c_{p''1} = 1,234 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ и в результате второго приближения имеем $t_{1F} = 556 \text{ °С}$ и $t_1 = 678 \text{ °С}$.

Получены результаты с хорошей степенью сходимости, $\varepsilon \sim 1...2\%$ (в [5] достоверность данных, приведённых в справочной литературе, иногда не превышает 10...15%).

При температуре $t_1 = 678 \approx 680 \text{ °С}$ определяем физические свойства дымовых газов заданного состава [5]:

$$\nu_1 = 108,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \lambda_1 = 8,07 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \quad \text{Pr}_1 = 0,61.$$

Находим число Re (2.14), выбираем критериальное уравнение теплоотдачи [5] и решаем его:

$$\text{Re}_1 = w_1 d_2 / \nu_1 = 13,0 \times 5,1 \cdot 10^{-2} / 108,4 \cdot 10^{-6} = 6,12 \cdot 10^3.$$

Так как число труб вдоль потока неизвестно, расчёт ведём только для третьего ряда труб. При шахматном расположении для чистых труб (без нагара на их поверхности) рекомендовано следующее уравнение [5]:

$$\text{Nu}'_1 = 0,41 \cdot \text{Re}_1^{0,6} \text{Pr}_1^{0,43} \varepsilon(s) = 0,41 \times (6,12 \cdot 10^3)^{0,6} (0,61)^{0,43} = 62,02.$$

В расчёте поправка на заданный шаг труб при $s_1/s_2 = 1,05$ $\varepsilon(s) \approx 1$;

$$\alpha'_1 = \text{Nu}'_1 \lambda_1 / d_2 = 62,02 \times 0,081 / 5,1 \cdot 10^{-2} = 98,50 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

В промышленных условиях из-за загрязнения котельных поверхностей нагрева интенсивность теплообмена существенно снижается [5]. Для учёта этого фактора полагаем

$$\alpha_1 = 0,8 \cdot \alpha'_1 = 0,8 \times 98,50 = 78,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

3. Так как температура газов в экономайзере высокая, следует учитывать не только конвективный теплообмен, но и теплообмен тепловым излучением между газом и поверхностью труб (разд. 3).

Определяем коэффициент теплоотдачи излучением от потока газа к стенкам труб:

- находим среднюю длину пути луча в межтрубном пространстве пакета, используя рекомендации в зависимости от шага труб в пучке и их диаметра [7]:

$$l = 1,08 d_2 \left(\frac{s_1 \times s_2}{d_2^2} - 0,785 \right) = 1,08 \times 0,051 (2 \times 2,1 - 0,785) = 0,188 \text{ м};$$

- подсчитываем произведения средней длины пути луча на парциальное давление газов:

$$p_{\text{CO}_2} l = 0,13 \times 0,188 = 0,0244 \text{ ата} \cdot \text{м}; \quad p_{\text{H}_2\text{O}} l = 0,11 \times 0,188 = 0,0207 \text{ ата} \cdot \text{м}.$$

Зная среднее значение температуры газов ($t_1 = 680$ °С), определяем (3.5) по графикам [4] степень черноты дымовых газов с поправкой β на излучение молекул воды (3.7):

$$\varepsilon_r = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \beta \cdot \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} - \Delta\varepsilon = 0,072 + 1,08 \cdot 0,042 - 0,003 = 0,114.$$

Находим поглощательную способность газов при температуре поверхности труб. При этом, учитывая, что $\alpha_1 \ll \alpha_2$, принимаем за температуру внешней поверхности трубы (первое приближение) следующую величину:

$$t_{w1} = t_2 + (20 + 30) = (240 \div 250) \text{ °С} \approx 250 \text{ °С},$$

при этом значении определяем из графиков [4] новые значения степени черноты газов (3.5):

$$A_{\Gamma w} = \varepsilon_{\text{CO}_2} (T_1/T_{w1})^{0,65} + \beta \cdot \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 0,064(953/523)^{0,65} + 1,08 \times 0,07 = 0,17.$$

В этом расчёте значения температуры подставляются в кельвинах. Определяем приведённую степень черноты системы труб ($\varepsilon_w = 0,8$):

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

Рассчитываем плотность теплового потока (3.4), обусловленного излучением газов:

$$\begin{aligned} q_{\text{л}} &= 5,67\varepsilon_{\text{пр}} \left[\varepsilon_{\Gamma} \left(\frac{T_{\Gamma}}{100} \right)^4 - A_{\Gamma w} \left(\frac{T_w}{100} \right)^4 \right] = \\ &= 0,9 \cdot 5,67 \left[0,114 \left(\frac{953}{100} \right)^4 - 0,17 \left(\frac{523}{100} \right)^4 \right] = 4,15 \text{ кВт/м}^2. \end{aligned}$$

Вводим понятие коэффициента теплоотдачи излучением газов (разд. 3)

$$\alpha_{\text{л}} = q_{\text{л}}/(t_1 - t_{w1}) = 4,15 \cdot 10^3 / (680 - 250) = 9,65 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

4. Определяем суммарный коэффициент теплоотдачи от потока дымовых газов к стенкам труб:

$$\alpha_0 = \alpha_1 + \alpha_{\text{л}} = 78,6 + 9,65 = 88,25 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

5. Рассчитываем коэффициент теплопередачи

$$\begin{aligned} K_{\text{тп}} &= \left(\frac{1}{\alpha_0} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{88,25} + \frac{0,35 \cdot 10^{-2}}{22} + \frac{1}{4,66 \cdot 10^3} \right)^{-1} = \\ &= (0,0113 + 1,59 \cdot 10^{-4} + 2,15 \cdot 10^{-4})^{-1} = 85,66 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}. \end{aligned}$$

6. Приступаем к оценке достоверности решения, выполненного на основе первого приближения по температуре $t'_{w1} = 250 \text{ }^\circ\text{C}$ (п. 3.3).

Рассчитаем плотность теплового потока теплопередачи

$$Q_{\text{тп}}/F_w = K_{\text{тп}}(t_1' - t_2) = 85,66 (680 - 220) = 39,4 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2.$$

Применив гипотезу Ньютона о теплоотдаче (разд. 2), определим температуру внешней поверхности труб ($Q_{\text{тп}} = Q_{\alpha}$):

$$t''_{w1} = t'_1 - Q_{\text{тп}}/(F_w \cdot \alpha_0) = 233,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Оценим сходимость результатов расчёта по температуре t_{w1} : $\varepsilon_t = (250 - 233,5)/250 = 6,6\% > 5\%$, что несколько превышает стандартное требование.

Находим сходимость результатов расчёта по основному параметру – коэффициенту теплопередачи, определяющему плотность теплового потока в аппарате:

$$Q_\alpha/F_w = \alpha_0 (t'_1 - t'_{w1}) = 88,25 (680 - 250) = 37,95 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2;$$
$$\varepsilon_q = (39,4 - 37,95,5)/39,4 = 3,7\% < 5\%.$$

Так как по основному параметру расчёта методом итераций получена удовлетворительная сходимость его значений, дальнейшего уточнения решения не требуется. Принимаем $K_{тп} = 85,66 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Выводы. 1. Теплопередача от дымовых газов к воде определяется, в основном, термическим сопротивлением теплоотдачи газов к стенке трубы.

2. Лучистый теплообмен газов со стенкой трубы даёт заметный вклад в теплоотдачу ($\sim 12,5\%$ от конвективной теплоотдачи).

3. Основная доля лучистого потока от дымовых газов определяется излучением CO_2 по отношению к H_2O как $0,072/0,045 = 1,6$.

Задача 5.1.1. Проанализировать влияние схемы пучка труб в рекуператорном ТООА на коэффициент теплопередачи при следующих одинаковых условиях: нагреваемый воздух (индекс 2) при давлении $p_2 = 3,5$ ата со средней температурой $t_2 = 200$ °С движется в латунных трубках, $d_{в}/d_{н} = 20/17$ мм, со скоростью $w_2 = 25$ м/с; греющий воздух (индекс 1) поперечно обтекает трубы в пучке при давлении $p_1 = 1,0$ ата со средней температурой $t_1 = 300$ °С, скорость набегающего потока $w_{н} = 7$ м/с.

Глубина пучка (по ходу первичного теплоносителя) $H = 0,39$ м.

Предусмотрены следующие варианты схемы пучка:

коридорная схема с поперечным $s_1 = 30$ мм и продольным $s_2 = 32,5$ мм шагом;

шахматная схема, $s_1 = s_2 = 30$ мм.

Ответ: $K_{ш}/K_{к} \approx 7$.

Задача 5.1.2. Пароперегреватель котла паротурбинной установки [12] производительностью $G_2 = 230$ т/ч пара при давлении $p = 16,5$ МПа и температуре перегрева $t_{2F} = 550$ °С выполнен из секций змеевиков, установленных в дымоходе парового котла (рис. 5.1). Сухой насыщенный водяной пар [1, 3] в пароперегревателе движется по стальным трубам ($\lambda_w = 22 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$) диаметром $d_1/d_2 = 28/32$ мм снизу вверх со средней скоростью $w_2 = 17$ м/с. Трубы расположены в

коридорном порядке [5] с шагом поперёк потока газов $s_1 = 2,3d_2$ и вдоль потока $s_2 = 3,0d_2$.

Дымовые газы, перегревающие пар, движутся сверху вниз в межтрубном пространстве газохода со средней скоростью в узком сечении пучка труб $w_1 = 14,3$ м/с. Расход газов $G_1 = 500$ т/ч, температура газов на входе в перегреватель $t_{10} = 1100$ °С. Состав дымовых газов известен (в частности, 13% CO_2 и 11% H_2O).

Рассчитать коэффициент теплопередачи в пароперегревателе и определить рабочую поверхность ТОА. При расчёте изменением давления пара по длине перегревателя пренебречь, учесть теплообмен излучением.

Ответ: $K_{\text{пр}} = 101,5$ Вт/(м²·К); $F_w = 1091$ м².

Задача 5.1.3. В теплообменнике типа «труба в трубе» [14, 16] (рис. 2.9) греющая вода движется по внутренней стальной трубе ($\lambda_w = 45$ Вт/(м·К)) диаметром $d_2/d_1 = 35/32$ мм и имеет температуру на входе $t_{10} = 95$ °С, расход греющей воды $G_1 = 2130$ кг/ч.

Нагреваемая вода движется противотоком по кольцевому каналу между трубами и нагревается от $t_{20} = 15$ °С до $t_{2F} = 45$ °С. Внутренний диаметр внешней трубы $D = 48$ мм. Расход нагреваемой воды $G_2 = 3200$ кг/ч. Рабочая поверхность ТОА $F_w = 1,25$ м².

Определить коэффициент теплопередачи в теплообменнике.

Ответ: $K_{\text{пр}} = 2,14 \cdot 10^3$ Вт/(м²·К).

Задача 5.1.4. Определить удельную тепловую нагрузку Q/F_w на рабочую поверхность охладителя воздуха в многоступенчатом компрессоре [12, 13]. Охладитель выполнен в виде кожухотрубного аппарата [5, 16], в котором установлен пучок труб с круглыми поперечными рёбрами. Трубы латунные, диаметр $d_n/d_b = 20/18$ мм, рёбра медные, высотой $h = 12$ мм и толщиной $\delta = 1,0$ мм; шаг оребрения $\Delta = 6$ мм. Разбивка труб в пучке шахматная с шагами $s_1 = 50$ мм; $s_2 = 45$ мм.

Охлаждающая вода движется по трубам со скоростью $w_2 = 1,5$ м/с; средняя температура воды $t_2 = 25$ °С. Поток охлаждаемого воздуха поперечно омывает трубы, скорость набегающего потока $w_n = 13,5$ м/с; средняя температура воздуха $t_1 = 185$ °С при давлении $p_1 = 5$ ата.

Ответ: $Q/F_w = 386,4 \cdot 10^3$ Вт/м².

Тепловой расчёт теплообменного аппарата любого типа основан на следующих уравнениях, составляющих его математическую модель.

1. Тепловой поток Q , Вт (или тепловая нагрузка), передаваемый между первичным, горячим и вторичным, холодным теплоносителями (индексы 1 и 2 соответственно) [1, 7]:

$$Q = C_1 \delta T_1 = C_2 \delta T_2 = K_{\text{тп}} \Delta T_{\text{тп}} F_w, \quad (5.2)$$

где $C_k = c_{pk} G_k$ – тепловой эквивалент k -го теплоносителя как произведение его теплоёмкости c_{pk} на массовый расход G_k , Вт/К. Величина C_k показывает, сколько энергии приходится на один кельвин теплоносителя; $\delta T_k = T_{k0} - T_{kF}$ – изменение температуры k -го теплоносителя в ТОА от его температуры на входе T_{k0} до температуры на выходе T_{kF} (принято использовать индексы 0 и F соответственно); $F_w = \pi d \cdot l$, м^2 – рабочая поверхность ТОА – определяется, например, как боковая поверхность трубы длиной l , рассчитанная по её среднему диаметру d .

2. Коэффициент теплопередачи $K_{\text{тп}}$, Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$), в (5.1) – это величина, обратная сумме термических сопротивлений теплоотдачи $1/\alpha_k$ теплоносителей, рассчитанных по их осреднённым значениям (разд. 2, 4). Осреднённый по рабочей поверхности коэффициент теплопередачи в ТОА

$$\bar{K}_{\text{тп}} = \left(\frac{1}{\bar{\alpha}_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\bar{\alpha}_2} \right)^{-1}. \quad (5.3)$$

В дальнейшем индексы осреднения в (5.3) будут опущены.

3. Средний температурный напор теплопередачи $\Delta T_{\text{тп}}$ (его также называют средним интегральным или средним логарифмическим напором) в ТОА определяется по следующей формуле (только для схемы «труба в трубе», рис. 2.9) [1, 5]:

$$\Delta \bar{T}_{\text{тп}} = \frac{\Delta T_0 - \Delta T_F}{\ln(\Delta T_0 / \Delta T_F)}, \quad (5.4)$$

где ΔT_0 – температурный напор на входе и ΔT_F – на выходе из аппарата как разность соответствующих температур теплоносителей.

Величина среднего температурного напора (5.4) зависит в неявном виде от схемы тока теплоносителей:

- для прямотока $\Delta T_0 = T_{10} - T_{20}$ и $\Delta T_F = T_{1F} - T_{2F}$;
- для противотока $\Delta T_0 = T_{10} - T_{2F}$ и $\Delta T_F = T_{1F} - T_{20}$.

В отличие от схемы «труба в трубе» (рис. 2.9) рабочей поверхностью кожухотрубного аппарата, через которую реализуется передача теплоты между теплоносителями, является боковая поверхность многих труб, собранных в пучок [5, 14, 16] (пример на рис. 2.7). При этом размер рабочей поверхности многократно увеличивается без существенного увеличения габаритов ТОА.

Для аппаратов сложной формы токов теплоносителей, в том чис-

ле и кожухотрубных, осреднённый температурный напор, что вполне естественно, не может быть определён по формуле (5.4), справедливой только для аппаратов типа «труба в трубе». В этих случаях вводят поправку $\varepsilon(\Delta T)$, учитывающую особенности конструкции ТОА, и формально рассчитанную величину температурного напора (5.4) в ТОА типа «труба в трубе» с *противотоком* теплоносителей (индекс z) [7, 16, 17]:

$$\Delta T_{\text{тоа}} = \varepsilon(\Delta T) \Delta T_z. \quad (5.5)$$

Типичный вид графика для определения поправки $\varepsilon(\Delta T)$ в зависимости от параметров ТОА сложной схемы приведен на рис. 5.2. Комплексы P и R определяются по следующим формулам:

$$P = \frac{\delta T_2}{\Delta T_0} = \frac{T_{2F} - T_{20}}{T_{10} - T_{20}}, \quad R = \frac{\delta T_1}{\delta T_2} = \frac{T_{10} - T_{1F}}{T_{2F} - T_{20}}. \quad (5.6)$$

График функции $\varepsilon(\Delta T) = f(P, R)$ в справочниках [7, 17] сопровождается символом типа теплообменного аппарата (на рис. 5.2 это кожухотрубный аппарат с поперечным омыванием пучка труб холодным теплоносителем).

Комплексы P и R (5.6) рассчитывают по исходным данным проекта, в справочнике находят соответствующий схеме аппарата график $\varepsilon(\Delta T) = f(P, R)$, по нему определяют поправку $\varepsilon(\Delta T)$ и затем осреднённый температурный напор в аппарате (5.5).

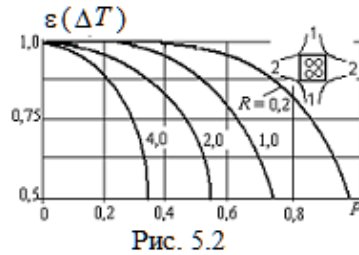


Рис. 5.2

5.2. Тепловой расчёт ТОА

Задача теплового расчёта ТОА в рамках проектного расчёта – обеспечение минимального размера его рабочей поверхности F_w при заданной величине теплового потока Q и температурного напора $\Delta T_{\text{тп}}$ (5.2) за счёт мер, направленных на повышение коэффициента теплопередачи (5.3), т.е. интенсификацией теплообмена между теплоносителями [14, 15, 17].

Тепловой расчёт ТОА состоит из анализа теплового баланса, определения температурного напора и его коэффициента теплопередачи. Конечная цель расчёта – оценка размера рабочей поверхности и распределение её на габариты проектируемого аппарата. В эти параметры входят число труб, их диаметр и длина, а также расположение

труб в структуре пучка (например, коридорное или шахматное, с проставками (перегородками), с указанием их количества или без такового), с назначением шага расположения труб в пучке как вдоль, так и поперёк потока теплоносителя.

Методика и алгоритм расчёта коэффициента теплопередачи в ТОА изложены в подразд. 5.1. Полный алгоритм расчёта ТОА приведён в [7, 16]. Многочисленные особенности теплового расчёта ТОА будут показаны на частных случаях, встречающихся на практике.

5.2.1. Тепловой баланс ТОА

Рассмотрим возможные случаи баланса теплоты в ТОА кожухотрубного типа (рис. 2.7) как с учётом потерь теплоты в окружающую среду, так и без них:

- горячий теплоноситель 1 находится в кожухе, холодный 2 течёт по трубам:

$$Q = \eta_n G_1 (h_{10} - h_{1F}) = G_2 (h_{2F} - h_{20}); \quad (5.7a)$$

- вторичный теплоноситель в кожухе, первичный течёт по трубам:

$$Q = G_1 (h_{10} - h_{1F}) = G_2 (h_{2F} - h_{20}) / \eta_n, \quad (5.7б)$$

где Q – тепловая мощность ТОА (тепловой поток теплопередачи от первичного теплоносителя к вторичному), Вт; G – массовый расход теплоносителей, кг/с; h – энтальпия теплоносителей 1 и 2 на входе в аппарат (индекс 0) и на его выходе (индекс F); η_n – коэффициент тепловых потерь с внешней поверхности аппарата, обычно в практических случаях $\eta_n = 0,97 \div 0,995$, что достигается тепловой изоляцией внешней поверхности ТОА (подразд. 4.3).

Для капельных теплоносителей и неконденсирующихся газов можно полагать $h = c_p T$, принимая теплоёмкость $c_p = \text{const}$ в заданном интервале изменения температуры теплоносителя [4, 5]. Эта мера позволяет ввести в расчёты понятие водяного (теплового) эквивалента теплоносителя $C = c_p G = \text{const}$ (5.2). В таком случае без учёта тепловых потерь справедливо соотношение

$$\delta T_1 / \delta T_2 = C_2 / C_1. \quad (5.8)$$

Формула (5.8) – следствие уравнения теплового баланса аппарата (5.2) – устанавливает, что отношение конечных изменений температуры теплоносителей в ТОА δT обратно пропорционально отноше-

нию их тепловых эквивалентов C .

В практике расчёта ТОА для определения конечного изменения температур δt_k теплоносителей используют **располагаемый температурный напор** на входе в ТОА $\Delta t_p = t_{10} - t_{20}$ и вспомогательные функции Z_n и Z_z для прямотока (п) и противотока (z) соответственно [7]:

$$\delta t_1 = \Delta t_p Z; \quad \delta t_2 = \Delta t_p (C_1/C_2) Z; \quad (5.9)$$

$$Z_n = \frac{1-B}{1+(C_1/C_2)}; \quad B = \exp \left[- \left(1 + \frac{C_1}{C_2} \right) \frac{K_{тп} F_w}{C_1} \right]; \quad (5.9a)$$

$$Z_z = \frac{1 - \exp(-A)}{1 - C_1/C_2 \exp(-A)}, \quad A = \left(1 - \frac{C_1}{C_2} \right) \frac{K_{тп} F_w}{C_1}. \quad (5.9б)$$

Функцию Z также можно найти с использованием специального графика [7].

Порядок расчётов и рекомендации к ним рассмотрим на примерах и задачах.

Пример 5.2.1. В теплофикационном цикле паротурбинной установки [12, 13] реализуется подогрев воды, идущей на отопление жилых помещений и удовлетворение бытовых нужд. Для этого используется отработанный сухой насыщенный водяной пар, поступающий после турбины в теплофикационный узел при давлении $p_1 = 1,19$ ата с расходом $G_1 = 25$ кг/с. На выходе из подогревателя при конденсации пара устанавливаются параметры кипящей воды.

Подогреваемая вода поступает в трубы подогревателя при температуре $t_{20} = 30$ °С и нагревается по условиям технологии до $t_{2F} = 90$ °С.

Определить тепловую мощность Q теплофикационного узла, расход подогреваемой воды G_2 и тепловые эквиваленты теплоносителей C_1 и C_2 . При расчёте учесть тепловые потери от пара во внешнюю среду на уровне $\eta_{п1} = 0,985$.

Решение. 1. Находим параметры сухого пара (его теплосодержание) на входе h_{10} и на выходе h_{1F} теплофикационного узла, а также теплоёмкость подогреваемой воды c_{p2} .

Из [20] при заданном давлении $p_1 = 1,19$ ата (0,12 МПа) определяем температуру пара $t_{10} = t_{1н} = 104,8$ °С (принимаем $t_{10} = 105$ °С) и его энтальпию на входе $h''_{10} = 2683$ и на выходе $h'_{10} = 439,4$ кДж/кг. Теплоёмкость насыщенного пара [4] $c_{pn} = 2,156$ кДж/(кг·К).

Теплоёмкость воды [9] в заданном интервале температур (при $t_2 = 60$ °С) $c_{p2} = 4,179$ кДж/(кг·К).

2. Определяем тепловую мощность теплофикационного узла ПТУ

по параметрам греющего пара с учётом его тепловых потерь (5.7а):

$$Q = G_1(h''_1 - h'_1) \eta_{\text{пл}} = 25(2683 - 439,4) \cdot 10^3 \cdot 0,985 = 55,25 \text{ МВт.}$$

3. Используя уравнение теплового баланса (5.2), подсчитаем расход подогреваемой воды:

$$G_2 = Q/[c_{p2}(t_{2F} - t_{20})] = 55,25 \cdot 10^6/[4,179 \cdot 10^3(90 - 30)] = 220,35 \text{ кг/с.}$$

4. Теперь можно рассчитать тепловые эквиваленты теплоносителей и сравнить их:

$$\begin{aligned} C_1 &= c_{pн} G_1 = 2,156 \cdot 10^3 \cdot 25 = 53,9 \cdot 10^3 \text{ Вт/К;} \\ C_2 &= c_{p2} G_2 = 4,179 \cdot 10^3 \cdot 220,35 = 920,84 \cdot 10^3 \text{ Вт/К;} \\ C_2/C_1 &= 920,84/53,9 = 17,08. \end{aligned}$$

Полученные результаты расчётов являются исходными данными для проектного (конструкторского) расчёта параметров теплофикационного узла ПТУ [7].

Задача 5.2.1. В испаритель поступает подогретая вода при $t_{20} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ и давлении $p_2 = 7,4 \text{ ата}$ с расходом $G_2 = 10^4 \text{ кг/ч}$ и превращается в сухой насыщенный пар. Подача воды осуществляется в кожух испарителя, горячие продукты сгорания движутся по трубам, коэффициент тепловых потерь $\eta_{\text{п}} = 0,97$.

Определить тепловую мощность испарителя.

Ответ: $Q = 7,325 \text{ МВт.}$

Задача 5.2.2. В маслоохладителе [5, 12] турбинное масло марки Л охлаждается от $t_{10} = 55 \text{ }^\circ\text{C}$ до $t_{1F} = 48,0 \text{ }^\circ\text{C}$. Объёмный расход масла $V_1 = 22,5 \text{ м}^3/\text{ч}$. Охлаждающая вода подаётся в теплообменный аппарат в количестве $V_2 = 34 \text{ м}^3/\text{ч}$ при температуре $t_{20} = 33 \text{ }^\circ\text{C}$.

Определить температуру воды на выходе из ТОА. Потерями теплоты во внешнюю среду пренебречь.

Ответ: $t_{2F} = 35 \text{ }^\circ\text{C.}$

Задача 5.2.3. Определить расход пара, подаваемого в трубы ТОА с давлением $p_1 = 2 \text{ ата}$ и при температуре $t_{10} = 160 \text{ }^\circ\text{C}$ для подогрева воды от $t_{20} = 80$ до $t_{2F} = 115 \text{ }^\circ\text{C}$ [5]. При этом происходит переохлаждение пара от стадии насыщения воды на $\Delta t_1 = 5^\circ$. Расход воды $G_2 = 50 \text{ т/ч}$, коэффициент тепловых потерь $\eta_{\text{п}} = 0,98$.

Ответ: $G_1 = 0,89 \text{ кг/с.}$

Задача 5.2.4. В конденсатор паровой турбины [12, 13] поступает $G_1 = 50 \text{ т/ч}$ отработанного пара с давлением $p_1 = 0,054 \text{ ата}$ и степенью сухости $x_1 = 0,9$. Переохлаждение конденсата в конденсаторе от состояния насыщения составляет $\Delta t_1 = 1^\circ$. Расход охлаждающей воды

$V_2 = 3 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$ при температуре на входе в конденсатор $t_{20} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Определить температуру воды на выходе из конденсатора. Тепловые потери наружу не учитывать.

Ответ: $t_{2F} = 29 \text{ }^\circ\text{C}$.

5.2.2. Расчёт температурного напора ТОА

Расчёт температурного напора ТОА любой сложности схемы тока теплоносителей выполняется через его определение для простейшей схемы «труба в трубе» с учётом поправки на реальную схему токов (5.4). Поправку к температурному напору ТОА чаще всего находят с использованием графиков [7, 17] (рис. 5.2) по рассчитанным комплексам (5.6).

Пример 5.2.2. Масло марки МК-22 поступает в маслоохладитель [5, 12] (рис. 5.3) с расходом $G_1 = 10^4 \text{ кг/ч}$ при температуре $t_{10} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ и охлаждается до температуры $t_{1F} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$. Охлаждающая вода подаётся с расходом $G_2 = 2,04 \cdot 10^4 \text{ кг/ч}$ при температуре на входе в теплообменник $t_{20} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

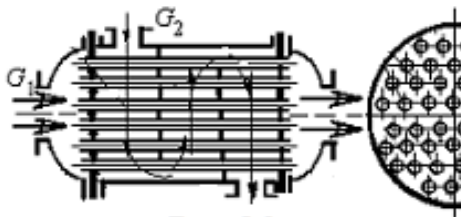


Рис. 5.3

Определить температуру воды t_{2F} на выходе из теплообменника, потерями теплоты в окружающую среду пренебречь.

Найти значение средних логарифмических температурных напоров между теплоносителями, если они движутся по схеме прямотока (п), противотока (з) и перекрёстного тока (+) как на рис. 5.3. Сравнить полученные значения, сделать соответствующие выводы.

Решение. 1. Температуру воды t_{2F} на выходе из теплообменника определяем из уравнения теплового баланса теплоносителей (5.2)

$$\begin{aligned} \delta T_2 &= \delta T_1 C_1 / C_2 = (t_{10} - t_{1F}) \times c_{p1} G_1 / (c_{p2} G_2) = \\ &= 40 \times 1,85 \cdot 10^3 \times 10^4 / (4,179 \cdot 10^3 \times 2,04 \cdot 10^4) = 8,7 \approx 9^\circ, \\ t_{2F} &= t_{20} + \delta T_2 = 20 + 9 = 29 \text{ }^\circ\text{C}; \quad t_2 = 24,5 \text{ }^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Здесь c_{p1} и c_{p2} взяты из справочника [5] при средних температу-

рах теплоносителей $t_1 = 50^\circ\text{C}$ и $t_2 = 25^\circ\text{C}$ (предположительно).

2. Значения средних логарифмических температурных напоров между теплоносителями определим по (5.4). Температурные напоры на входе/выходе аппарата рассчитываем в зависимости от схемы тока теплоносителей:

• прямоток: $\Delta T_0 = t_{10} - t_{20} = 70 - 20 = 50^\circ$; $\Delta T_F = t_{1F} - t_{2F} = 30 - 29 = 1^\circ$; $\Delta T_{\Pi} = 12,5 \approx 13^\circ$;

• противоток: $\Delta T_0 = t_{10} - t_{2F} = 70 - 29 = 41^\circ$; $\Delta T_F = t_{1F} - t_{20} = 30 - 20 = 10^\circ$; $\Delta T_z = 22^\circ$.

• перекрестный ток: средний температурный напор рассчитываем по противотоку с учётом коэффициента поправки ε_+ (5.5), определяемой по графикам [7,17] (рис. 5.2) в зависимости от величины факторов P и R :

$$P = \frac{\delta T_2}{\Delta T_0} = \frac{t_{2F} - t_{20}}{t_{10} - t_{20}} = \frac{29 - 20}{70 - 20} = 0,18; \quad R = \frac{\delta T_1}{\delta T_2} = \frac{t_{10} - t_{1F}}{t_{2F} - t_{20}} = \frac{70 - 30}{29 - 20} = 4,44.$$

Из графика [7] $\varepsilon(\Delta T) = f(P, R)$ для ТОА с перекрёстным током теплоносителей по рассчитанным параметрам $P = 0,18$ и $R = 4,44$ находим $\varepsilon_+ = 0,8$.

Следовательно, $\Delta T_+ = \varepsilon(\Delta T) \Delta T_z = 0,8 \times 22 = 17,6 \approx 18^\circ$,

Вывод: в условиях примера ТОА с противотоком теплоносителей в схеме ТОА «труба в трубе» температурный напор теплопередачи максимален, $\Delta T_z > \Delta T_+ > \Delta T_{\Pi}$, в 1,7 больше, чем в схеме прямотока. При прочих равных условиях это преимущество выразится в том, что рабочая поверхность ТОА с противотоком теплоносителей будет на 70% меньше, чем в схеме прямотока.

Задача 5.2.5. В проектируемом водяном экономайзере с противоточной схемой движения теплоносителей [5, 13] задан расход воды $G_2 = 120$ т/ч, температура воды на входе $t_{2F} = 105^\circ\text{C}$, для нагрева воды потребуется теплота $Q = 13,5 \cdot 10^6$ Вт. Предварительная оценка коэффициента теплопередачи в экономайзере $K_{\text{тп}} = 79$ Вт/(м²·К). Дымовые газы поступают в экономайзер с расходом $G_1 = 220$ т/ч при температуре $t_{10} = 420^\circ\text{C}$.

Определить рабочую поверхность (поверхность теплопередачи) экономайзера.

Ответ: $F_w = 1,48 \cdot 10^3$ м².

5.2.3. Проектный расчёт ТОА

Основная задача теплового проектного расчёта аппарата – разра-

ботка его схемы и определение размеров рабочей поверхности. С этой целью используется система уравнений (5.1) – (5.9), в которой, как правило, задана тепловая мощность аппарата и некоторые параметры теплоносителей: расходы и температуры на его входе–выходе. Эти величины не могут быть заданы произвольно, так как они связаны между собой уравнением теплового баланса (5.2) и его следствием (5.7).

Анализ возможных типов ТОА, схем токов теплоносителей и их конструктивных особенностей изложен в [5, 7, 15, 17]. В зависимости от процессов теплообмена эти аппараты делят на подогреватели и охладители.

Схемы ТОА. В рекуперативных ТОА наиболее часто используется схема кожухотрубного ТОА с перекрестной схемой тока теплоносителей, обеспечивающей поперечное обтекание пучка труб с более интенсивной теплоотдачей с их поверхности, чем при продольном омывании. Это достигается установкой внутри кожуха поперечных перегородок (рис. 5.3) различной конструкции [5].

Схема пучка труб. В аппаратах с цилиндрическим кожухом пучок труб может быть выполнен с расположением труб в поперечном сечении по сторонам шестиугольников или по концентрическим окружностям. В аппаратах коробчатого типа компоновка труб может быть коридорной и шахматной (в частности, треугольная, как на рис. 5.3). При такой компоновке труб при одном и том же шаге между ними можно разместить наибольшее число труб на единице площади поперечного сечения аппарата. Рекомендации по выбору шага между трубами как вдоль, так и поперёк потока приведены в [5].

Компоновка труб в пучке:

- а) коридорная при $s_1 = s_2$ и $s_1 \neq s_2$;
- б) шахматная с s_1 и s_2 , наиболее компактная, при равном шаге s_1 с коридорной схемой позволяет поместить наибольшее число труб на единице площади поперечного сечения пучка, что повышает интенсивность теплоотдачи в пучке;
- в) треугольная, образует шестиугольную схему труб в поперечном сечении пучка, число труб определяется по формуле $n_k = 3k(k + 1) + 1$; где k – порядковый номер шестиугольного ряда труб в пучке, в центре пучка $k = 0$.

Размер диаметра труб. Пучки труб в кожухотрубных ТОА изготавливают из гладких труб стандартного размера с наружным диаметром d_n и толщиной стенки δ_w . Так как очистка труб малого диаметра $d_n < 20$ мм от наносов, возникающих в ходе эксплуатации аппарата, затруднена, а гидравлические потери давления в них велики, рекомендуется использовать трубы следующих размеров [5, 9]:

$$d_n \times \delta_w \rightarrow 20 \times 2; 22 \times 2; 24 \times 2; 32 \times 4; 38 \times 2,5 \text{ мм.}$$

Оребрение труб. Интенсификация теплопередачи оребрением поверхности (подразд. 4.4) применяется в теплообменных аппаратах в виде радиаторов. При конструировании теплообменных аппаратов используют не только плоскую, но и более сложную форму рёбер, такую как ленты, круглые рёбра на поверхностях труб и т.д. Наиболее эффективно оребрение внешней поверхности теплоотдачи в аппаратах, в качестве теплоносителей использующих газы (пары) и воздух, коэффициент теплоотдачи которых невелик и значительно уступает теплоотдаче капельных жидкостей [5]. Это подогреватели и охладители воздуха (например, в циклах газотурбинных установок [7, 12, 13]); охладители воды и масла воздушным потоком (например, радиаторы в двигателях внутреннего сгорания [12]); холодильные камеры и кондиционеры и т.п.

Распространённые размеры оребрения труб: диаметр круглого ребра D и внутренний диаметр трубы d_n :

$$D \times d_n \rightarrow 14 \times 10,5; 21 \times 9; 16,6 \times 11,5; 22,5 \times 15; 43 \times 17; 56 \times 21.$$

Материал труб для кожухотрубных ТОА – медь и медные сплавы, алюминий и алюминиевые сплавы, сталь 15ХМ, сталь 10; 20; 12Х18Н10Т и др.

Скорость прокачки теплоносителя по трубам и каналам аппаратов существенно влияет как на интенсивность теплоотдачи α , так и на гидравлические потери давления Δp на его прокачку [4, 5, 7, 14–16] (потери в местных сопротивлениях и на трение в каналах).

Для различных по режиму течений теплоносителя в трубах характерны следующие соотношения [1, 5, 6]:

- для ламинарного режима $\alpha \sim w^{0,3}$; $\Delta p \sim w$, т.е. $\alpha \sim \Delta p^{0,3}$;
- для турбулентного режима $\alpha \sim w^{0,6..0,8}$; $\Delta p \sim w^{1,6..1,8}$, т.е. $\alpha \sim \Delta p^{0,4}$.

Поскольку увеличение скорости воды влечёт за собой повышение затрат на её прокачку, её значение выбирают из условий повышения интенсивности теплообмена (разд. 2) при допустимом гидродинамическом сопротивлении на прокачку и требований вибрационной надёжности аппарата.

Следовательно, для повышения теплоотдачи скорость прокачки нужно увеличивать, однако недопустимо высокая скорость прокачки теплоносителя также может вызвать вибрацию труб в пучке, приводящую к поломке аппарата [5, 17]. Поэтому для снижения потерь дав-

ления и предотвращения нежелательных последствий вибрации труб скорость прокачки теплоносителя нужно уменьшать. Это двойственное влияние изменения скорости прокачки теплоносителя в трубах и каналах разрешается технико-экономическим обоснованием.

Рекомендации по выбору значений скорости прокачки различных теплоносителей в трубах приведены в работе [14]. Допустимые пределы изменения скорости воды в трубах зависят от качества воды и материала трубок. Обычно для конденсаторов ПТУ и маслоохладителей, охлаждаемых циркуляционной пресной озёрной или речной водой, характерны следующие значения скорости:

- для стальных углеродистых, латунных и медно-никелевых трубок – 2 м/с.;
- для стальных нержавеющей трубок – 4 м/с.

На основе опыта рекомендованы следующие значения скорости движения теплоносителей *в каналах и в межтрубном пространстве* трубчатых аппаратов [5]:

- маловязкая жидкость (вода, бензин, керосин, лёгкая нефть, газотурбинный конденсат и др.) $w = 1 \div 3$ м/с;
- вязкая жидкость (технические масла, подогретый мазут и т.п.) $w = 0,5 \div 1$ м/с;
- воздух и газы при напоре компрессором $w = 15 \div 30$ м/с; вентилятором $w = 5 \div 15$ м/с; вентиляция при атмосферном давлении в газоходах $w = 12 \div 16$ м/с; естественная тяга в газоходах $w = 2 \div 4$ м/с;
- перегретый пар повышенного давления $w = 30 \div 75$ м/с;
- влажный пар в конденсаторах пониженного давления $w = 100 \div 200$ м/с.

При расчёте теплоотдачи в случае *поперечного омыwania теплоносителем пучка* с гладкими и оребрѐнными трубами необходимо учитывать следующий фактор. Сужение сечения потока на входе первого ряда труб оценивается с помощью коэффициента сужения ξ_c , определяющего скорость потока теплоносителя в узком сечении пучка (подразд. 4.5).

Сужение проходного сечения канала вызывает повышение скорости теплоносителя $w_0 = w_{\text{п}}/\xi_c$. Коэффициент ξ_c может быть достаточно малым, так что действительная скорость теплоносителя в пучке труб, определяющая интенсивность теплоотдачи и потерю давления, может существенно превышать рекомендованные значения.

Пример 5.2.3. ТОА типа «маслоохладители», как правило, проектируют с кожухотрубной схемой с трубками малого диаметра

(рис. 5.2), со следующими рекомендованными [17] диапазонами скорости прокачки теплоносителей по трубам и каналам:

- охлаждающая вода в трубках $w_2 = 0,1 \dots 0,2$ м/с;
- масло при наружном омывании пучка труб $w_n = 0,12 \dots 0,5$ м/с.

Определить диапазон изменения коэффициентов теплоотдачи теплоносителей и теплопередачи, а также удельной тепловой мощности маслоохладителя следующей конструкции:

- трубки диаметром 14/12 мм из латуни;
- пучок труб с треугольной разбивкой, шаг $\Delta = 17$ мм;
- число рядов труб в пучке по потоку масла $z = 6$.

Средняя температура охлаждаемого масла марки АУ $t_1 = 50$ °С, температура воды $t_2 = 35$ °С.

Решение. 1. Находим теплофизические свойства воды и масла из [16, 17] при их средних температурах:

- для масла АУ при $t_1 = 50$ °С: $\lambda_1 = 0,129$ Вт/(м·К); $\nu_1 = 14,0 \times 10^{-6}$ м²/с; $Pr_1 = 184$;
- для воды при $t_2 = 35$ °С: $\rho_2 = 994$ кг/м³; $\lambda_2 = 0,626$ Вт/(м·К); $\nu_2 = 0,731 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $Pr_2 = 4,87$.

Следует обратить внимание на большую разницу вязкости и чисел Pr теплоносителей.

2. Выбираем [5] критериальное уравнение теплоотдачи масла в стенку трубки и решаем его.

Находим диапазон изменения чисел Re_1 для потока масла. Определяющим размером при этом является наружный диаметр трубки $d_n = 14$ мм, определяющей скоростью – скоростью потока в узком сечении пучка труб. Для её оценки высчитаем коэффициент сужения потока в пучке (подразд. 4.2):

$$\xi = 1 - d_n/\Delta = 1 - 14/17 = 0,176.$$

Следовательно, диапазон изменения скорости потока масла в узком сечении пучка труб

$$w_1 = w_n/\xi = (0,12 \dots 0,5)/0,176 = 0,68 \dots 2,84 \text{ м/с,}$$

т.е. скорость потока масла в пучке труб в 5,65 раза больше, чем при его подаче в аппарат.

Подсчитаем диапазон чисел Re_1 :

$$Re_1 = w_1 d_n / \nu_1 = (0,68 \dots 2,84) \cdot 14 \cdot 10^{-3} / (14 \cdot 10^{-6}) = 680 \dots 2840 < 3200.$$

Таким образом, во всём диапазоне изменения числа Re_1 взаимодействие потока масла с трубами в пакете ТОА происходит при ламинарном режиме движения.

Выбираем из [5] критериальное уравнение теплоотдачи, соответствующее ламинарному режиму течения теплоносителя. При $Re = 30...3000$ для шахматного пучка:

$$Nu_1 = \alpha_1 d_B / \lambda_1 = 1,8 C_z Re_1^{0,33} Pr_1^{0,33} (Pr_1 / Pr_{w1})^{0,25}.$$

Здесь коэффициент плотности установки труб в пучке $C_z = 1 - 0,7/z$; так что при $z = 6$ $C_6 = 0,885$.

Решаем критериальное уравнение теплоотдачи (2.22), подставив все известные параметры и при температуре стенки $t_{w1} = 40$ °С (в первом приближении), найденной как среднеарифметическая величина от температур теплоносителей. При этом $Pr_{w1} = 276$:

$$Nu_1 = 69,23...111,0; \quad \alpha_1 = (0,638...1,023) \cdot 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

3. Выбираем [9] критериальное уравнение теплоотдачи при движении воды в трубе и решаем его.

Подсчитываем число Re_2 в известном диапазоне скорости потока: $Re_2 = w_2 d_B / \nu_2 = (0,1...0,2) \cdot 12 \cdot 10^{-3} / 0,731 \cdot 10^{-6} = 1642...3284$ – считаем течение по трубе в заданном диапазоне скорости прокачки воды ламинарным.

Для ламинарного течения воды в прямых трубах [4, 5] (2.20):

$$Nu_2 = \alpha_2 d_B / \lambda_2 = 0,15 Re_2^{0,33} Gr_2^{0,1} Pr_2^{0,43} (Pr_2 / Pr_{w2})^{0,25}.$$

Здесь число Грасгофа для капельной жидкости $Gr_2 = (\Delta \rho_w / \rho) g_0 \times d_B^3 / \nu_2^2 = 57,45 \cdot 10^3$ подсчитано при $t_w = 40$ °С (стенку ввиду её малого термического сопротивления считаем изотермической, $t_{w1} = t_{w2} = t_w$). При этом [9] $\rho_w = 992,2$ кг/м³; $Pr_{w2} = 4,31$.

Так как теперь все параметры критериального уравнения (2.20) известны, решаем его относительно коэффициента теплоотдачи:

$$Nu_2 = 10,52...13,22; \quad \alpha_2 = (548,8...689,6) \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

4. Вычисляем диапазон изменения коэффициента теплопередачи маслоохладителя:

$$K_{\min} = (1/\alpha_{1\min} + 1/\alpha_{2\min})^{-1} = (1/0,638 + 1/0,5488)^{-1} \cdot 10^3 = 0,295 \cdot 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$K_{\max} = (1/\alpha_{1\max} + 1/\alpha_{2\max})^{-1} = (1/1,023 + 1/0,6896)^{-1} \cdot 10^3 = 0,412 \cdot 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

5. Оцениваем диапазон изменения удельной тепловой мощности маслоохладителя (5.1):

$$Q/F_w = K_{\text{тп}} \Delta T = (0,295 \dots 0,412) \cdot 10^3 (50 - 35) = (4,425 \dots 6,18) \cdot 10^3 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Выводы. 1. Коэффициент теплоотдачи масла выше, чем у воды, $\alpha_1 > \alpha_2$, и изменяется примерно в 1,6 раза при изменении скорости его прокачки в пучке труб в 4,17 раза; т.е. как и следует из критериально-го уравнения, $\alpha_1 \sim w_1^{0,33}$.

2. Коэффициент теплоотдачи к воде α_2 , прокачиваемой по трубам, изменяется в 1,26 раза при изменении скорости его прокачки в трубе в 2 раза; т.е. $\alpha_2 \sim w_2^{0,33}$.

3. Коэффициент теплопередачи маслоохладителя, так же как и его удельная тепловая мощность, изменяется в 1,37 раза, т.е. практически пропорционально осреднённой величине коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 .

Пример 5.2.4. Исследовать влияние скорости прокачки теплоносителей на коэффициент теплопередачи в пароперегревателе кожухотрубного типа. Первичный теплоноситель – кремнийорганическое соединение ТКС (тетрааксиленоксисилан) в жидком агрегатном состоянии – высокотемпературный теплоноситель в теплообменных аппаратах специального назначения, обладающий повышенной теплопроводностью. Теплоноситель движется в стальных трубах размером $d_{\text{н}}/d_{\text{в}}$ со скоростью w_1 , м/с, средняя температура ТКС t_1 .

Вторичный теплоноситель – перегреваемый водяной пар, поперечно обтекает шахматный пучок труб со скоростью в его узком сечении w_2 , м/с, средняя температура пара t_2 , пар находится под давлением p_2 .

Расчёты выполнить в пределах скоростей $w_1 = 1 \dots 10$ м/с и $w_2 = 2,5 \dots 20$ м/с, результаты представить в графическом виде, сопровождая их краткими выводами.

Исходные данные для расчёта:

- размер труб $d_{\text{н}}/d_{\text{в}} = 16/13$ мм;
- средняя температура ТКС $t_1 = 320$ °С; температура перегрева водяного пара $t_2 = 260$ °С, пар находится под давлением $p_2 = 20$ ата.

Задание студенты выполняют самостоятельно во время аудиторных занятий (общее время 4 ч), оно выдаётся в группу заранее, ход выполнения задания каждым студентом контролирует преподаватель, результаты выполнения задания являются определяющими для тестового

контроля знаний по дисциплине «Теплообменные аппараты».

Для успешного выполнения задания студентам рекомендуется, пользуясь примером, заранее разработать программу расчёта плотности теплового потока в теплообменном аппарате кожухотрубного типа. Исходные данные для расчёта выдаются персонально каждому студенту на аудиторном занятии. Результаты расчётов представить в графической форме. Примерный вид графиков показан на рис. 5.4, 5.5.

Ниже приведен рекомендуемый порядок (алгоритм) выполнения задания при $w_1 = 2,5$ м/с и $w_2 = 2,5$ м/с. Варианты персонального расчёта предусматривают изменение этих параметров в заданном интервале. Могут быть также изменены данные для размеров труб и средних температур теплоносителей.

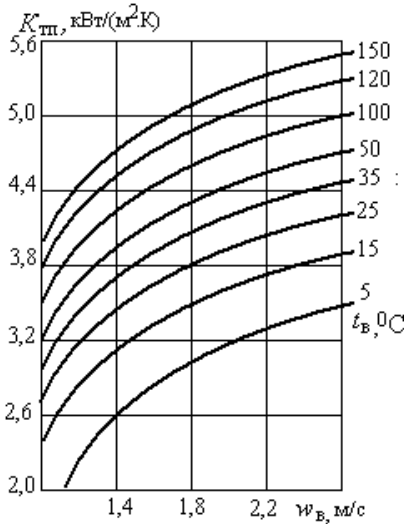


Рис. 5.4

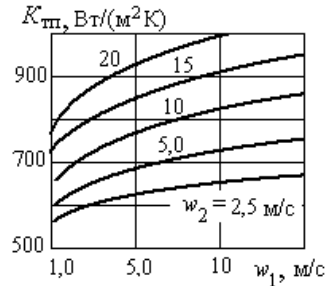


Рис. 5.5

1. Расчёт коэффициента теплоотдачи от ТКС.

Определяем теплофизические параметры ТКС [5] при $t_1 = 320$ °С: $\lambda_1 = 0,095$ Вт/(м·К); $\nu_1 = 0,60 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $Pr_1 = 27,0$; $Pr_{1w'} = 27,4$ (здесь в первом приближении задаётся температура стенки трубы $t_{w1'} = t_{w2'} = 300$ °С как величина, выше среднего арифметического значения от температур теплоносителей в сторону капельного теплоносителя).

Подсчитываем число Рейнольдса $Re_1 = w_1 d_B / \nu_1 = 5,417 \cdot 10^4 > 10^4$ – режим течения ТКС по трубам турбулентный.

Выбираем из [5] и решаем критериальное уравнение теплоотдачи ТКС при движении по трубам в турбулентном режиме (2.18); опреде-

ляем коэффициент теплоотдачи α_1' и термическое сопротивление R_1' в первом приближении:

$$\begin{aligned} \text{Nu}_1' &= 0,021 \text{Re}_1^{0,8} \text{Pr}_1^{0,43} (\text{Pr}_{1w}'/\text{Pr}_1)^{0,25} = 532,55; \\ \alpha_1' &= \text{Nu}_1' \cdot \lambda_1/d_b = 3,892 \cdot 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \\ R_1' &= 1/\alpha_1' = 2,57 \cdot 10^{-4} [\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})]^{-1}. \end{aligned}$$

2. Расчёт коэффициента теплоотдачи к водяному пару.

Определяем теплофизические параметры водяного пара из таблиц [20] при $p_2 = 20$ ата и $t_2 = 260$ °С: $\rho_2 = 1/\nu_2 = 1/0,1143 = 8,749$ кг/м³; – из [5] при $t_2 = 260$ °С и $p_2 = 20$ ата: $c_{p2} = 2,505 \cdot 10^3$ Дж/(кг·К); $\lambda_2 = 42,1 \times 10^{-3}$ Вт/(м·К); $\mu_2 = 18,3 \cdot 10^{-6}$ Н·с/м²; $\text{Pr}_2 = c_{p2}\mu_2/\lambda_2 = 1,09$; $\text{Pr}'_{2w} = 1,03$ (при $t_{w2} = 300$ °С).

Подсчитываем число Рейнольдса $\text{Re}_2 = \rho_2 w_2 d_H/\mu_2 = 1,912 \cdot 10^4 > 10^4$ – режим течения водяного пара в пучке труб турбулентный.

Выбираем из [5] и решаем критериальное уравнение теплоотдачи к пару при обтекании шахматного пучка труб в турбулентном режиме, определяем коэффициент теплоотдачи α_2' и термическое сопротивление R_2' в первом приближении:

$$\begin{aligned} \text{Nu}_2' &= 0,41 \text{Re}_2^{0,6} \text{Pr}_2^{0,33} \left(\frac{\text{Pr}'_{2w}}{\text{Pr}_2} \right)^{0,25} = 154,1; \\ \alpha_2' &= \text{Nu}_2' \cdot \lambda_2/d_H = 0,405 \cdot 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \\ R_2' &= 1/\alpha_2' = 2,469 \cdot 10^{-3} [\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})]^{-1}. \end{aligned}$$

3. Расчет коэффициента теплопередачи $K_{тп}'$ в первом приближении.

Определяем термическое сопротивление стенки трубы (сталь, $\lambda_w = 45$ Вт/(м·К) при $t_w = 300$ °С):

$$R_w' = \delta_w/\lambda_w = 0,0015/45 = 0,33 \cdot 10^{-4} [\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})]^{-1}.$$

Подсчитаем значения термического сопротивления и коэффициента теплопередачи:

$$\begin{aligned} R_{тп}' &= R_1' + R_2' + R_w' = (2,57 + 24,69 + 0,33) \cdot 10^{-4} = \\ &= 27,59 \cdot 10^{-4} [\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})]^{-1}; \\ K_{тп}' &= 1/R_{тп}' = 362,45 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \end{aligned}$$

4. Процедура уточнения результатов расчёта.

Находим плотность теплового потока теплопередачи (в первом

приближении):

$$q' = K_{\text{тп}}'(t_1 - t_2) = 21,75 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2.$$

Определяем новые значения температур стенок трубы:

$$t_{w1}'' = t_1 - q' \cdot R_1' = 314,1 \text{ }^\circ\text{C}; \quad t_{w2}'' = t_2 + q' \cdot R_2' = 313,7 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Полученные значения второго приближения к решению не существенно отличаются от ранее принятой величины $t'_{w1} = t'_{w2} = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ (сходимость результатов $\sim 4,5\% < 5\%$). Следовательно, стенка труб практически изотермическая, а её температура меньше температуры горячего теплоносителя всего на 6° . Определяющим является термическое сопротивление конвективной теплоотдачи в поток пара, причём интенсивность теплоотдачи практически не зависит от температуры стенки трубы (число Прандтля в интервале температур $t_w = 290 \dots 350 \text{ }^\circ\text{C}$ порядка единицы и практически не зависит от температуры). Следовательно, можно принять в качестве окончательного результата для дальнейших расчётов $t_w = 314 \dots 315 \text{ }^\circ\text{C}$.

5. Анализ влияния изменения скоростей теплоносителей на коэффициент теплопередачи в аппарате.

Проверяем применимость исходных формул критериального уравнения теплоотдачи (турбулентный режим). По условиям задачи при $w_1 = 2,5 \text{ м/с}$ реализовалось $Re_1 = 5,417 \cdot 10^4$, так что при заданном минимальном значении $w_{1 \text{ min}} = 1,0 \text{ м/с}$ будет $Re_{1 \text{ min}} = 2,167 \cdot 10^4 > 10^4$ – режим движения ТКС остаётся турбулентным во всём заданном диапазоне скоростей греющего теплоносителя.

Аналогичные расчёты для воды при $w_2 = 2,5 \text{ м/с}$ показывают результат $Re_{2 \text{ min}} = 1,912 \cdot 10^4 > 10^4$ – режим движения воды по трубам также остаётся турбулентным.

Следовательно, в заданном интервале скоростей обоих теплоносителей режим их движения не изменяется, новые критериальные уравнения теплоотдачи не требуются, и полученные результаты расчёта можно использовать с учётом их изменения.

Оценим изменения термических сопротивлений теплоотдачи теплоносителей. Из критериального уравнения теплоотдачи в турбулентном режиме (2.18) следует пропорциональная зависимость коэффициента теплоотдачи от скорости теплоносителя: $\alpha_1 \sim w_1^{0,8}$; $\alpha_2 \sim w_2^{0,6}$; следовательно, $R = 1/\alpha \sim w_1^{-0,8}$ или $w_2^{-0,6}$, т.е. с увеличением скорости теплоносителя коэффициент его теплоотдачи будет существенно повышаться, а термическое сопротивление теплоотдачи снижаться.

По условиям выполненного решения для первого теплоносителя

при $w = 2,5$ м/с термическое сопротивление теплоотдачи $R_1 = 2,57 \cdot 10^{-4}$ и $R_2 = 24,69 \cdot 10^{-4}$ [Вт/(м²·К)]⁻¹ для второго. Следовательно, для любой скорости в заданном диапазоне её значений будут справедливы формулы

$$10^4 R_1 = \frac{2,57}{(w_1/2,5)^{0,8}}; \quad 10^4 R_2 = \frac{24,69}{(w_2/2,5)^{0,6}} \text{ [Вт/(м}^2\text{·К)]}^{-1}.$$

Расчёт общего термического сопротивления и коэффициента теплопередачи в зависимости от изменения скорости теплоносителей выполняют в следующем порядке:

- выбирают определённое значение скорости первого теплоносителя $w_1(z)$ в заданном интервале (не менее пяти значений);
- варьируя величину w_2 (тоже в заданном интервале, не менее пяти значений), определяют в соответствии с изложенным порядком расчёта значения коэффициента теплопередачи $K_{тп}(w_1(z))$;
- для удобства дальнейшей обработки результатов все найденные значения в зависимости от исходных данных сводят в таблицу.

Итогом расчётов будет график зависимости $K_{тп}(w_1, w_2)$, принципиальный вид которого показан на рис. 5.4.

Почему результаты расчётов принято представлять в графической форме, а не в виде таблиц? Ответ на этот вопрос очевиден и основывается на следующих фактах:

- изображение полученной зависимости на графике выражает не только дискретные значения параметров процесса, как это представлено в таблицах, но и отражает их непрерывное изменение.
- анализируемая зависимость (функция), представленная в виде линии на графике, отображает степень влияния отдельных параметров на её характер. Слабое влияние имеет вид монотонной линии, усиленное влияние – параболы или гиперболы большого порядка. Например, как следует из представленного графика, увеличение скорости первого теплоносителя w_1 после некоторого её значения слабо влияет на коэффициент теплопередачи. Напротив, влияние w_2 на $K_{тп}(w_1, w_2)$ сохраняется во всём исследованном интервале её значения.

Задача 5.2.6. В цикле газотурбинной установки (ГТУ) с регенерацией теплоты используется воздухоподогреватель (рис. 5.3), в котором воздух при его подаче в камеру сгорания после компрессора подогревается отходящими рабочими газами, подаваемыми в трубы аппарата [12, 13]. Исходные температуры теплоносителей:

- начальная температура греющего газа $t_{10} = 375$ °С,

- начальная температура подогреваемого воздуха $t_{20} = 125 \text{ }^\circ\text{C}$;
- степень регенерации теплоты $\sigma = 0,6$;
- из условия цикла ГТУ тепловые эквиваленты газа и воздуха $C_1 = C_2$, так как их теплоёмкости и расходы практически одинаковы [13].

В рамках проектного расчёта определить конечные температуры теплоносителей, средний температурный напор при противотоке в зависимости от схемы ТОА – одно-, 2-, 3- и 4-кратном перекрёстном токе при соблюдении общего противоточного направления (на рис. 5.2 показана схема ТОА с 3-кратным перекрёстным током).

Если теплоёмкость отходящих газов и воздуха в данном интервале температур считать одинаковой, то степень регенерации теплоты в цикле ГТУ определяется следующей формулой [7]:

$$\sigma = \frac{t_{2F} - t_{20}}{t_{10} - t_{20}} = \frac{\delta t_2}{\Delta t_p},$$

где $\Delta t_p = t_{10} - t_{20}$ – располагаемый температурный напор в ТОА.

Ответ: $\Delta T_Z = 100^\circ$; $\varepsilon_{\Delta 1} = 0,61$; $\varepsilon_{\Delta 2} = 0,91$; $\varepsilon_{\Delta 3} = 0,97$ и $\varepsilon_{\Delta 4} = 0,98$.

Задача 5.2.7. Определить рабочую поверхность воздухоподогревателя ГТУ с 4-кратным перекрёстным ходом (рис. 5.3) со следующими параметрами:

- расход воздуха $G_2 = 50 \text{ кг/с}$;
- средняя температура воздуха в регенераторе $t_{20} = 200 \text{ }^\circ\text{C}$;
- степень регенерации теплоты $\sigma = 0,75$;
- коэффициент теплопередачи в регенераторе $K_{\text{тп}} = 93,04 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Рассмотреть два случая: *A* – тепловые эквиваленты рабочих газов и воздуха равны, $C_1 = C_2$; и *B* – $C_1 > C_2$ на 8%.

Ответ: $F_{wA} = 1,8 \cdot 10^3 \text{ м}^2$; $F_{wB} = 1,58 \cdot 10^3 \text{ м}^2$.

Задача 5.2.8. В пароперегревателе водяной насыщенный пар с давлением $p_2 = 0,5 \text{ МПа}$ и расходом $G_2 = 10^4 \text{ кг/ч}$ нагревается до $t_{2F} = 190 \text{ }^\circ\text{C}$. Первичный, нагревающий пар с давлением $p_1 = 2 \text{ МПа}$ поступает в межтрубное пространство пароперегревателя с температурой $t_{10} = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ и при отводе теплоты, нагревая вторичный пар, переходит в стадию насыщенного конденсата.

Аппарат противоточный, трубки стальные, диаметром 24/20 мм.

Выполнить *предварительный расчёт* размеров пароперегревателя.

Ответ: $F_w = 9,79 \text{ м}^2$; $n \approx 89$ штук, $L = 1,75 \text{ м}$.

Задача 5.2.9. Для охлаждения трансформаторного масла используется секционный теплообменник типа «труба в трубе» [12] (рис. 5.6). В качестве охлаждающего теплоносителя применяется вода. Масло движется по внутренней латунной трубе диаметром $d_2/d_1 = 14/12$ мм со скоростью $w_1 = 4$ м/с, температура масла на входе $t_{10} = 100$ °С и на выходе $t_{1F} = 60$ °С.

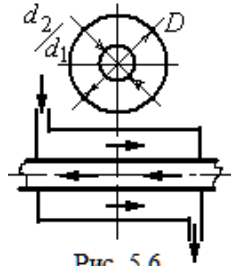


Рис. 5.6

Вода движется по кольцевому каналу ТОА со скоростью $w_2 = 2,5$ м/с, температура воды на входе $t_{20} = 20$ °С. Внутренний диаметр внешней трубы теплообменника $D = 22$ мм. На рис. 5.6 показано движение теплоносителей в режиме противотока.

Определить длину рабочей поверхности теплообменника в зависимости от схемы тока теплоносителей.

Ответ: $l_z = 10,48$ м; $l_n/l_z = 1,08$.

Выводы: прямая схема теплообменника типа «труба в трубе» имеет nepозволительно большую длину и в энергетических системах используется редко, но могут применяться секционные схемы. При этом длина секций определяется допустимыми габаритами аппарата, задаваемыми при проектном расчёте.

При заданных параметрах преимущество противоточной схемы над прямотоком невелико $\sim 7\%$.

Задача 5.2.10. Автомобильный радиатор для охлаждения воды, состоящий из овальных оребренных трубок сечением $13,5 \times 2,4$ мм с толщиной стенки $\delta = 0,25$ мм (материал – латунь, $\lambda_w = 107$ Вт/(м·К), должен рассеивать теплоту в окружающую среду $Q = 35$ кВт.

Определить число трубок длиной $L = 0,45$ м, если коэффициент их оребрения $P = 2,18$; коэффициент теплоотдачи от неоребрённой стенки к воде $\alpha_1 = 2500$ Вт/(м²·К), а от оребрённой поверхности к потоку воздуха $\alpha_{op} = 185$ Вт/(м²·К). Средняя температура воды в радиаторе $t_1 = 87,5$ °С, температура набегающего воздуха $t_2 = 37,5$ °С.

Ответ: $N = 142$ шт.

Задача 5.2.11. В теплообменном аппарате воздух нагревается от температуры $t_{20} = 20$ °С до $t_{2F} = 210$ °С, а продукты сгорания, используемые в качестве горячего теплоносителя, охлаждаются от $t_{10} = 410$ °С до $t_{1F} = 250$ °С.

Определить и сравнить температурный напор в ТОА для следующих схем тока теплоносителей: прямоток, противоток и перекрёстный ток.

Ответ: $\Delta T_z > \Delta T_+ > \Delta T_{II}$ – противоток имеет максимальный температурный напор теплопередачи на 30% больше, чем в схеме прямотока.

5.2.4. Поверочный расчёт ТОА

Поверочный расчёт [5, 14, 17] выполняют для уже существующего ТОА с целью выявления тепловой мощности и параметров теплоносителей в условиях его конкретного применения. При этом используют весь аппарат проектного расчёта, изменяют лишь его исходные параметры (заданы схема и размеры ТОА). Следовательно, редактируется алгоритм расчёта. Цель расчёта – определение тепловой нагрузки, которую может обеспечить существующий аппарат.

Поверочный расчёт целесообразно выполнять методом последовательных приближений (итераций). При этом, используя опыт расчётов аналогичных аппаратов, задаются не отдельными параметрами теплоносителей, а значением коэффициента теплопередачи $K_{тп}$. Это значение может быть взято и произвольно, но при этом потребуется большое количество перерасчётов (шагов итераций), что покажем на примерах и в ходе решения задач.

Пример 5.2.5. Определить поверочным расчётом тепловую мощность водо-водяного ТОА и температуры теплоносителей на его выходе по следующим данным. Охлаждающая вода (индекс 2) движется в один ход по трубкам с диаметрами 14/12 мм и длиной $L = 4,8$ м, выполненным из сплава МН-70-30 ($\lambda_w = 25$ Вт/(м·К)), число трубок $N = 2300$.

Охлаждаемый водяной конденсат движется в межтрубном пространстве ТОА с перегородками, образующими $z = 12$ поперечных ходов при общем противоточном направлении потоков 1 и 2 (схема на рис. 5.2). Расстояние между перегородками $l = 0,4$ м.

Число рядов трубок в пакете $n_2 = 42$, расположенных вдоль потока 1 со средним числом трубок в поперечном ряду $n_1 = 55$. Разбивка трубок в пакете треугольная с шагом $\Delta = 19$ мм, конденсат движется по длинной диагонали ромба [5, 7].

Расходы теплоносителей: $G_1 = 480 \cdot 10^3$ и $G_2 = 1500 \cdot 10^3$ кг/ч, их начальные температуры $t_{10} = 64$ и $t_{20} = 10$ °С.

Решение. 1. Используя заданные параметры, выполняем предварительные расчёты:

- подсчитаем поверхность теплообмена по среднему диаметру трубки, так как ожидаемые значения коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 имеют одинаковый порядок (оба теплоносителя в жидком состо-

янии, см. разд. 2):

$$d_c = (d_n + d_b)/2 = 13 \text{ мм}; F_{wc} = \pi d_c LN = 450,65 \text{ м}^2;$$

• рассчитаем отношение тепловых эквивалентов [1, 14, 16]: $C_1/C_2 = G_1/G_2 = 480/1500 = 0,32$ (полагаем, что теплоёмкости конденсата и воды одинаковы и слабо зависят в указанном диапазоне от температуры [4, 5]).

2. Для определения конечных температур теплоносителей найдём располагаемый температурный напор $\Delta t_p = t_{10} - t_{20} = 54^\circ$ и используем вспомогательную функцию Z_z (5.9б):

• задаёмся (из опыта проектирования водо-водяных ТОО) значением коэффициента теплопередачи $K_{тп}' = 4,5 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

• находим комплекс $K_{тп}' F_w / C_1 = 3,64$ (здесь $C_1 = c_{p1} G_1 = 557,3 \times 10^3 \text{ Вт}/\text{К}$ при $c_{p1} = 4,18 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ [5] по температуре t_{10});

• подсчитаем функцию Z_z (5.9б): $Z_z = 0,941$ (для оценки Z_z вместо расчёта можно воспользоваться графиком $Z(K_{тп}' F_w / C_1; C_1/C_2)$ в [8]);

• в итоге определяем изменение температуры теплоносителей: $\delta t_1 = \Delta t_p Z_z = 50,8^\circ$ (принимаем 51°) и $\delta t_2 = \Delta t_p (C_1/C_2) Z_z = 16,3^\circ$ (принимаем 16°);

• находим конечные температуры теплоносителей:

$$t_{1F} = t_{10} - \delta t_1 = 13 \text{ }^\circ\text{C}; \quad t_{2F} = t_{20} + \delta t_2 = 26 \text{ }^\circ\text{C}.$$

3. Рассчитываем средний температурный напор (5.4) в ТОО. При числе поперечных ходов теплоносителя в кожухе ТОО $z > 4$ напор ΔT_z определяется как для противотока, без поправки $\varepsilon_{\Delta t}$ [7]:

$$\Delta T_z = \frac{(t_{10} - t_{2F}) - (t_{1F} - t_{20})}{\ln \frac{(t_{10} - t_{2F})}{(t_{1F} - t_{20})}} = 13,8^\circ.$$

4. Подсчитаем предварительное значение тепловой мощности ТОО:

$$Q' = K_{тп}' \Delta T_z F_w = 28,39 \text{ МВт}.$$

5. Найдём средние температуры теплоносителей. Для теплоносителя с большим расходом ($G_2 > G_1$) средняя температура определяется как среднеарифметическая в диапазоне её изменения [5]:

$$t_2 = (t_{20} + t_{2F})/2 = 18 \text{ }^\circ\text{C}; \quad t_1 = t_2 + \Delta T_z = 32,0 \text{ }^\circ\text{C}.$$

6. Оцениваем температуру поверхности стенки. Используем условие сохранения плотности теплового потока в плоской системе [1]

$$q = Q'/F_w = K_{\text{тп}}' \Delta T_z = \Delta t_w / R_w,$$

где Δt_w – перепад температуры по толщине стенки с термическим сопротивлением;

$$R_w = \delta_w / \lambda_w = 0,001 / 25 = 0,4 \cdot 10^{-4} \text{ [Вт/(м}^2 \cdot \text{К)]}^{-1};$$

$$\Delta t_w = K_{\text{тп}}' \Delta T_z R_w = 2,5 \approx 3^\circ.$$

7. Задаёмся предварительным распределением температуры и определяем из [4, 5] соответствующие ей физические параметры воды:

• при $t_1 = 35^\circ\text{C}$ $\rho_1 = 994 \text{ кг/м}^3$; $c_{p1} = 4,174 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ $\lambda_1 = 0,627 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$; $\mu_1 = 0,727 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{с/м}^2$ ($\nu_1 = 0,731 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$); $\text{Pr}_1 = 4,87$;

• при $t_2 = 18^\circ\text{C}$ $\rho_2 = 998,5 \text{ кг/м}^3$; $\lambda_2 = 0,594 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$; $\mu_2 = 1,064 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с/м}^2$; $\text{Pr}_2 = 7,52$.

С учетом найденного значения $\Delta t_w = 3^\circ$ задаёмся $t_{w1} = 0,8t_1 \approx 28^\circ\text{C}$, так что $t_{w2} \approx 25^\circ\text{C}$. При этом $\text{Pr}_{w1} = 5,82$; $\text{Pr}_{w2} = 6,22$.

8. Выбираем критериальное уравнение теплоотдачи [5] от конденсата к стенке трубы в межтрубном пространстве ТОА и решаем его:

$$\text{Nu}_1 = \alpha_1 d_H / \lambda_1 = 0,41 C_z \text{Re}_1^{0,6} \text{Pr}_1^{0,33} (\text{Pr}_1 / \text{Pr}_{w1})^{0,25}.$$

Здесь $\text{Re}_1 = w_1 d_H / \nu_1$ – число Re потока конденсата в узком сечении пучка труб, определяемое по массовой скорости $w_1 = G_1 / (3600 \rho_1 S_1)$, где $S_1 = n_1 (\Delta - d_H) l = 0,11 \text{ м}^2$ – узкое сечение при поперечном омывании пучка длиной l .

Поправочный коэффициент C_z на число рядов шахматного пучка вдоль потока определяется как [5] $C_z = 1 - 0,7/n_2 = 0,983$.

В итоге $w_1 = 1,22 \text{ м/с}$ и $\text{Re}_1 = 2,34 \cdot 10^4$; при этом $\text{Nu}_1 = 276,6$; $\alpha_1 = 12,39 \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ и термическое сопротивление теплоотдачи к стенке трубки $R_1 = 1/\alpha_1 = 0,807 \cdot 10^{-4}$.

9. Выбираем из [4, 5] критериальное уравнение теплоотдачи при течении воды в гладкой прямой трубе и решаем его:

$$\text{Nu}_2 = \alpha_2 d_B / \lambda_2 = 0,021 \text{Re}_2^{0,8} \text{Pr}_2^{0,43} (\text{Pr}_2 / \text{Pr}_{w2})^{0,25}.$$

Здесь $\text{Re}_2 = 4G_2 / (\mu_2 \Pi_2)$, где $\Pi_2 = \pi d_B N = 86,66 \text{ м}$ – полный смочен-

ный периметр поперечного сечения всех труб. В итоге $Re_2 = 1,807 \cdot 10^4$ – режим течения воды в трубах турбулентный, критериальное уравнение теплоотдачи выбрано правильно. При его решении получим

$$Nu_2 = 133,4; \alpha_2 = 6,6 \cdot 10^3; R_2 = 1/\alpha_2 = 1,52 \cdot 10^{-4}.$$

10. Подсчитаем новое значение коэффициента теплопередачи в ТОА:

$$K_{\text{тп}}'' = \Sigma R_k^{-1} = 3,67 \cdot 10^3 \text{ (предварительное значение, см. п. 1, } K_{\text{тп}}' = 4,5 \cdot 10^3).$$

11. Оцениваем сходимость результатов первой итерации:

$$\epsilon_k = (4,5 - 3,67)/4,5 = 0,184, \text{ т.е. } \epsilon_k = 18,4\%.$$

Для уточнения расчёта потребуются дальнейшие итерации. При $K_{\text{тп}}' = 3,7 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ аналогичным расчётом получена величина $K_{\text{тп}}'' = 3,5 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ при $\epsilon_k = 5,4\%$, что может быть уточнено последующими итерациями.

12. Подводим итоги расчётов.

- тепловая мощность аппарата $Q = 28,39 \text{ МВт}$;
- температура воды на выходе из ТОА $t_{1F} = 13 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{2F} = 26 \text{ }^\circ\text{C}$.

Таким образом, поверочный расчёт ТОА выполняется *методом последовательных приближений*, который эффективно осуществляется численно, методом цикла. Вариативным параметром может служить величина коэффициента теплопередачи, начальное значение которой выбирается из опыта проектирования. Условием выхода из цикла (окончание расчёта) служит условие $\epsilon_k \leq 5,0\%$ для расчёта коэффициента теплопередачи ТОА.

Задача 5.2.12. Проведены экспериментальные испытания водяного теплообменного аппарата кожухотрубного типа (рис. 5.3). Пучок труб собран из $N = 2300$ трубок диаметром $d_1/d_0 = 14/12 \text{ мм}$, их рабочая длина $l = 4,8 \text{ м}$.

Охлаждаемая (горячая) вода с расходом $G_1 = 133,0 \text{ кг/с}$ и начальной температурой $t_{10} = 64 \text{ }^\circ\text{C}$ идёт по трубам. Конечная температура воды $t_{1F} = 21 \text{ }^\circ\text{C}$.

Охлаждающая (холодная) вода с расходом $G_2 = 415,8 \text{ кг/с}$ и начальной температурой $t_{20} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ поперечно обтекает трубы в $z = 12$ ходов с общим противоточным направлением потоков.

В качестве поверочного расчёта определить тепловую мощность аппарата, коэффициент теплопередачи и средние температуры теплоносителей.

$$\text{Ответ: } Q = 23,90 \text{ МВт}; K_{\text{тп}} = 2,357 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); t_2 = 16,9 \text{ }^\circ\text{C};$$

$t_1 = 39,4 \text{ }^\circ\text{C}$.

Задача 5.2.13. Определить поверочным расчётом тепловую мощность воздухоохладителя (охладитель – вода [7, 12]), работающего со следующими параметрами теплоносителей:

- начальная температура и расход воздуха $t_{10} = 140 \text{ }^\circ\text{C}$, $G_1 = 9,24 \text{ кг/с}$;
- начальная температура и расход воды $t_{20} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $G_2 = 22,16 \text{ кг/с}$;
- поверхность теплообмена (рабочая поверхность) $F_w = 200 \text{ м}^2$;
- коэффициент теплопередачи $K_{\text{тп}} = 74,4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Рассмотреть схемы использования ТОА в режимах противотока (индекс z), прямотока (п) и с перекрёстным током теплоносителей (+).

Ответ: $Q_z = 0,874 \text{ МВт}$; $Q_{\text{п}} = 0,848 \text{ МВт}$; $Q_+ = 0,861 \text{ МВт}$.

Вывод. 1. Отношение $Q_{\text{п}}/Q_z = 0,97$, т.е. при заданных параметрах преимущество противотока над прямотоком минимально.

2. При определённых условиях [8, 9] противоточная схема токов в ТОА может обеспечить наивысшее значение передаваемой тепловой мощности между теплоносителями. При этом температура первичного теплоносителя на выходе из ТОА оказывается минимальной. Эти и другие факторы – следствия наибольшей величины среднего температурного напора в аппарате противоточной схемы.

5.3. Гидромеханический расчёт ТОА

Цель гидромеханического расчёта ТОА – определение мощности, потребной для прокачки теплоносителей через его каналы (это мощность насосов, вентиляторов, компрессоров, создающих в зависимости от назначения ТОА перепад давления между его входом и выходом для каждого теплоносителя). В свою очередь, потребляемая мощность обуславливает эксплуатационные затраты, возникающие при обслуживании ТОА как составной части энергетической системы.

Мощность на привод насоса (или вентилятора, компрессора) [1, 5, 7]

$$N = G\Delta p/\eta\rho, \quad (5.10)$$

где N – мощность на валу привода Вт; G – массовый расход теплоносителя через ТОА, кг/с; Δp – полная потеря давления (полное сопротивление) в канале ТОА, оказываемое при прокачке теплоносителя, Па; ρ – плотность жидкости или газа; η – механический КПД насоса или вентилятора.

При проектировании ТОА необходимо решить совместную задачу теплообмена и гидравлического сопротивления в его каналах и найти наивыгоднейшие характеристики аппарата, удовлетворяющие обьём задачам проектирования. Между теплопередачей и потерей давления в

ТОА существует тесная физическая и экономическая связь.

Интенсификация ТОА предусматривает меры, направленные на достижение максимальной интенсивности теплопередачи между теплоносителями для уменьшения его рабочей поверхности. Прежде всего, это достигается путём повышения скорости прокачки теплоносителей в каналах ТОА. Чем выше скорость теплоносителей, тем выше коэффициент теплопередачи и тем компактнее при заданной тепловой производительности теплообменник, а следовательно, меньше капитальные затраты на его изготовление. Но при этом растёт гидравлическое сопротивление потоку, и возрастают эксплуатационные затраты.

Проблема интенсификации работы кожухотрубчатых теплообменников связана главным образом с выравниванием термических сопротивлений теплоотдачи на противоположных сторонах теплообменной поверхности. Этого достигают либо увеличением поверхности теплообмена, например оребрением ее со стороны теплоносителя с меньшим коэффициентом теплоотдачи, либо увеличением коэффициента теплоотдачи рациональным подбором гидродинамики теплоносителя [1, 14, 16].

В теплообменниках с передачей теплоты от жидкости в трубном пространстве к вязкой жидкости или газу в межтрубном пространстве коэффициенты теплоотдачи с наружной стороны труб примерно на порядок меньше, чем с внутренней стороны [14–16]. Например, в газожидкостных теплообменниках коэффициент теплоотдачи со стороны жидкости может достигать 6 кВт/(м²·К), а со стороны газа не превышать 0,1 кВт/(м²·К). Естественно, что применение гладких труб в таких теплообменниках приводит к резкому увеличению их массы и размеров. Стремление интенсифицировать теплоотдачу со стороны малоэффективного теплоносителя (газы, вязкие жидкости) привело к разработке различных конструкций оребренных труб [5, 7].

Если термическое сопротивление определяется внутренним трубным пространством, используют методы воздействия на поток устройствами, турбулизирующими поток. Естественно, что при этом возрастает гидравлическое сопротивление трубы, но позволяет приблизительно в 4 раза интенсифицировать теплообмен [14, 15].

Анализ критериальных уравнений теплоотдачи и формул гидравлических потерь на прокачку теплоносителей [5, 14] показывает следующие зависимости этих параметров от скорости прокачки w :

- при ламинарном режиме $\alpha \sim w^{0,3}$ и $\Delta p \sim w$, т.е. $\alpha \sim \Delta p^{0,3}$;
- при турбулентном режиме $\alpha \sim w^{0,6-0,8}$ и $\Delta p \sim w^{1,6-1,8}$, т.е. $\alpha \sim \Delta p$.

Основной задачей гидромеханического расчёта ТОА является

определение величины потери давления при прокачке теплоносителя через аппарат. Так как теплообмен и гидравлическое сопротивление связаны со скоростью движения теплоносителей, то эта скорость должна выбираться в некоторых оптимальных пределах. Диапазон этого выбора обусловлен, с одной стороны, стоимостью теплообменника данной конструкции (при заданной тепловой нагрузке $Q_{тп}$ на аппарат), а с другой – стоимостью затрачиваемой энергии при эксплуатации этого аппарата.

Следовательно, результаты гидромеханического расчёта – важный фактор в оценке рациональности использования проектируемого ТОА.

5.3.1. Гидравлическое сопротивление элементов ТОА

Гидравлическое сопротивление в ТОА определяется условиями движения теплоносителей и особенностями их конструкции. Опыты показывают, что даже в самых простых ТОА структура потока теплоносителя очень сложна. В силу этого в подавляющем большинстве случаев гидравлическое сопротивление в ТОА можно рассчитать только приближённо [1].

В зависимости от природы возникновения движения, различают сопротивление трения и местные сопротивления. Сопротивление трения обусловлено вязкостью жидкости и проявляется лишь в местах безотрывного от стенок канала течения. Местные сопротивления являются результатом влияния местных препятствий движению потока (например, сужение или расширение канала, его повороты, обтекание препятствий и т.п.). При движении теплоносителя в условиях теплообмена будет возникать дополнительное сопротивление, связанное с неизотермичностью жидкости в потоке [1]. Пример местных сопротивлений и анализ физики их возникновения изложен в [1, 14, 15].

Полный напор Δp , необходимый для преодоления гидравлического сопротивления, возникающего при прокачке теплоносителя через ТОА, определяется по следующей формуле:

$$\Delta p = \Sigma(\Delta p_{тр} + \Delta p_{м}), \quad (5.11)$$

где в скобках приведена сумма сопротивления трения $\Delta p_{тр}$ на всех участках поверхности канала в ТОА (в трубах, в пучках труб, на стенках камер и т.п.) и сумма потерь напора в местных сопротивлениях.

Так как природа возникновения составляющих сопротивлений в (5.11) различна, то и расчёт их ведётся раздельно.

Расчёт сопротивления трения в прямых трубах и каналах выполняют по формуле [7]

$$\Delta p_{\text{тр}} = \xi_{\text{тр}} \frac{l}{d_3} \frac{\rho w^2}{2}, \quad (5.12)$$

где $\xi_{\text{тр}}$ – коэффициент сопротивления трению; l – длина канала м; d_3 – эквивалентный диаметр канала (2.13а), м; ρ – плотность теплоносителя, выбранная из справочников при его температуре, кг/м³; w – средняя скорость прокачки теплоносителя по каналу (2.13б), м/с.

При неизотермическом течении теплоносителя в прямых каналах ТОА для расчета коэффициента сопротивления трению $\xi_{\text{тр}}$ в зависимости от его режима используют следующие формулы [8]:

- для ламинарного потока

$$\xi_{\text{тр}} = \frac{A}{\text{Re}} \left(\frac{\text{Pr}_w}{\text{Pr}_j} \right)^{0,333} \left[1 + 0,22 \left(\frac{\text{Gr Pr}}{\text{Re}} \right)^{0,15} \right]; \quad (5.13а)$$

- для турбулентного потока

$$\xi_{\text{тр}} = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}} \left(\frac{\text{Pr}_w}{\text{Pr}_j} \right)^{0,333}. \quad (5.13б)$$

В (5.13а) константа A – коэффициент, значение которого зависит от конфигурации канала, задан в виде таблицы [7].

Влияние шероховатости поверхности труб на сопротивление трения проявляется только при турбулентном режиме течения теплоносителя. Общий характер зависимости $\xi_{\text{тр}}$ от числа Re и шероховатости стенок для круглых труб по экспериментальным данным Никурадзе показан в [4]. В его опытах шероховатость создавалась искусственно и оценивалась средним размером выступа Δ_s . Для промышленных труб, в которых шероховатость неравномерна, в качестве её характеристики применяется эквивалентная абсолютная шероховатость Δ , значения которой для некоторых типов труб приведены в [4] в виде таблицы. Графическая зависимость $\xi_{\text{тр}}$ от числа Re и шероховатости стенок Δ , обобщённая по результатам многих исследований, представлена в [4]. Там же приведены наиболее употребительные формулы при расчётах потерь давления на трение с применением компьютерных технологий.

При **продольном** обтекании пучков труб вдоль оси сопротивление трения находят по формулам для прямых каналов (5.12), (5.13).

При **поперечном** обтекании пучков труб $\xi_{\text{тр}}$ рассчитывают по следующим формулам [18]:

- для шахматных пучков

$$\xi_{\text{тр}} = (4 + 6,6m)\text{Re}^{-0,28} \quad \text{при } S_1/d < S_2/d; \quad (5.14a)$$

$$\xi_{\text{тр}} = (5,4 + 3,4m)\text{Re}^{-0,28} \quad \text{при } S_1/d > S_2/d; \quad (5.14б)$$

- для коридорных пучков

$$\xi_{\text{тр}} = (6 + 9m)(S_1/d)^{-0,28} \text{Re}^{-0,26}, \quad (5.14в)$$

где m – число рядов труб в пучке по направлению движения потока; скорость, входящая в число Re , отнесена к узкому сечению пучка, а физические параметры взяты из справочников [4, 5, 7] при средней температуре теплоносителя в канале.

Большая информация в виде формул и численных рекомендаций собрана в [9].

Расчёт местных сопротивлений, обусловленных наличием в ТОА специальных устройств и геометрией канала, изменяющих направление движения потока или его форму (повороты, сужения, расширения и т.п.) [1, 4, 7], выполняется с использованием следующей формулы:

$$\Delta p_{\text{м}} = \xi_{\text{м}}(\rho w^2/2), \quad (5.15)$$

где $\xi_{\text{м}}$ – коэффициент местного сопротивления. Его величина зависит от характера препятствия, которым вызываются указанные сопротивления. Формулы и численные данные для них можно найти в [1, 4, 7]. Здесь же приведём несколько примеров для некоторых наиболее характерных местных сопротивлений:

- удар и поворот во входной или выходной камерах $\xi_{\text{м}} = 1,5$;
- поворот на угол 180° из одной секции в другую через промежуточную камеру $\xi_{\text{м}} = 2,5$;
- поворот на угол 180° в U-образной трубе $\xi_{\text{м}} = 0,5$;
- поворот на угол 180° через перегородку в межтрубном пространстве $\xi_{\text{м}} = 1,5$;
- выход из межтрубного пространства под углом 90° $\xi_{\text{м}} = 1,0$;
- проход через колено в секциях $\xi_{\text{м}} = 2,0$;
- вход в межтрубное пространство $\xi_{\text{м}} = 1,0$;
- выход из межтрубного пространства $\xi_{\text{м}} = 1,0$;
- поперечное омывание труб в межтрубном пространстве $3m\text{Re}^{-0,2}$

(m – число рядов труб).

5.3.2. Оценка степени совершенства ТОА

При проектировании ТОА, т.е. при выборе оптимальных форм (схем) и размеров поверхности теплообмена, стремятся принять наивыгоднейшее соотношение между её размерами и затратой энергии (5.10) на его обслуживание. Интенсификацией ТОА добиваются такого результата, при котором указанное соотношение было бы оптимальным, т.е. экономически наиболее выгодным. Это соотношение устанавливается на основе технико-экономических расчётов.

Например, в [5] как один из показателей эффективности ТОА введён показатель его энергетической эффективности

$$\mathcal{E} = N/Q, \quad (5.16)$$

где Q – поток теплопередачи в ТОА (его тепловая нагрузка); N – мощность, затраченная на прокачку теплоносителей через аппарат (5.10), определяющая расходы энергии на его обслуживание.

Пример 5.3.1. Определить коэффициент трения $\xi_{\text{тр}}$ при движении воды со средней температурой 100°C в прямой трубе с внутренним диаметром $d_0 = 22$ мм со скоростью $w_1 = 1$ и $w_2 = 2$ м/с. Температура стальной стенки трубы $t_w = 80^\circ\text{C}$

Сравнить случаи изотермического и неизотермического потока, гладкой и шероховатой трубы.

Решение. 1. Оценим число Re для движения воды. При $t_{\text{ж}} = 100^\circ\text{C}$ кинематическая вязкость воды [9, 13] $\nu_{\text{ж}} = 0,259 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, так что $Re_1 = 8,49 \cdot 10^4$; $Re_2 = 1,7 \cdot 10^5$ – оба режима течения турбулентные.

2. По формуле (5.13б) определяем коэффициент трения с учётом неизотермичности потока воды в трубе (при Re_1):

$$\xi_{\text{тр}} = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \left(\frac{Pr_w}{Pr_{\text{ж}}} \right)^{0,333} = 0,0185 \left(\frac{2,98}{1,75} \right)^{0,333} = 0,0192 \cdot 1,194 = 0,022.$$

Здесь в скобках выделена поправка на неизотермичность потока воды в трубе, существенно (примерно на 20%) повысившая потери на трение. При анализе трения потоков газа эта поправка вырождается, так как для них число Pr очень слабо зависит от температуры.

Для стальных шероховатых труб коэффициент трения определим с использованием эквивалентной абсолютной шероховатости, задан-

ной в [4] в виде таблицы. В качестве примера выберем стальные трубы после нескольких лет эксплуатации. В этом случае абсолютная шероховатость поверхности трубы $\Delta = 0,22$ мм, а относительная шероховатость $d_0/\Delta = 100$.

Используя оценку относительной шероховатости, из графика [4] $\xi_{\text{тр}}(\text{Re}, d_0/\Delta)$ находим:

- при $\text{Re}_1 = 8,49 \cdot 10^4$ $\xi_{\text{тр}1} = 0,039$. Результат – в зоне квадратичного закона зависимости трения от скорости потока, и не зависит от числа Re ;

- потери на трение в трубе с учётом её шероховатости в $39/23 = 1,7$ раза больше, чем в «гладкой» трубе.

Пример 5.3.2. Определить коэффициент сопротивления трения при движении воды в змеевике из латунной трубки с внутренним диаметром $d_0 = 12$ мм. Радиус змеевика $R = 60$ мм. Вода нагревается от 50 до 70 °С, скорость воды $w_0 = 1,6$ м/с.

Решение. 1. Рассчитаем число Re для движения воды по змеевику. Средняя температура воды $t_w = 0,5(50 + 70) = 60$ °С, при этом кинематическая вязкость воды [4] $\nu_{\text{ж}} = 0,478 \cdot 10^{-6}$ м²/с, так что $\text{Re}_1 = 4,02 \cdot 10^4$.

2. Из [5] при расчётном значении Re выбираем формулу для коэффициента сопротивления трения в змеевике и решаем её:

$$\xi_{\text{тр}} = \frac{0,22}{\text{Re}^{0,1}} \left(\frac{d_0}{R} \right)^{0,475} = 0,0355.$$

3. Для сравнения подсчитаем коэффициент сопротивления трения в прямой гладкой трубе (5.13б) без учёта неизотермичности потока (формула Блазиуса): $\xi_{\text{тр}} = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}} = 0,0223$, что в 1,59 раза меньше, чем в змеевике.

Пример 5.3.3. Определить гидродинамическое сопротивление на водяной стороне газо-водяного подогревателя по следующим исходным данным. Вода при средней температуре $t_w = 80$ °С со скоростью $w_0 = 1,8$ м/с движется по чистым латунным U-образным трубкам с внутренним диаметром $d_0 = 16$ мм. Число ходов воды $z = 4$; длина трубок каждого хода $l = 3$ м. Скорость потока воды во входном и выходном патрубках $w_{\text{вх}} = 2,0$ м/с.

Решение. Для типовых конструкций водоподогревателей при расчёте их гидродинамического сопротивления приведена следующая формула [5]:

$$\Delta p = \left(\xi_{\text{тр}} \frac{L}{d_0} + \sum \xi_m \right) \frac{w^2}{2g_0}, \text{ м. вод. ст.}, \quad (5.17)$$

где L – общая длина пути воды в трубах или межтрубном пространстве при продольном обтекании труб m ; w – скорость воды в трубах или межтрубном пространстве, м/с; $\xi_{\text{тр}}$ – коэффициент трения, равный 0,03 для стальных труб и 0,02 для латунных труб; ξ_m – коэффициент местных сопротивлений, величину которого принимают по следующим рекомендациям [7] (п. 5.3.1):

- удар и поворот во входной или выходной камерах $\xi_{m1} = 1,5$ (все-го две камеры);
- поворот на угол 180° из одной секции в другую через промежу-точную камеру $\xi_{m2} = 2,5$ (в задаче один переход);
- поворот на угол 180° в U-образной трубе $\xi_{m3} = 0,5$ (всего два по-ворота, четыре хода);
- выход из межтрубного пространства под углом 90° $\xi_{m5} = 1,0$.

1. На основании приведённых данных о схеме ТОА подсчитываем сумму коэффициентов местных потерь: $\sum \xi_m = 1,5 \times 2 + 0,5 \times 2 + 2,5 = 6,5$.

2. Рассчитываем по (5.17) гидродинамическое сопротивление хо-да воды:

$$\Delta p = \left(0,02 \frac{12}{0,016} + 6,5 \right) \frac{1,8^2}{2 \cdot 9,81} = 3,55 \text{ м. вод. ст.} = 0,355 \text{ ата} = 0,35 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Для сведения: $1 \text{ м. вод. ст.} = 9,81 \cdot 10^3 \text{ Па} = 0,1 \text{ ата}$.

6. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА С ФАЗОВЫМ ПРЕВРАЩЕНИЕМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

Под фазовым превращением теплоносителя понимают процесс изменения его агрегатного состояния в ходе теплообмена с внешней средой, прежде всего, испарение (кипение) жидкости с образованием пара при подводе теплоты и конденсацию пара с переходом вещества в жидкое состояние при отводе теплоты. В теплотехнике интересуются фазовыми превращениями теплоносителя на поверхности теплообмена [1].

Основные закономерности термодинамики и теплоотдачи на по-верхности теплообмена при фазовых переходах теплоносителя по-дробно рассмотрены в [10,12].

6.1. Конденсация пара на поверхности теплообмена

Конденсация – процесс перехода пара (газа) в жидкое или твёрдое состояние (фазовый переход первого рода). Конденсация паров часто встречается на практике. Например, в специальных теплообменных аппаратах-конденсаторах паровых турбин [12] пар конденсируется на поверхности охлаждаемых труб, конденсация пара происходит в холодильных машинах и в опреснительных установках и др.

Процесс конденсации пара характеризуется следующими параметрами. Прежде всего, происходит выделение *теплоты фазового перехода* r , Дж/кг [1, 13], поэтому процесс конденсации пара неразрывно связан с необходимостью отвода этой теплоты, т.е. с теплообменом [21].

Во-вторых, существует жёсткая взаимосвязь между *массовым расходом конденсата* G и *тепловым потоком на поверхности теплообмена* Q . Учитывая теплоту фазового перехода и используя гипотезу Ньютона о теплоотдаче (разд. 2), можно для теплового потока или его плотности записать:

$$Q = rG = \alpha_k(T_{\text{п}} - T_{\text{в}})F_w \text{ или } q = Q/F_w = rG/F_w = \alpha_k(T_{\text{п}} - T_{\text{в}}), \quad (6.1)$$

где α_k – эффективный коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к охлаждаемой поверхности, Вт/(м²·К).

Формула (6.1) отражает одну из характерных особенностей теплоотдачи при конденсации пара на поверхности теплообмена.

Конденсация водяного пара на поверхности теплообмена в плёночном режиме – наиболее часто встречающийся процесс в теплообменных аппаратах энергетических систем.

6.1.1. Плёночная конденсация неподвижного пара

Интенсивность конденсации пара в плёночном режиме существенно зависит от формы поверхности теплообмена, так как она определяет гидродинамику, т.е. характер движения конденсата в плёнке. Интенсивность теплоотдачи на поверхности теплообмена при этом вычисляют с использованием критериальных уравнений [1,5]. Подробно этот вопрос рассмотрен в [21].

В частности, коэффициент теплоотдачи пара *на горизонтальных трубах* (рис. 6.1) определяют из следующей формулы:

$$Nu_0 = 0,728(Ga \cdot Pr \cdot Kr)^{0,25} \varepsilon_{\kappa}, \quad (6.2)$$

где $Nu_0 = \alpha_{\kappa} l_0 / \lambda$ и $Ga = g_0 d^3 / \nu^2$ – числа Нуссельта и Галилея для плёнки конденсата, рассчитанные по внешнему диаметру трубы ($l_0 = d$); Pr – число Прандтля; $Kr = r / (c_p \Delta T_{\kappa})$ – число фазового перехода (число Кутателадзе); $\Delta T_{\kappa} = t_{\text{н}} - t_w$ – температурный напор конденсации как разность температуры насыщенного состояния пара $t_{\text{н}}$ [12] и температуры поверхности теплообмена t_w ; $\varepsilon_{\kappa} = [(\lambda_w / \lambda_{\text{н}})^3 (\mu_{\text{н}} / \mu_w)]^{0,125}$ – поправка, учитывающая переменность физических параметров конденсата по толщине плёнки на поверхности теплообмена. На практике при малых значениях ΔT_{κ} теплопроводность и вязкость пара меняются незначительно, так что $\varepsilon_{\kappa} \approx 0,97 \div 0,99$ и в оценочных расчётах её можно не учитывать.

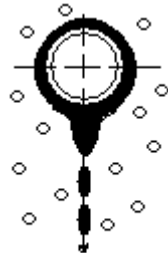


Рис. 6.1

В формуле (6.2) все физические параметры конденсата выбирают из справочника при температуре насыщения (индекс «н»).

Объединив многочисленные физические параметры в константы, зависящие только от температуры насыщения $t_{\text{н}}$, формулу (6.2) приводят к более удобному для расчётов виду:

$$\alpha_{\kappa} = 3,25 \frac{A}{B} Z^{-0,25}, \quad (6.3)$$

где A и B – комплексы физических параметров пара на линии насыщения; $A = (g_0 / \nu_{\kappa}^2)^{0,333} (\lambda_{\kappa} / (\mu_{\kappa} r)) (\text{м} \cdot \text{К})^{-1}$; $B = 4 / (\mu_{\kappa} r)$, м/Вт; а комплекс $Z = \pi R \cdot \Delta T \cdot A$, м – приведённый диаметр трубы радиусом R , на поверхности которой происходит конденсация пара, т.е. только этот комплекс учитывает конкретные геометрические размеры процесса.

Из (6.2) следует очевидная зависимость $\alpha_{\kappa} \sim d^{-0,25}$, т.е. при уменьшении диаметра трубы интенсивность теплоотдачи на её поверхности возрастает (см. [10]).

Формулы (6.2) и (6.3) справедливы при расчёте теплоотдачи в **ламинарном режиме** течения плёнки конденсата, что определяется условием $Z < 3900$ (для случаев, встречающихся на практике, обычно это условие выполняется). Значения комплексов A и B в формуле (6.3) **для воды** (конденсата) на линии насыщения (индекс «к») приведены в табл. 6.1.

Т а б л и ц а 6.1

$t_{\text{н}}, ^\circ\text{C}$	A	$B \times 10^3$	$t_{\text{н}}, ^\circ\text{C}$	A	$B \times 10^3$	$t_{\text{н}}, ^\circ\text{C}$	A	$B \times 10^3$
20	5,16	1,62	110	60,7	6,95	200	182	15,05

30	7,88	2,06	120	70,3	7,65	210	197	16,08
40	11,4	2,54	130	82,0	8,47	220	218	17,63
50	15,6	3,06	140	94,0	9,29	230	227	18,40
60	20,9	3,62	150	107	10,15	240	246	19,78
70	27,1	4,22	160	122	11,09	250	264	21,32
80	34,5	4,88	170	136	12,04	260	278	22,70
90	42,7	5,57	180	150	12,90	270	296	24,42
100	51,5	6,28	190	167	14,02	280	312	26,31

При конденсации пара на **вертикальных плоских стенках и трубах** средний коэффициент теплоотдачи неподвижного пара [21]

$$\alpha_k = \frac{Re_k}{\Delta T_k \cdot B H}, \quad (6.4)$$

где H – высота стенки или длина вертикальной трубы L ; B – константа, определяемая параметрами насыщения (табл. 6.1); Re_k – число Рейнольдса, определяемое как параметр производительности конденсата в зависимости от его режима течения на поверхности теплообмена:

- в ламинарном режиме

$$Re_k = 3,25 \cdot Z^{0,75}; \quad \alpha_l \sim H^{-0,25}; \quad (6.4a)$$

- в турбулентном режиме

$$Re_k = 3,8 \cdot Z^{0,78}; \quad \alpha_t \sim H^{-0,22}; \quad (6.4б)$$

- в смешанном режиме течения конденсата (при этом $Z \geq 3800$, $Re_k > 2300$)

$$Re_k = \left[253 + 0,069 Pr_k^{0,5} \left(\frac{Pr_k}{Pr_w} \right)^{0,25} (Z - 2300) \right]^{1,333}; \quad \alpha_{см} \sim H^{+0,333}. \quad (6.4в)$$

В формулах (6.4), в отличие от (6.3), $Z = \Delta T_k \cdot H \cdot A$ – приведённая длина вертикальной трубы или высота стенки, м.

Анализ влияния различных факторов на интенсивность конденсации пара на поверхности теплообмена приведён в [21].

6.1.2. Плёночная конденсация движущегося пара

Для практики важны данные о теплоотдаче на поверхности теплообмена при конденсации движущегося пара, что типично для энергетических установок повышенной мощности [13]. Влияние потока

пара на плёнку конденсата характеризуется критериями подобия гидродинамики [1, 21]. Отношение сил инерции потока пара к силам вязкого трения при взаимодействии с плёнкой конденсата характеризуется **числом Рейнольдса** $Re = w_{\text{п}}d/v_{\text{к}}$. Отношение интенсивности движения (кинетической энергии) единицы массы в потоке пара к количеству движения единицы массы конденсата в плёнке в поле тяжести определяется **числом Фруда** $Fr = w_{\text{п}}^2/(g_0d)$.

Случай одиночного горизонтального цилиндра. Для расчёта среднего значения коэффициента теплоотдачи при конденсации движущегося пара предложено следующее критериальное уравнение [4]:

$$Nu_{\text{п}} = 0,64 Re_{\text{п}}^{0,5} \left[1 + \left(1 + 1,69 \frac{K_r \cdot Pr}{Fr_{\text{п}}} \right)^{-0,5} \right]^{0,5}, \quad (6.5)$$

где $Re_{\text{п}} = w_{\text{п}}d/v_{\text{п}}$ – число Рейнольдса, рассчитанное по параметрам насыщенного пара с учётом скорости потока $w_{\text{п}}$ вдали от цилиндра; $K_r = r/(c_{\text{рк}}\Delta T_{\text{н}})$ – коэффициент фазового перехода; $\Delta T_{\text{н}} = t_{\text{н}} - t_{\text{в}}$ – температурный напор конденсации пара; $Fr_{\text{п}} = w_{\text{п}}^2/(g_0d)$ – число Фруда. Все физические параметры пара (индекс «п») и конденсата (индекс «к») выбирают по средней температуре $t_{\text{к}} = 0,5(t_{\text{н}} + t_{\text{в}})$.

Пучок труб. Для первого ряда пучка, омываемого сверху вниз насыщенным паром, интенсивность теплоотдачи можно определить по следующей формуле [4]:

$$\frac{\alpha_1}{\alpha_0} = 25,7 Nu_0^{-0,5} \left(Fr \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{ж}}} \right)^{0,08}, \quad (6.6)$$

где α_0 и Nu_0 – коэффициент теплоотдачи и число Нуссельта, рассчитанные по (6.3) при конденсации неподвижного пара.

Формула справедлива для водяного пара при $p = (0,032 \div 0,89) \times 10^5$ Па, $\Delta T = 0,6 \div 12^\circ$, $Re = 45 \div 864$.

6.1.3. Конденсация пара в трубах

Процесс теплообмена при конденсации движущегося пара внутри трубы более сложный по сравнению с теплообменом при конденсации на её внешней поверхности.

Краткий обзор специальной литературы по вопросам конденсации пара, движущегося по трубам, приведён в [4]. Здесь же рассмотрим наиболее характерный пример расчёта теплоотдачи при турбулентном

режиме течения конденсата, когда влияние гравитационных сил пренебрежимо мало (число Рейнольдса, рассчитанное по массовому расходу двухфазной смеси (разд. 2), достаточно велико, $Re > 5 \cdot 10^3$):

$$\frac{\alpha}{\alpha_{ж}} = 0,5 \left[\sqrt{1 + x_1 \left(\frac{\rho_{ж}}{\rho_{п}} - 1 \right)} + \sqrt{1 + x_2 \left(\frac{\rho_{ж}}{\rho_{п}} - 1 \right)} \right], \quad (6.7)$$

где $\alpha_{ж}$ – коэффициент теплоотдачи, рассчитанный по критериальным уравнениям теплоотдачи при турбулентном течении теплоносителя в трубах (однофазный поток насыщенной жидкости заданного массового расхода, см. разд. 2); x_1 и x_2 – массовое паросодержание потока на входе и на выходе из участка конденсации (при $x_1 = 1$ – на входе чистый пар, при $x_2 = 0$ – на выходе чистый конденсат).

Различные случаи конденсации пара на поверхности теплообмена рассмотрим на примерах и задачах.

Пример 6.1.1. В конденсаторе кожухотрубного типа [5, 12] сухой насыщенный водяной пар при давлении $p_n = 1$ ата конденсируется на наружных поверхностях горизонтальных труб диаметром $d = 20$ мм и длиной $l = 2$ м (на рис. 6.1 показано сечение трубы со слоем конденсата на её поверхности). Температура поверхности труб $t_w = 94,5$ °С.

Рассмотреть конденсацию пара на одиночной трубе, пар в конденсаторе считать неподвижным. Определить осреднённый коэффициент теплоотдачи α_k и количество пара G , которое конденсируется на её поверхности.

Решение. 1. Задание выполняем с привлечением формулы (6.3), выбрав комплексы A и B из табл. 6.1 при температуре насыщения $t_n = 99,6$ °С, которая соответствует заданному давлению $p_n = 1$ ата ($1,013 \cdot 10^5$ Па) [13, 14]. Путем интерполяции табличных данных получим:

$$A = 51,1 \text{ (м} \cdot \text{К)}^{-1}, \quad B = 6,25 \cdot 10^{-3} \text{ м/Вт.}$$

Подсчитаем приведённый радиус трубки: $Z = \pi R \cdot \Delta T \cdot A = \pi \cdot 0,01 \cdot 5,1 \times 51,1 = 8,18$ м, где температурный напор $\Delta T = t_n - t_w = 99,6 - 94,5 = 5,1$ °.

2. Подставим найденные значения величин в формулу (6.3):

$$\alpha_k = 3,25 \cdot (51,1/6,25) \cdot 10^3 \cdot 8,18^{-0,25} = 15,71 \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Следует обратить внимание на большое значение коэффициента теплоотдачи при конденсации пара на поверхности теплообмена, на два

порядка превышающее интенсивность теплоотдачи при вынужденной конвекции теплоносителя (воды) без фазового перехода (разд. 2).

3. Для расчёта массового расхода пара используем уравнение теплового баланса при конденсации пара на заданной поверхности теплообмена:

$$Q = Gr = \alpha_k \Delta T F_w, \text{ где } F_w = \pi dl = 0,126 \text{ м}^2.$$

Здесь теплота парообразования $r = 2,256 \text{ МДж/кг}$ определена [13] при $t_n = 99,6 \text{ }^\circ\text{C}$,

В итоге $G = \alpha_k \Delta T F_w / r = 15,71 \cdot 10^3 \times 5,1 \times 0,126 / 2,256 \cdot 10^6 = 4,475 \times 10^{-3} \text{ кг/с}$.

Пример 6.1.2. В пароводяном подогревателе [12] медленно движется насыщенный пар с давлением $p_1 = 4,0 \text{ ата}$, конденсируясь на наружной поверхности вертикальной трубы высотой $H = 2 \text{ м}$ и диаметрами 25/21 мм из малоуглеродистой стали ($\lambda_w = 48 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$).

Нагреваемая вода при средней температуре $t_2 = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ движется в трубах со скоростью $w_2 = 2 \text{ м/с}$. Внешняя (паровая) поверхность трубок покрыта слоем накипи толщиной $\delta_n = 0,1 \text{ мм}$ ($\lambda_n = 2,33 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$).

Определить коэффициент теплопередачи в подогревателе воды.

Рекомендации. Для стальных труб в формулы для расчёта α_k вводят уточняющий коэффициент 0,8, учитывающий шероховатость стенок, затрудняющую движение плёнки конденсата [5].

Решение. 1. Разрабатываем исходные данные для расчёта:

- по таблицам насыщенного пара [20] определяем при $p_1 = 4 \text{ ата}$ ($4,05 \cdot 10^5 \text{ Па}$) температуру насыщения $t_n = 144 \text{ }^\circ\text{C}$. При этой температуре из табл. 6.1 с применением интерполяции выписываем константы состояния $A = 99,2 \text{ (м}\cdot\text{К)}^{-1}$; $B = 9,63 \cdot 10^{-3} \text{ м/Вт}$;

- в качестве первого приближения задаёмся температурой поверхности трубы $t_{w1} \approx 0,8 \cdot t_n \approx 115 \text{ }^\circ\text{C}$, так что температурный напор на плёнку конденсата $\Delta T_k := t_n - t_w = 144 - 115 = 29^\circ$;

- подсчитываем приведённую высоту трубы $Z = \Delta T_k \cdot HA = 29 \cdot 2 \times 99,2 = 5754 > 3800$ – режим движения конденсата в плёнке смешанный.

2. Решаем уравнение (6.4в) для Re_k в смешанном режиме конденсации:

$$Re_k = \left[253 + 0,069(1,14)^{0,5} \left(\frac{1,14}{1,09} \right)^{0,25} (5754 - 2300) \right]^{1,333} = 4,07 \cdot 10^3.$$

Здесь числа Прандтля для конденсата взяты из [4] при темпера-

турах t_n и t_w .

3. Определяем коэффициент теплоотдачи (6.4) и термическое сопротивление со стороны пара:

$$\alpha_k = \frac{Re_k}{\Delta T_k \cdot BH} = \frac{4,07 \cdot 10^3}{29,9,63 \cdot 10^{-3} \cdot 2} = 7,29 \cdot 10^3 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)};$$

С учётом рекомендации на поправку, обусловленную шероховатостью стенки трубы, имеем

$$\alpha_1 = 0,8\alpha_k = 5,83 \cdot 10^3 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}; \quad 1/\alpha_1 = 0,17 \cdot 10^{-3} \text{ [Вт/(м} \cdot \text{К)}]^{-1}.$$

4. Вычислим коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к нагреваемой воде:

• определим режим течения воды в трубе [1, 14]: при $t_2 = 100$ °C [4] $\rho_2 = 958,4$ кг/м³; $\mu_2 = 0,283 \cdot 10^{-3}$ Па·с; $Re_2 = \rho_2 w_2 d_1 / \mu_2 = 958,4 \times 2 \cdot 0,021 / 0,283 \cdot 10^{-3} = 14,22 \cdot 10^4$ – режим течения турбулентный;

• выписываем [4] критериальное уравнение теплоотдачи в турбулентном режиме (2.18) и решаем его. Для воды при $t_2 \approx 100$ °C это уравнение можно привести к более простому виду [7]:

$$\alpha_2 = 14,59(\rho_2 w_2)^{0,8} / d_1^{0,2} = 14,59(958,4 \cdot 2)^{0,8} / 0,021^{0,2} = 13,36 \cdot 10^3; \\ 1/\alpha_2 = 0,075 \cdot 10^{-3} \text{ [Вт/(м} \cdot \text{К)}]^{-1}.$$

5. Рассчитаем термическое сопротивление стенки трубы с налётом накипи:

$$R_w = \delta_w / \lambda_w + \delta_n / \lambda_n = 0,084 \cdot 10^{-3} \text{ [Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}]^{-1}.$$

Таким образом, термические сопротивления теплоотдачи в поток воды и теплопроводности стенки с учётом накипи практически одинаковы, что и следует учитывать в расчётах.

6. Подсчитаем коэффициент теплопередачи ТОА (разд. 2):

$$K_{тп} = (R_1 + R_w + R_2)^{-1} = (0,17 + 0,084 + 0,075)^{-1} 10^3 = 3,04 \cdot 10^3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

7. В качестве проверки п. 1 рассчитаем новое значение теплоперепада $\Delta T_{к1}$. Для этого используем решение для теплопередачи между теплоносителями и уравнение Ньютона для теплоотдачи [1] со стороны пара $q = K_{тп} \Delta T_{тп} = \alpha_1 \Delta T_{к1}$; отсюда

$$\Delta T_{к1} = K_{тп} \Delta T_{тп} \cdot R_1 = 3,04 \cdot 10^3 (144 - 100) \cdot 0,17 \cdot 10^{-3} = 22,7^\circ.$$

Как видим, налицо непозволительно большое несоответствие ранее принятого значения (п. 1) $\Delta T_k = 29^\circ$ (несходимость численного

значения результата с ранее принятой величиной составляет $\varepsilon = |\Delta T_k - \Delta T_{k1}|/\Delta T_k = 0,206$; т.е. 20,6%).

Вторым приближением к решению является новое значение $\Delta T_{k2} \approx 25^\circ$ как нечто среднее арифметическое между заданной и полученной величиной ΔT_{k1} . Повторный расчёт, выполненный по аналогии с первым приближением, показывает результат $K_{тп}' = 3,2 \cdot 10^3$ Вт/(м²·К), что соответствует условию сходимости решения $\varepsilon' = 5,6\%$. Повысить уровень сходимости результата решения можно *при третьем приближении*, задавая значение $\Delta T_{k3} \approx 26 \div 26,5^\circ$. При этом $\varepsilon'' \leq 3\%$, что допустимо при решении задач теплопередачи [5].

Также проверим условие выбора режима течения плёнки конденсата по стенке вертикальной трубки (п. 1 решения): $Z_1 = \Delta T_k \cdot H \cdot A = 26 \cdot 2,99,2 = 5158 > 3800$ – изначальный выбор условия конденсации был верен.

Замечание. При решении задач теплоотдачи с фазовым переходом теплоносителя следует весьма тщательно относиться к величине температурного напора ΔT_k . Необходимо определять его с точностью вплоть до градуса или десятых долей градуса, так как это значение сильно (пропорционально) влияет на результаты расчётов.

Пример 6.1.3. Пар, отработанный в турбине [12], поступает в конденсатор (схема на рис. 2.3) со скоростью $w_n = 20$ м/с и конденсируется на его трубках под давлением $p_n = 0,005$ МПа (схема конденсации пара на одиночной трубе приведена на рис. 6.2).

Определить коэффициент теплоотдачи от потока пара к трубке верхнего ряда горизонтального трубного пучка конденсатора. Трубка имеет наружный диаметр $d = 18$ мм, температура её поверхности $t_w = 22^\circ\text{C}$.

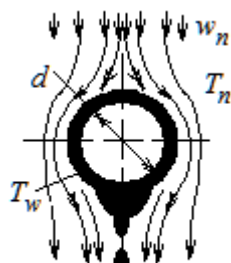


Рис. 6.2

Сравнить полученный результат со значением коэффициента теплоотдачи для неподвижного пара.

Решение. Коэффициент теплоотдачи от потока пара к поверхности теплообмена рассчитаем с помощью уравнения (6.6). Для этого выполним следующие действия.

1. При заданном давлении в конденсаторе ПТУ $p_n = 0,005$ МПа ата из таблиц термодинамического состояния воды и насыщенного пара [20] определяем температуру насыщения и физические параметры пара и воды:

$$t_n = 32,9 \text{ (принимаем } 33^\circ\text{C)}, \quad \rho_n = 0,0354 \text{ кг/м}^3, \quad \rho_{ж} = 995 \text{ кг/м}^3.$$

Теплопроводность воды на линии насыщения [9, 13] $\lambda_{ж}=0,622 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$.

2. Рассчитаем массовое число Фруда: $Fr_m = [w_{п}^2/(g_0 d)] \times [\rho_{п}/\rho_{ж}] = [20^2/(g_0 1,8 \cdot 10^{-2})] \times 0,0354/995 = 8,06 \cdot 10^{-2} \sim 0,1$ – влиянием скорости потока пара на теплоотдачу пренебрегать не следует.

3. Решаем уравнение (6.6). Коэффициент теплоотдачи α_0 при конденсации неподвижного пара определяем по формуле (6.3). Для этого при $t_{н} = 33 \text{ }^\circ\text{C}$ по табл. 6.1 находим комплексы конденсата $A = 8,94 \text{ (м}\cdot\text{К)}^{-1}$ и $B = 2,20 \cdot 10^{-3} \text{ м/Вт}$. Температурный напор $\Delta T_{к} = t_{н} - t_w = 33 - 22 = 11^\circ$.

При этом $Z = \pi R \Delta T_{к} \cdot A = \pi \times 9 \cdot 10^{-3} \times 11 \times 8,94 = 2,78 \text{ (м}\cdot\text{К)}^{-1}$ – течение конденсата в плёнке ламинарное.

С использованием [5,20] определяем поправку на переменность параметров конденсата по толщине плёнки $\epsilon_{к} \approx 0,989$:

$$\alpha_0 = 3,25 \cdot (8,94/2,2) \cdot 10^3 \cdot 2,78^{-0,25} \cdot 0,989 = 10,1 \text{ кВт/(м}^2\cdot\text{К)}$$

$$Nu_0 = \alpha_0 d / \lambda = 10,1 \cdot 10^3 \cdot 18 \cdot 10^{-3} / 0,622 = 292,3.$$

4. Подставляем найденные величины в уравнение (6.6):

$$\alpha_w / \alpha_0 = 25,7 \cdot (8,06 \cdot 10^{-2})^{0,08} 292,3^{-0,5} = 1,23;$$

$$\alpha_w = 1,23 \times 10,1 = 12,4 \text{ кВт/(м}^2\cdot\text{К)}$$

Следовательно, интенсивность теплоотдачи потока пара с поверхности теплообмена α_w выше в 1,23 раза, чем в случае неподвижного пара.

При изменении скорости движения пара коэффициент теплоотдачи будет изменяться как $\alpha_w \sim w_{п}^{0,16}$, т.е. для существенного повышения интенсивности теплоотдачи потребуется значительное увеличение скорости потока пара в конденсаторе, что практически осуществить весьма проблематично.

Задача 6.1.1. Сухой насыщенный водяной пар [12] конденсируется при давлении $p = 10$ ата на наружной поверхности горизонтальной трубы диаметром $d = 20$ мм и длиной $L = 2,5$ м. Температура поверхности трубы $t_w = 100 \text{ }^\circ\text{C}$.

Определить коэффициент теплоотдачи от пара к поверхности трубы, количество конденсата пара G , кг/с, образующегося на поверхности трубы, и наметить пути повышения массового прихода конденсата.

Ответ: $\alpha_{к} = 8,58 \text{ кВт/(м}^2\cdot\text{К)}$; $G = 5,4 \cdot 10^{-2} \text{ кг/с}$.

Задача 6.1.2. При условиях задачи 6.1.1 конденсация пара происходит на поверхности вертикальной трубы. Определить коэффициент теплоотдачи от пара к поверхности трубы, количество конденсата

пара G , кг/с, и сравнить результаты расчёта. Сделать соответствующие выводы.

Ответ: $\alpha_k = 12,55 \cdot 10^3$ Вт/(м²·К); $G_b = 7,88 \cdot 10^{-2}$ кг/с – при вертикальном положении трубы интенсивность конденсации пара и его расход увеличились примерно в 1,5 раза.

Задача 6.1.3. По условиям проекта на поверхности горизонтальной трубы диаметром $d = 16$ мм и длиной $l = 2,4$ м должно конденсироваться не менее $G = 6,5 \cdot 10^{-3}$ кг/с водяного пара при давлении в конденсаторе $p = 0,5$ МПа.

Определить температуру стенки трубы t_w , необходимую для обеспечения заданного расхода конденсата пара.

Ответ: $t_w \approx 144,5$ °С при $\alpha = 15,98$ кВт/(м²·К).

6.2. Кипение жидкости на поверхности теплообмена

Кипением жидкости называют процесс интенсивного образования пара с выделением пузырей. Различают кипение жидкости в её объёме и на поверхности теплообмена, которое происходит значительно чаще, чем в объёме жидкости [1, 21].

Различают два основных режима кипения на поверхности теплообмена: пузырьковый и плёночный.

6.2.1. Пузырьковое кипение жидкости

При пузырьковом кипении жидкости в большом объёме коэффициент теплоотдачи на поверхности теплообмена рассчитывают через критериальное уравнение [4]

$$Nu_0 = 0,125 Re_0^{0,65} Pr^{0,333} \quad \text{при } Re_0 \geq 10^{-2}; \quad (6.8a)$$

$$Nu_0 = 0,0625 Re_0^{0,5} Pr^{0,333} \quad \text{при } Re_0 < 10^{-2}, \quad (6.8б)$$

где $Re_0 = ql_0 / (\rho_n r v)$, $Nu_0 = \alpha l_0 / \lambda$, $l_0 = c_p \rho_{ж} \sigma T_n / (\rho_n r)^2$, м.

Формулы (6.8) справедливы при $0,86 \leq Pr \leq 7,6$; $10^{-5} \leq Re_0 \leq 10^4$ и $0,045 \leq p \leq 175$ ата.

Уравнения (6.8), как и уравнение (6.2), можно рассчитать с помощью комплексов физических параметров, значение которых определяется температурой насыщения $t_n(p_n)$. Эти комплексы, вычисленные для воды (конденсата), представлены в табл. 6.2.

Т а б л и ц а 6.2

t_n , °С	A_0	B_0	C_0	t_n , °С	A_0	B_0	C_0
30	16450	276870	1040	200	0,296	0,123	27,5
40	5950	73345	782	210	0,200	0,0718	23,5

50	2305	20804	587	220	0,136	0,0426	20,2
60	960	6543	450	230	0,0938	0,0254	17,3
70	423	2201	347	240	0,0646	0,0155	15,1
80	197	798	273	250	0,0451	0,0099	13,6
90	96,0	304	216	260	0,0318	0,0059	11,4
100	48,7	122,4	172	270	0,0224	0,0037	9,80
110	25,9	51,8	138	280	0,0158	0,0024	8,80
120	14,2	22,8	110	290	0,0114	0,0016	7,47
130	8,05	10,7	96,0	300	0,0080	0,0009	6,16
140	4,70	5,13	75,0	310	0,0056	0,0006	5,64
150	2,82	2,58	60,5	320	0,0039	0,0004	4,93
160	1,73	1,33	52,6	330	0,0028	0,0003	4,34
170	1,08	0,710	44,5	340	0,0019	0,0002	3,77
180	0,715	0,396	37,5	350	0,0013	0,0001	3,36
190	0,450	0,216	32,2				

В табл. 6.2 $A_0 = l_0 \cdot 10^{-6}$ м; $B_0 = l_0 / (\rho_n r v) \cdot 10^{-6}$ м²/Вт; $C_0 = \lambda / (\rho_n r v) \cdot 10^{-2}$ 1/К.

При заданной температуре поверхности теплообмена T_w можно рассчитать температурный напор $\Delta T_n = T_n - T_w$ по следующим формулам:

$$Nu_0 = 2,63 \cdot 10^{-3} (C_0 \Delta T_n)^{1,86} Pr^{0,952} \text{ при } (C_0 \Delta T_n) Pr^{0,333} \geq 1,6; \quad (6.9a)$$

$$Nu_0 = 3,91 \cdot 10^{-3} (C_0 \Delta T_n) Pr^{0,667} \text{ при } (C_0 \Delta T_n) Pr^{0,333} < 1,6. \quad (6.9b)$$

При заданной плотности теплового потока q_w на поверхности расчёт теплообмена выполняют по формулам (6.8), в которых число Рейнольдса определяют через комплекс B :

$$Re_0 = q_w B. \quad (6.10)$$

В формулах (6.8), (6.9) все физические параметры выбирают из справочников для воды при температуре насыщения $t_n(p_n)$.

6.2.2. Плёночное кипение жидкости

Плёночное кипение жидкости на поверхности теплообмена происходит при плотности теплового потока, превышающей некоторое критическое значение $q_w > q_*$ [21].

Расчётное соотношение для теплоотдачи при плёночном кипении капельных жидкостей на металлических поверхностях имеет следующий вид [4]:

$$\text{Nu}_l = C_k \text{Ra}_l^n, \quad \text{Nu} = \alpha l / \lambda_{\text{п}}, \quad (6.11)$$

$$\text{Ra}_l = \frac{\Delta\rho}{\rho_{\text{п}}} \frac{g_0 l^3}{\nu_{\text{п}}^2} \text{Pr}_{\text{п}} \left(\frac{1}{2} + \frac{r}{c_{\text{рп}} \Delta T_{\text{п}}} \right), \quad l = 2\pi \left(\frac{\sigma}{g_0 \Delta\rho} \right),$$

где $\Delta T_{\text{п}} = t_w - t_{\text{н}}$ – температурный напор кипящего слоя; $\Delta\rho = \rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}}$ – разность плотностей жидкости и пара; g_0 – ускорение в поле тяготения; Ra_l – число Релея с характерным размером l ; индексы «ж» и «п» относятся к жидкости и пару соответственно.

Значения константы C_k и показателя степени n в (6.11) зависят от формы поверхности нагрева и приводятся в справочниках [4]. Например,

- для вертикальной поверхности

$$C_k = 0,32 \left(\frac{1}{2} + \frac{r}{c_{\text{рп}} \Delta T_{\text{п}}} \right)^{-0,333} \left(\frac{T_{\text{н}}}{T_w} \right)^{0,5}, \quad n = \frac{1}{3}.$$

- для горизонтальной плоской поверхности при $\text{Ra}_l < 10^7$ $C_k = 0,672$, $n = 0,25$, за характерную температуру принимают значение температуры насыщения $T_{\text{н}}$; при $\text{Ra}_l > 10^7$ $C_k = 0,012$, $n = 0,5$, за характерную температуру принимают осреднённое значение $t_0 = 0,5(t_{\text{н}} + t_w)$;

- для поверхности горизонтальной трубы диаметром d $C_k = 0,59 + 0,069 l/d$, $n = 0,25$.

В области $d < 3,6l$ расчёты коэффициента теплоотдачи, выполненные по (6.11), следует умножать на $3,6l$, так как теплоотдача в этой области соотношения продольных и поперечных размеров интенсифицируется.

6.2.3. Кипение жидкости в трубах

Теплоотдача при движении кипящей жидкости по трубам наиболее часто реализуется в паротрубных котлах – генераторах влажного или перегретого пара [12].

К настоящему времени принята следующая схема подхода к расчёту теплоотдачи кипящей жидкости в трубе. В зависимости от соотношения интенсивности теплоотдачи насыщенной жидкости $\alpha_{\text{ж}}$ и её кипения $\alpha_{\text{к}}$ выделяют три режима.

Величину $\alpha_{\text{ж}}$ рассчитывают по критериальным уравнениям теплоотдачи однородной среды, т.е. без учёта её кипения (разд. 2). Физи-

ческие параметры жидкости выбирают при температуре насыщения из справочников [4, 5, 20].

Режим 1. При небольшой тепловой нагрузке $\alpha = \alpha_{ж}$ и не зависит от плотности теплового потока в стенку трубы.

Режим 2. При очень больших тепловых нагрузках $\alpha = \alpha_{к}$, и коэффициент вычисляют по формулам (6.8) или (6.10) как для кипения жидкости в большом объёме.

Режим 3. В промежуточной области интенсивности теплоотдачи влияние движения жидкости и процесса кипения на теплообмен сопоставимо. Коэффициент теплоотдачи в этой области можно рассчитать по формуле [4]

$$\alpha/\alpha_{ж} = (4\alpha_{ж} + \alpha_{к})/(5\alpha_{ж} - \alpha_{к}), \quad (6.12)$$

где $\alpha_{ж}$ – коэффициент теплоотдачи однофазной жидкости, физические параметры которой выбирают при температуре насыщения. Его величина определяется факторами вынужденной конвекции при течении жидкости в трубе (разд. 2); $\alpha_{к}$ – коэффициент теплоотдачи, вычисляемый по формулам для развитого пузырькового кипения жидкости в большом объёме на поверхности нагрева (п. 6.2.1);

Пример 6.2.1. В водотрубном паровом котле [12] по трубам с внутренним диаметром $d = 18$ мм движется кипящая вода со скоростью $w = 1$ м/с под давлением $p = 9,9$ ата. Продукты сгорания топлива, поступая из топки котла, обтекают трубы и обеспечивают температуру внутренней поверхности трубы $t_w = 183$ °С. Определить коэффициент теплоотдачи α от стенки трубы к кипящей воде.

Решение. 1. В соответствии с рекомендациями, изложенными в п. 6.2.3, определяем значение коэффициента теплоотдачи $\alpha_{ж}$ при движении однофазной жидкости в трубе (см. разд. 2). Рассчитываем число Re и решаем критериальное уравнение теплоотдачи (2.18), для чего из [4] выбираем физические параметры воды: при $p = 9,9$ ата (1,003 МПа) температура насыщения воды $t_n = 180$ °С:

$$v = 0,173 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda = 0,674 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \text{Pr} = 1,03.$$

При $t_w = 183$ °С $\text{Pr}_w = 1,01$, так что $\psi(\text{Pr}) = 1$;

$$\begin{aligned} \text{Re}_{ж} &= w \cdot d / v = 1 \times 1,8 \cdot 10^{-2} / 0,173 \cdot 10^{-6} = 104,0 \cdot 10^3; \\ \text{Nu}_{ж} &= 0,021 \cdot \text{Re}_{ж}^{0,8} \text{Pr}_{ж}^{0,43} = 0,021 \times (104,0 \cdot 10^3)^{0,8} (1,03)^{0,43} = 219,5. \end{aligned}$$

Следовательно, $\alpha_{ж} = \text{Nu}_{ж} \lambda / d = 219,5 \times 0,674 / 1,8 \cdot 10^{-2} = 8,22 \cdot 10^3$ Вт/(м²·К).

2. Определяем коэффициент теплоотдачи α_k при пузырьковом кипении в большом объёме (6.9):

- при $t_n = 180$ °С по табл. 6.2 находим значения комплексов: $A_0 = l_0 = 0,715 \cdot 10^{-6}$ м; $C_0 = 37,5 \cdot 10^{-2}$ К⁻¹; рассчитываем $\Delta T_n = t_w - t_n = 183 - 180 = 3,0$ °;

- оцениваем величину $(C_0 \Delta T_n) \text{Pr}^{0,333} = 37,5 \cdot 10^{-2} \times 3 \times (1,03)^{0,333} = 1,14 < 1,6$;

- следовательно, расчёт ведём по (6.8б):

$$\begin{aligned} \text{Nu}_k &= 3,91 \cdot 10^{-3} (C_0 \Delta T_n) \text{Pr}^{0,667} = \\ &= 3,91 \cdot 10^{-3} \cdot 37,5 \cdot 10^{-2} \times 3 \times (1,03)^{0,667} = 4,49 \cdot 10^{-3}; \\ \alpha_k &= \text{Nu}_k \lambda / l_0 = 4,49 \cdot 10^{-3} \times 0,674 / 0,715 \cdot 10^{-6} = 4,23 \cdot 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \end{aligned}$$

3. Рассчитываем отношение коэффициентов теплоотдачи. Так как $\alpha_k / \alpha_{ж} = 4,23 \cdot 10^3 / 8,22 \cdot 10^3 = 0,515 \geq 0,5$, то, согласно (6.12), интенсивность теплообмена можно определить как вынужденным движением, так и кипением жидкости. При этом $\alpha_k / \alpha_k = 1,006$, т.е. влияние кипения на теплоотдачу незначительное, и $\alpha = \alpha_{ж} = 8,22 \cdot 10^3$ Вт/(м²·К).

Пример 6.2.2. В парогенераторе [12] на наружной поверхности горизонтальной трубы кипит вода при давлении $p = 47$ ата.

Исследовать зависимость коэффициента теплоотдачи и плотности теплового потока от температуры поверхности трубы в диапазоне $t_w = 265 \div 275$ °С. Результаты представить в графическом виде.

Решение. По заданному давлению из [4, 20] по таблице термодинамического состояния воды находим температуру насыщения $t_n = 260$ °С; при этом для воды на линии насыщения

$$\text{Pr} = 0,87; \lambda = 0,605 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}).$$

По табл. 6.2 при $t_n = 260$ °С определяем: $A_0 = 0,0318 \cdot 10^{-6}$ м; $C_0 = 0,114$.

1. Выполним расчёт при температурном напоре $\Delta T_1 = t_{w1} - t_n = 265 - 260 = 5$ °, при этом

$$C_0 \Delta T_1 \cdot \text{Pr}^{0,333} = 0,114 \times 5 \times 0,87^{0,333} = 0,544 < 1,6.$$

Следовательно, расчёт теплоотдачи ведём по формуле (6.9б):

$$\begin{aligned} \text{Nu}_1 &= 3,91 \cdot 10^{-3} (C_0 \Delta T_1) \text{Pr}^{0,667} = 3,91 \cdot 10^{-3} \times 0,57 \times 0,91 = 2,03 \cdot 10^{-3}; \\ \alpha_1 &= \text{Nu}_1 \lambda / A_0 = 2,03 \cdot 10^{-3} \times 0,605 / 0,0318 \cdot 10^{-6} = 38,62 \cdot 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \\ q_1 &= \alpha_1 \Delta T_1 = 193,1 \text{ кВт}/\text{м}^2. \end{aligned}$$

2. Увеличим температурный напор $\Delta T_2 = t_{w2} - t_n = 270 - 260 = 10^\circ$, т.е. в 2 раза. При этом также пропорционально увеличится и комплекс

$$C_0 \Delta T_2 \cdot \text{Pr}^{0,333} = 0,544 \times 2,0 = 1,088 < 1,6.$$

Таким образом, ранее выбранное критериальное уравнение теплоотдачи будет справедливо и в рассматриваемом варианте, так что $\alpha_2 = 2\alpha_1 = 77,24 \cdot 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; а величина q_2 повысится в 4 раза (за счёт α и за счёт ΔT_2): $q_2 = 4q_1 = 772,4 \text{ кВт}/\text{м}^2$.

3. Дальнейшее повышение температуры поверхности парогенератора до $t_w = 275^\circ \text{C}$ будет соответствовать увеличению $\Delta T_3 = t_{w3} - t_n = 275 - 260 = 15^\circ$, т.е. в 3 раза относительно первого варианта. При этом комплекс $C\Delta T \cdot \text{Pr}^{0,333} = 0,544 \times 3 = 1,632 > 1,6$.

Следовательно, вид критериального уравнения теплоотдачи изменится, будет соответствовать формуле (6.9а). При этом $\alpha_3/\alpha_1 \sim (2,63/3,91)(\Delta T_3/\Delta T_1)^{1,86} = 5,2$; т.е. повышение интенсивности теплообмена уже будет не пропорциональным увеличению температурного напора в 3 раза, а стремится к параболической функции и повышается в 5,2 раза.

Дальнейшее увеличение температурного напора может привести к так называемому кризису кипения [1, 21]. Критическая тепловая нагрузка при кипении воды в большом объёме при давлении в 1 ата наступает при плотности теплового потока на поверхности теплообмена $q_{кр} \approx 1,4 \cdot 10^3 \text{ кВт}/\text{м}^2$.

Задача 6.2.1. В объёме парогенератора вода находится под давлением $p = 6,2$ ата. Определить тепловую нагрузку поверхности нагрева агрегата для обеспечения пузырькового кипения воды при температуре поверхности $t_w = 175^\circ \text{C}$.

Ответ: $q = 793,5 \text{ кВт}/\text{м}^2$.

6.3. Расчёт теплообменных аппаратов с фазовым переходом теплоносителя

Теплообменные аппараты, в которых в ходе теплообмена между двумя теплоносителями один из них совершает фазовый переход, являются основой производства водяного пара как рабочего тела паровых турбин и в энергетике, и для нужд различных технологий в промышленности.

Например, конденсационные аппараты энергетических установок (рис. 6.3), как правило, выполнены по кожухотрубной схеме [12, 21]. Водяной пар с расходом G_1 подаётся через верхний патрубок на пучок

труб, установленных горизонтально в кожухе аппарата с шахматным расположением. Охлаждающая вода с расходом G_2 в один заход прокачивается по трубам, на внешней поверхности которых пар конденсируется, и, стекая вниз, попадает в нижний патрубок аппарата.

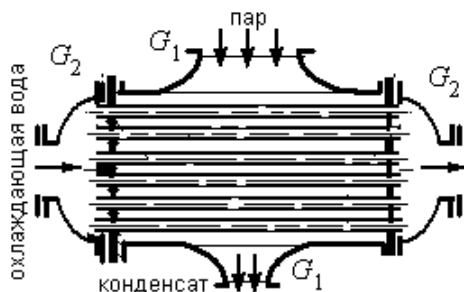


Рис. 6.3

Для расчёта средних коэффициентов теплоотдачи при конденсации движущегося пара на пучках труб предложен ряд эмпирических критериальных уравнений (подразд. 6.1).

Для *первого ряда пучка*, омываемого сверху вниз насыщенным паром, интенсивность теплоотдачи максимальна, и её можно определить по формуле (6.6).

Для *всего пучка* при расчёте среднего коэффициента теплоотдачи формула (6.6) сопровождается таблицей поправочных коэффициентов, учитывающей число рядов труб и их расположение в пучке – коридорное или шахматное (табл. 6.3 – аналог табл. 2.5):

Т а б л и ц а 6.3

Поправка	Ряд в пучке						
	1	2	3	4	5	6	7
ϵ_k	1,0	0,86	0,79	0,73	0,68	0,65	0,62
$\epsilon_{ш}$	1,0	1,0	0,90	0,85	0,80	0,76	0,72

Как видно из табл. 6.3, коридорное расположение труб в пучке менее продуктивно, чем шахматное, так как обладает меньшей интенсивностью теплообмена.

Поправка к коэффициенту теплоотдачи первого ряда на рядность всего пучка труб рассчитывается путём осреднения поправок по его рядам:

$$\alpha_{п} = \epsilon_{п} \cdot \alpha_1, \quad (6.13)$$

где $\epsilon_{п} = \Sigma(\epsilon_k n_k) / n_{п}$, ϵ_k и n_k – поправка на k -й ряд в пучке и число труб в

этом ряду; n_{Π} – общее число труб в пучке.

Основы теории конденсации пара при его движении относительно поверхности теплообмена подробно изложены в [21]. Особенности расчёта конденсации пара при его движении относительно поверхности теплообмена рассмотрим на примерах и задачах.

Пример 6.3.1. В камере холодильной установки [13, 21] по проекту должна быть температура $t_0 = -2$ °С. В качестве рабочего тела применяется хладон-12, кипящий при температуре $t_{\text{н}} = -5$ °С. Мощность теплоприёмника холодильной камеры 10 кВт.

Рассчитать размер рабочей поверхности холодильной камеры.

Теория и примеры расчётов установок с низкокипящими рабочими телами – хладагенами приведена в [21].

Решение. 1. Из [5] при заданной температуре $t_{\text{н}} = -5$ °С интерполяцией табличных данных выписываем ТФП хладагона-12:

$$\rho_{\text{ж}} = 1,412 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3; \rho_{\text{п}} = 15,48 \text{ кг/м}^3; \lambda_{\text{ж}} = 0,0802 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)};$$

$$v_{\text{ж}} = 0,185 \cdot 10^{-8} \text{ Па/с}; \sigma_{\text{ж}} = 0,075 \text{ Н/м}; \text{Pr}_{\text{ж}} = 3,05; r = 154,5 \text{ кДж/кг}.$$

2. По заданной мощности определяем массовый расход хладагента: $G = Q/r = 6,47 \cdot 10^{-2}$ кг/с.

3. Используя рекомендации о скорости прокачки теплоносителей в трубах ТОА [5], находим поперечное сечение и диаметр трубы теплоприёмника (при $w_0 = 2$ м/с):

$$F_0 = G/(\rho_{\text{ж}} w_0) = 2,29 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2; d_0 = (4F_0/\pi)^{0,5} = 5,4 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

в расчётах принимаем стандартный размер $d_0 = 6$ мм.

4. Приступаем к анализу интенсивности теплоотдачи при кипении хладагента в трубах холодильной камеры (п. 6.2.3).

Выбираем из [4, 5] критериальное уравнение для среднего уровня теплоотдачи при пузырьковом кипении хладагентов в большом объёме $\alpha_{\text{к}}$ и решаем его:

$$\alpha_{\text{к}} = 4,22 \cdot 10^{-4} \left[1 + 10 \left(\frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}}} \right)^{0,667} \right]^3 \frac{\lambda_{\text{ж}}^2}{v_{\text{ж}} \sigma_{\text{ж}} T_{\text{н}}} \Delta T_{\text{н}}^2 = 22,0 \cdot 10^2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где $T_{\text{н}} = 268 \text{ К} = -5$ °С; $\Delta T_{\text{н}} = t_0 - t_{\text{н}} = 3$ °.

Выбираем из [4, 5] критериальное уравнение конвективной теплоотдачи и решаем его:

$$\text{Nu}_{\text{ж1}} = 0,021 \text{Re}_{\text{ж1}}^{0,8} \text{Pr}_{\text{ж1}}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_{\text{ж1}}}{\text{Pr}_w} \right)^{0,25}, \quad \alpha_{\text{ж}} = \text{Nu}_{\text{ж1}} \frac{\lambda_{\text{ж1}}}{d_{01}},$$

где $\text{Re} = w_0 d_0 / \nu_{\text{ж}} = 58,38 \cdot 10^5$, а поправка на изменение числа Прандтля $\psi(\text{Pr}) = 1$, диапазон изменения температуры по толщине конденсата весьма мал.

Подставим все данные в критериальное уравнение:

$$\text{Nu}_{\text{ж1}} = 8,98 \cdot 10^3; \quad \alpha_{\text{ж}} = 1,33 \cdot 10^5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

т.е. $\alpha_{\text{ж}} \gg \alpha_{\text{к}}$, так что интенсивность кипения определяется конвективным теплообменом хладагента на поверхности трубы.

5. Оценим размер рабочей поверхности и длину трубы аппарата теплоприёмника:

$$F_{w1} = Q_1 / (\alpha_1 \Delta T_{\text{н1}}); \quad L_1 = F_{w1} / \pi d_{01}.$$

Здесь тепловая нагрузка на теплоприёмник $Q_1 = 10$ кВт. Подставив необходимые параметры, получим $F_w = 2,51 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$; $L = 1,48$ м.

Задача 6.3.1. Проектируется парогенератор производительностью $G = 4$ т/ч сухого насыщенного пара при давлении $p = 157 \text{ Н}/\text{см}^2$. Предполагаемый температурный напор в аппарате $\Delta T_w = t_w - t_{\text{н}} = 10^\circ$ и выше.

Определить необходимую рабочую поверхность F_w в парогенераторе и исследовать её зависимость от температурного напора. Расчёты выполнить через один градус, результаты представить в графическом виде, сделать необходимые выводы.

Ответ: при $\Delta T_{w1} = 10^\circ$ $F_w = 5,98 \text{ м}^2$; $F_w \sim \Delta T_w^{2,86}$.

Задача 6.3.2. Выполнить в качестве проектного расчёта оценку теплопередачи в конденсаторе пара [12] с горизонтальным коридорным трубным пучком (схема на рис. 6.3). Пучок собран из $n = 14$ рядов труб по высоте, наружный диаметр труб $d = 16$ мм, количество труб в ряду $m = 10$.

В конденсатор подаётся сухой насыщенный водяной пар под давлением $0,0095$ МПа сверху вниз, скорость потока пара в узком сечении верхнего ряда труб $w_1 = 15$ м/с, температура поверхности труб $t_w = 35^\circ \text{С}$.

Определить средний коэффициент теплоотдачи от потока водяного пара к трубам конденсатора. При расчёте принять давление пара и температурный напор теплоотдачи от пара к поверхности труб

неизменными по высоте пучка.

Ответ: $\alpha_{\text{п}} = 25,34 \cdot 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Библиографический список

1. *Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С.* Теплопередача: учебник для вузов, изд 4-е, перераб. и доп. М., Энергоиздат, 1981. 416 с.
2. *Сахин В.В.* Теплообмен в однородной среде (теплопередача): учебное пособие / В.В. Сахин; Балт. гос. техн. ун-т. СПб., 2017. 121 с.
3. *Сахин В.В.* Конвективный теплообмен в однородной среде (теплоотдача): учебное пособие; Балт. гос. техн. ун-т. СПб., 2013. 224 с.
4. *Тепло- и массообмен. Теплофизический эксперимент: справочник / Е.В. Аметистов [и др.]; под ред. В.А. Григорьева и В.М. Зорина. М.: Энергоиздат, 1982. 512 с.*
5. *Бажан П.И., Каневец Г.Е., Селиверстов В.М.* Справочник по теплообменным аппаратам. М.: Машиностроение, 1989. 368 с.
6. *Варгафтик Н.Б.* Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. М.: Наука, 1972. 720 с.
7. *Стационарные газотурбинные установки / под ред. Л.В. Арсеньева и В.Г. Тырышкина. Л.: Машиностроение, 1989. 543 с.*
8. *Алемасов В.Е., Дрегалин А.Ф., Тишин А.П.* Теория ракетных двигателей. М.: Машиностроение, 1969. 386 с.
9. *Основы теории и расчёта ЖРД. В 2-х кн. Учебник для авиац. спец. вузов / под ред. В.А. Кудрявцева. М.: Высш. шк., 1993.*
10. *Глушко В.П.* Термодинамические свойства индивидуальных веществ: справочник в 4-х томах. 1979.
11. *Сахин В.В.* Исследование процессов теплообмена: учебный практикум. Изд. 2-е, доп.; Балт. гос. техн. ун-т. СПб., 2004. 206 с.
12. *Сахин В.В.* Устройство и действие энергетических установок: учебное пособие в 2-х кн.; Балт. гос. техн. ун-т. СПб., 2015.
13. *Сахин В.В.* Термодинамика энергетических систем: учебное пособие в 2-х кн. / В.В. Сахин; Балт. гос. техн. ун-т. СПб., 2014.
14. *Бродов Ю.М.* Теплотехника энергетических установок. Екатеринбург. Изд-во «Сократ». 2003. 905 с.
15. *Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок: учебник для вузов / Под ред. А.И. Леонтьева. 2-е изд. М.:Изд-во МГТУ им. И.Э. Баумана. 2004. 592 с.*
16. *Сахин В.В.* Теплообменные аппараты: учебное пособие; Балт. гос. техн. ун-т. СПб., 2010. 131 с.
17. *Теплообменные аппараты газотурбинных установок. Основы проектирования. / Под общ. ред. И.А. Богова. СПб.: ООО «Издательство Полигон». 2010. 208 с.*
18. *Виноградов С.К., Таранков К.В., Виноградов О.С.* Выбор и расчёт теплообменников: учеб. пос. Пенза: изд-во ПГУ. 2001. 249 с.
19. *Теплотехника: учебник для вузов / Под общ. ред. А.М. Архарова и В.Н. Афанасьева. Изд-е 3-е, перераб. и доп. М.: Изд-во МГТУ им. И.Э. Баумана.*

неизменными по высоте пучка.

Ответ: $\alpha_{\text{п}} = 25,34 \cdot 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Библиографический список

1. *Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С.* Теплопередача: учебник для вузов, изд 4-е, перераб. и доп. М., Энергоиздат, 1981. 416 с.
2. *Сахин В.В.* Теплообмен в однородной среде (теплопередача): учебное пособие / В.В. Сахин; Балт. гос. техн. ун-т. СПб., 2017. 121 с.
3. *Сахин В.В.* Конвективный теплообмен в однородной среде (теплоотдача): учебное пособие; Балт. гос. техн. ун-т. СПб., 2013. 224 с.
4. *Тепло- и массообмен. Теплофизический эксперимент: справочник / Е.В. Аметистов [и др.]; под ред. В.А. Григорьева и В.М. Зорина. М.: Энергоиздат, 1982. 512 с.*
5. *Бажан П.И., Каневец Г.Е., Селиверстов В.М.* Справочник по теплообменным аппаратам. М.: Машиностроение, 1989. 368 с.
6. *Варгафтик Н.Б.* Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. М.: Наука, 1972. 720 с.
7. *Стационарные газотурбинные установки / под ред. Л.В. Арсеньева и В.Г. Тырышкина. Л.: Машиностроение, 1989. 543 с.*
8. *Алемасов В.Е., Дрегалин А.Ф., Тишин А.П.* Теория ракетных двигателей. М.: Машиностроение, 1969. 386 с.
9. *Основы теории и расчёта ЖРД. В 2-х кн. Учебник для авиац. спец. вузов / под ред. В.А. Кудрявцева. М.: Высш. шк., 1993.*
10. *Глушко В.П.* Термодинамические свойства индивидуальных веществ: справочник в 4-х томах. 1979.
11. *Сахин В.В.* Исследование процессов теплообмена: учебный практикум. Изд. 2-е, доп.; Балт. гос. техн. ун-т. СПб., 2004. 206 с.
12. *Сахин В.В.* Устройство и действие энергетических установок: учебное пособие в 2-х кн.; Балт. гос. техн. ун-т. СПб., 2015.
13. *Сахин В.В.* Термодинамика энергетических систем: учебное пособие в 2-х кн. / В.В. Сахин; Балт. гос. техн. ун-т. СПб., 2014.
14. *Бродов Ю.М.* Теплотехника энергетических установок. Екатеринбург. Изд-во «Сократ». 2003. 905 с.
15. *Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок: учебник для вузов / Под ред. А.И. Леонтьева. 2-е изд. М.:Изд-во МГТУ им. И.Э. Баумана. 2004. 592 с.*
16. *Сахин В.В.* Теплообменные аппараты: учебное пособие; Балт. гос. техн. ун-т. СПб., 2010. 131 с.
17. *Теплообменные аппараты газотурбинных установок. Основы проектирования. / Под общ. ред. И.А. Богова. СПб.: ООО «Издательство Полигон». 2010. 208 с.*
18. *Виноградов С.К., Таранков К.В., Виноградов О.С.* Выбор и расчёт теплообменников: учеб. пос. Пенза: изд-во ПГУ. 2001. 249 с.
19. *Теплотехника: учебник для вузов / Под общ. ред. А.М. Архарова и В.Н. Афанасьева. Изд-е 3-е, перераб. и доп. М.: Изд-во МГТУ им. И.Э. Баумана.*

2004. 792 с.

20. *Вукалович М.П.* Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара. М.: Госэнерго, 1963. 374 с.

21. *Сахин В.В.* Теплообмен с фазовыми превращениями теплоносителя: учебное пособие; Балт. гос. техн. ун-т. СПб., 2018. 143 с.

О Г Л А В Л Е Н И Е

ПРЕДИСЛОВИЕ	3
ВВЕДЕНИЕ	4
1. ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ	6
1.1. Теплопроводность плоской стенки	6
1.2. Теплопроводность цилиндрической стенки	10
2. КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН. ТЕПЛООТДАЧА	13
2.1. Теплоотдача свободной конвекцией	16
2.1.1. Свободная конвекция в неограниченном объёме	16
2.1.2. Свободная конвекция в ограниченном пространстве	17
2.2. Теплоотдача при вынужденной конвекции	23
2.2.1. Внешние задачи теплоотдачи	23
2.2.2. Теплоотдача теплоносителя в трубах	47
2.2.3. Теплоотдача при поперечном обтекании трубы и пучка труб	64
3. ТЕПЛООБМЕН ИЗЛУЧЕНИЕМ	70
3.1. Теплообмен излучением в системе реальных тел	70
3.2. Теплообмен излучением газов	75
4. ЗАДАЧА О ТЕПЛОПЕРЕДАЧЕ	82
4.1. Теплопередача через плоскую стенку	82
4.2. Теплопередача через цилиндрическую стенку	86
4.3. Расчёт тепловой изоляции труб	90
4.4. Интенсификация теплопередачи оребрением поверхности	93
4.4.1. Теплоотдача с плоской поверхности стенки	93
4.4.2. Теплоотдача с оребрённой поверхности труб	99
5. РАСЧЁТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ	104
5.1. Расчёт теплопередачи в теплообменных аппаратах	104
5.2. Тепловой расчёт ТОА	116
5.2.1. Тепловой баланс ТОА	117
5.2.2. Расчёт температурного напора ТОА	120
5.2.3. Проектный расчёт ТОА	121
5.2.4. Поверочный расчёт ТОА	134
5.3. Гидромеханический расчёт ТОА	138
5.3.1. Гидравлическое сопротивление элементов ТОА	140
5.3.2. Оценка степени совершенства ТОА	143
6. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА С ФАЗОВЫМ ПРЕВРАЩЕНИЕМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ	145
6.1. Конденсация пара на поверхности теплообмена	146
6.1.1. Плёночная конденсация неподвижного пара	146
6.1.2. Плёночная конденсация движущегося пара	148
6.1.3. Конденсация пара в трубах	149
6.2. Кипение жидкости на поверхности теплообмена	155
6.2.1. Пузырьковое кипение жидкости	155
6.2.2. Плёночное кипение жидкости	156
6.2.3. Кипение жидкости в трубах	157
6.3. Расчёт теплообменных аппаратов с фазовым переходом теплоносителя	160
Библиографический список	164

*Сахин Василий Васильевич, Герлиман Елена Михайловна,
Брыков Никита Александрович*

Теплопередача в примерах и задачах

Редактор *Г.В. Никитина*

Корректор *Л.А. Петрова*

Компьютерная верстка: *Н.А. Андреева*

Подписано в печать 25.03.2019. Формат 60×84/16. Бумага документная.

Печать трафаретная. Усл. печ. л. 9,6. Тираж 100 экз. Заказ № 51

Балтийский государственный технический университет

Типография БГТУ

190005, С.-Петербург, 1-я Красноармейская ул., д. 1