

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«УЛЬЯНОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

М. Е. ОРЛОВ

Теоретические основы теплотехники. Тепломассообмен

Учебное пособие

Ульяновск
УлГТУ
2013

УДК 536.24 (075)
ББК 31.31 я 7
О-66

Рецензенты: зам. главного инженера Ульяновского муниципального унитарного предприятия «Городской теплосервис», кандидат техн. наук П. В. Ротов;
зам. главного инженера по эксплуатации «Территориального управления по теплоснабжению в г. Ульяновск» Ульяновского филиала ОАО «Волжская ТГК», кандидат техн. наук М. Р. Феткуллов.

Утверждено редакционно-издательским советом университета
в качестве учебного пособия

Орлов, М. Е.

О-66 Теоретические основы теплотехники. Тепломассообмен : учебное пособие / М. Е. Орлов; Ульяновский гос. техн. ун-т. – Ульяновск : УлГТУ, 2013. – 204 с.

ISBN 978-5-9795-1148-1

Приведены основные понятия и законы тепломассообмена, расчетные уравнения, контрольные вопросы и тесты по каждой теме, задачи, методические рекомендации к лабораторным работам, задание на расчетно-графическую работу, словарь терминов и библиографический список.

Пособие предназначено для студентов, обучающихся по направлению 270800.62 Строительство, профиль «Теплогазоснабжение и вентиляция», изучающих дисциплину «Теоретические основы теплотехники. Тепломассообмен». Работа подготовлена на кафедре ТГВ УлГТУ.

УДК 536.24 (075)
ББК 31.31 я 7

ISBN 978-5-9795-1148-1

© Орлов М. Е., 2013
© Оформление. УлГТУ, 2013

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	6
1. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ	
1.1. Элементарные способы переноса теплоты. Теплопроводность	
1.1.1. Предмет изучения. Элементарные способы переноса теплоты	8
1.1.2. Основные понятия и определения тепломассообмена	8
1.1.3. Уравнение Фурье. Коэффициент теплопроводности	10
1.1.4. Дифференциальное уравнение теплопроводности. Условия однозначности	13
1.1.5. Контрольные вопросы	18
1.2. Теплопроводность при стационарном и нестационарном режимах	
1.2.1. Теплопроводность при стационарном режиме	19
1.2.1.1. Теплопроводность через однослойную плоскую стенку	19
1.2.1.2. Теплопроводность через многослойную плоскую стенку	21
1.2.1.3. Теплопроводность через однослойную цилиндрическую стенку ...	22
1.2.1.4. Теплопроводность через многослойную цилиндрическую стенку	24
1.2.1.5. Теплопроводность через однослойную шаровую стенку	25
1.2.2. Теплопроводность при нестационарном режиме	26
1.2.2.1. Общие закономерности нестационарных процессов	26
1.2.2.2. Охлаждение неограниченной пластины при нестационарном режиме	29
1.2.2.3. Частные случаи распределения температурного поля внутри неограниченной пластины	33
1.2.3. Контрольные вопросы	34
1.3. Конвективный теплообмен	
1.3.1. Теплоносители и их физические свойства, учитываемые при конвективном теплообмене	35
1.3.2. Понятие о пограничном слое	38
1.3.3. Уравнение Ньютона-Рихмана. Коэффициент теплоотдачи	40
1.3.4. Дифференциальное уравнение теплоотдачи	41
1.3.5. Дифференциальные уравнения конвективного теплообмена	43
1.3.6. Основы теории подобия	46
1.3.6.1. Три вида подобия	46
1.3.6.2. Критерии подобия	47
1.3.6.3. Теоремы подобия	49
1.3.6.4. Основы метода анализа размерностей	51
1.3.6.5. Критериальное уравнение конвективного теплообмена в общем виде	53
1.3.7. Контрольные вопросы	54

1.4. Частные случаи конвективного теплообмена	
1.4.1. Теплоотдача при ламинарном движении жидкости в трубах	55
1.4.2. Теплоотдача при турбулентном движении жидкости в трубах	57
1.4.3. Теплоотдача при продольном обтекании пластины	58
1.4.4. Теплоотдача при поперечном обтекании одиночного цилиндра	60
1.4.5. Теплоотдача при поперечном омывании пучков труб	63
1.4.6. Теплоотдача при свободной конвекции	67
1.4.7. Теплоотдача при свободной конвекции в ограниченном пространстве	70
1.4.8. Теплоотдача в жидких металлах	71
1.4.9. Теплоотдача при кипении жидкости	73
1.4.10. Теплоотдача при конденсации пара	76
1.4.11. Контрольные вопросы	80
1.5. Лучистый теплообмен	
1.5.1. Основные понятия лучистого теплообмена	81
1.5.2. Законы лучистого теплообмена	84
1.5.3. Лучистый теплообмен между твердыми телами	80
1.5.3.1. Лучистый теплообмен между двумя параллельными пластинами	88
1.5.3.2. Лучистый теплообмен между поверхностями, находящимися одна внутри другой	90
1.5.3.3. Влияние экранов на лучистый теплообмен	92
1.5.4. Особенности излучения газов	94
1.5.5. Контрольные вопросы	98
1.6. Теплопередача	
1.6.1. Теплопередача как сложный вид теплообмена	99
1.6.2. Теплопередача через однослойную и многослойную плоские стенки ...	101
1.6.3. Теплопередача через однослойную и многослойную цилиндрические стенки	104
1.6.4. Критический диаметр изоляции	106
1.6.5. Интенсификация теплопередачи	109
1.6.6. Контрольные вопросы	110
1.7. Массообмен	
1.7.1. Основные понятия массообмена	111
1.7.2. Причины возникновения и виды диффузии	112
1.7.3. Массоотдача, уравнения массоотдачи	114
1.7.4. Критерии подобия и критериальные уравнения массообмена	116
1.7.5. Контрольные вопросы	118
1.8. Тепломассообменные аппараты	
1.8.1. Классификация тепломассообменных аппаратов	118
1.8.2. Тепловой расчет теплообменных аппаратов рекуперативного типа ...	123

1.8.3. Понятие водяного эквивалента. Схемы движения теплоносителей в теплообменных аппаратах	125
1.8.4. Определение среднего температурного напора	127
1.8.5. Определение конечных температур теплоносителей	129
1.8.6. Контрольные вопросы	131

2. ПРАКТИКУМ ПО ДИСЦИПЛИНЕ

2.1. Тесты по дисциплине	132
2.2. Задачи	151
2.2.1. Теплопроводность через стенки при стационарном режиме	151
2.2.2. Частные случаи конвективного теплообмена	153
2.2.3. Лучистый теплообмен между твердыми телами	154
2.2.4. Теплопередача. Среднелогарифмический температурный напор	155
2.3. Лабораторные работы	156
2.3.1. Лабораторная работа №1. Определение коэффициента теплопроводности теплоизоляционных материалов методом пластины	156
2.3.2. Лабораторная работа №2. Исследование работы водо-воздушного теплообменного аппарата при свободном и при вынужденном движении воздуха	162
2.3.3. Лабораторная работа №3. Исследование теплоотдачи от нагретой трубы к воздуху в условиях свободной конвекции	166
2.3.4. Лабораторная работа №4. Исследование особенностей лучистого теплообмена между твердыми телами	173
2.3.5. Лабораторная работа №5. Исследование работы рекуперативного теплообменного аппарата при прямотоке и противотоке	183
2.4. Расчетно-графическая работа	188
2.4.1. Содержание расчетно-графической работы	188
2.4.2. Исходные данные	189
2.4.3. Методика расчета	191
2.5. Вопросы итогового контроля по дисциплине	193
2.6. Словарь терминов	195
Заключение	203
Библиографический список	203

ВВЕДЕНИЕ

Настоящее учебное пособие разработано для изучения дисциплины «Теоретические основы теплотехники. Теплообмен» студентами направления Строительство, профиль «Теплогазоснабжение и вентиляция».

Процессы тепло- и массообмена встречаются во многих технических системах: в помещениях, в ограждающих конструкциях зданий и сооружений, в котельных установках, тепловых сетях, различном теплообменном оборудовании электростанций и т. д. Эти процессы могут происходить в различных средах: чистых веществах и разных смесях, при изменении агрегатного состояния рабочих сред и без него. В зависимости от этого процессы тепло- и массообмена протекают по-разному и описываются различными уравнениями. Изучение как простых, так и более сложных процессов переноса теплоты и вещества в различных средах и является задачей курса теплообмена.

Целями изучения дисциплины являются получение и углубление знаний в области теплообмена, создание фундаментальных основ для усвоения и изучения дисциплин профессионального цикла по профилю «Теплогазоснабжение и вентиляция», таких как основы обеспечения микроклимата здания, отопление, вентиляция, генераторы теплоты, централизованное теплоснабжение и других.

В результате изучения дисциплины студент должен:

- понимать физическую сущность процессов тепло- и массообмена;
- знать законы теплообмена, основы теории подобия, основные виды теплообменных аппаратов;
- владеть навыками теплового расчета различных теплообменных аппаратов и ограждающих конструкций зданий;
- уметь использовать основные закономерности теплообмена при решении конкретных задач в области теплогазоснабжения и вентиляции.

Учебное пособие состоит из следующих основных частей: введения, теоретической части, практикума по дисциплине, словаря терминов, заключения и библиографического списка. В этих разделах представлены основные понятия и законы теплообмена, основные расчетные уравнения, контрольные вопросы и тесты по каждой теме, задачи, методические рекомендации к лабора-

торным работам, задание на расчетно-графическую работу, словарь терминов и список литературы.

Теоретическая и практическая части учебно-практического пособия взаимосвязаны и дополняют друг друга, что способствует закреплению у студентов теоретических знаний. Для понимания влияния различных факторов на изучаемый процесс огромное значение имеет создание его физической модели и ее визуализация в виде графической схемы постановки задачи, поэтому в учебном пособии содержится достаточно большое количество формул, рисунков, схем и графиков. Эти иллюстрации позволяют более ясно представить, какие параметры непосредственно участвуют в описании процесса.

В данном учебном пособии представлен только основной материал по дисциплине, более подробные сведения приведены в учебной литературе [1–10] и методических разработках [11, 12].

1. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

1.1. Элементарные способы переноса теплоты. Теплопроводность

1.1.1. Предмет изучения. Элементарные способы переноса теплоты

Тепломассообмен – это наука о закономерностях переноса теплоты и вещества в пространстве.

Теплообмен – это процесс переноса теплоты от более нагретых тел к менее нагретым. Многие процессы переноса теплоты сопровождаются переносом вещества – *массообменом* (например, в технике широко распространены процессы испарения в паровоздушную среду и конденсации пара из смеси «пар – воздух»).

Совместное протекание процессов теплообмена и массообмена называется *тепломассообменом*.

Различают три элементарных, физически различных способа переноса теплоты:

1. *Теплопроводность* – передача теплоты внутри одного тела или при непосредственном соприкосновении тел, обусловленная тепловым движением микрочастиц (атомов, молекул).

2. *Конвекция* – передача теплоты с помощью движущейся жидкотекучей среды или газового потока.

3. *Лучистый теплообмен* (излучение) – передача теплоты с помощью электромагнитных волн или лучей.

В природе из этих трех способов в чистом виде встречается только теплопроводность в сплошных твердых телах. Остальные два элементарных способа теплообмена в чистом виде не встречаются, а вместе с теплопроводностью входят в состав сложных способов теплообмена, представляющих собой совокупность простых.

1.1.2. Основные понятия и определения тепломассообмена

Температурное поле – это совокупность значений температур во всех точках рассматриваемого тела или части пространства в данный момент времени. Температурное поле в общем виде математически можно записать как

$$t = f(x, y, z, \tau), \quad (1.1)$$

где x, y, z – координаты тела в пространстве; τ – время.

Такое поле отвечает неустановившемуся тепловому режиму теплопроводности и называется *нестационарным температурным полем*, т. к. температура изменяется во времени.

Если тепловой режим является установившимся, то температура в каждой точке поля с течением времени остается неизменной, и такое температурное поле является функцией координат и называется *стационарным*:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = 0 \rightarrow t = f_1(x, y, z) \text{ – трехмерное стационарное температурное поле;}$$

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\partial t}{\partial z} = 0 \rightarrow t = f_2(x, y) \text{ – двумерное стационарное температурное поле;}$$

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\partial t}{\partial z} = \frac{\partial t}{\partial y} = 0 \rightarrow t = f_3(x) \text{ – одномерное стационарное температурное поле.}$$

Изотермическая поверхность – геометрическое место точек, имеющих в данный момент времени одинаковую температуру. Изотермические поверхности могут заканчиваться на границах тела или замыкаться на самих себя, но никогда не пересекаются (см. рис. 1.1).

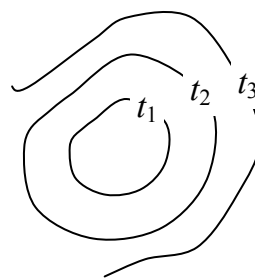


Рис. 1.1. Проекция изотермических поверхностей на плоскость

Температурный градиент – это вектор, направленный по нормали к изотермической поверхности в сторону возрастания температуры (рис. 1.2) и численно равный производной от температуры по этому направлению.

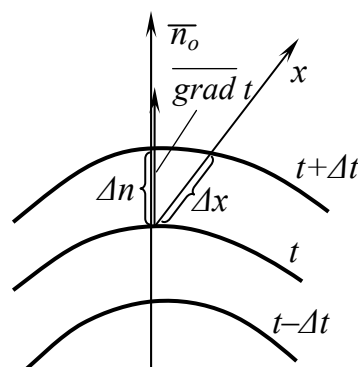


Рис. 1.2. Температурный градиент

$$\overline{\text{grad } t} = \lim_{\Delta n \rightarrow 0} \frac{\Delta t}{\Delta n} = \vec{n}_o \frac{\partial t}{\partial n}, \quad (1.2)$$

где \vec{n}_o – единичный вектор нормали.

$$|\text{grad } t| = [^\circ\text{C}/\text{м}].$$

Количество теплоты – это тепловая энергия, передаваемая от одного тела к другому в течение какого-то времени: $Q_\tau = [\text{Дж}, \text{кДж}, \text{ккал}]$.

Тепловой поток – это количество теплоты, передаваемое в единицу времени: $Q = [\text{Дж/с}] = [\text{Вт}] = [\text{ккал/ч}]$.

Плотность теплового потока (удельный тепловой поток) – это количество теплоты, проходящее в единицу времени через единицу поверхности: $q = [\text{Дж}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)] = [\text{Вт}/\text{м}^2]$.

Температурный напор – это разность температур между поверхностями тел или телом и теплоносителем, или между теплоносителями: $\Delta t = t_1 - t_2 [^\circ\text{C}]$.

1.1.3. Уравнение Фурье. Коэффициент теплопроводности

Для распространения теплоты в любом теле (или в пространстве) необходимо наличие разности температур в различных точках тела, т. е. при передаче теплоты теплопроводностью $\text{grad } t \neq 0$.

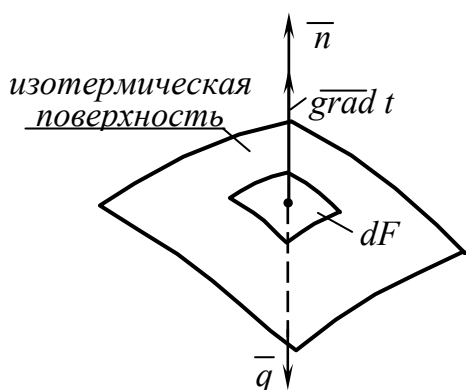


Рис. 1.3. Изотермическая поверхность

Согласно гипотезе Фурье количество теплоты dQ_τ , проходящее через элемент изотермической поверхности dF (рис. 1.3) за промежуток времени $d\tau$, пропорционально температурному градиенту:

$$dQ_\tau = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} dF d\tau, \quad (1.3)$$

$$dQ_\tau = q dF d\tau, \quad (1.4)$$

$$q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} = -\lambda \cdot \overline{\text{grad } t}. \quad (1.5)$$

Уравнение (1.5) называется *уравнением Фурье*, знак « \leftarrow » показывает, что направление удельного теплового потока противоположно направлению температурного градиента.

В уравнениях (1.3) и (1.5) λ – *коэффициент теплопроводности* – это тепловой поток, проходящий через единицу поверхности при единичном температурном градиенте. В этом состоит физический смысл коэффициента теплопроводности.

$$\lambda = \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} / \frac{^\circ\text{С}}{\text{м}} \right] = \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{С}} \right].$$

Чем больше значение λ , тем большей способностью проводить теплоту обладает тело. Коэффициент теплопроводности для данного тела не является величиной постоянной и зависит от физических свойств вещества, от температуры, от давления, влажности.

Как показывают опыты, для многих материалов зависимость λ от температуры может быть принята линейной:

$$\lambda = \lambda_0(1 + bt), \quad (1.6)$$

где λ_0 – коэффициент теплопроводности при 0°С , $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$; t – текущая температура, $^\circ\text{С}$; b – постоянная, зависящая от свойств материала, $1/^\circ\text{С}$.

Однако в технических расчетах значения λ обычно принимаются постоянными, равными среднеарифметическим в данных пределах изменения температуры. Для большинства материалов λ определяется опытным путем и для технических расчетов берется из справочных таблиц.

Для металлов $\lambda = 2,3 - 420 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$. С увеличением температуры коэффициент теплопроводности убывает. Это говорит о том, что холодный металл лучше проводит теплоту, чем нагретый.

Для газов с увеличением температуры теплопроводность улучшается, коэффициент теплопроводности газов не зависит от давления и находится в пределах $\lambda = 0,006 - 0,6 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$. Например, для водорода максимальное значение коэффициента теплопроводности составляет $\lambda = 0,2 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$, а для воздуха $\lambda = 0,025 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$. Графики изменения коэффициентов теплопроводности водорода и гелия в зависимости от температуры показаны на рис. 1.4.

Для большинства капельных жидкостей $\lambda = 0,09 - 0,7 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$ и с повышением температуры уменьшается (см. рис. 1.5). Вода является исключением, поскольку с ростом температуры от 0 до 127°С коэффициент λ возрастает, а при дальнейшем увеличении температуры убывает.

Коэффициенты теплопроводности строительных и теплоизоляционных материалов, имеющих пористую структуру, при повышении температуры возрастают по линейному закону и изменяются в пределах $\lambda = 0,02 - 3,0 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$.

Графики изменения коэффициентов теплопроводности для строительных и теплоизоляционных материалов показаны на рис. 1.6.

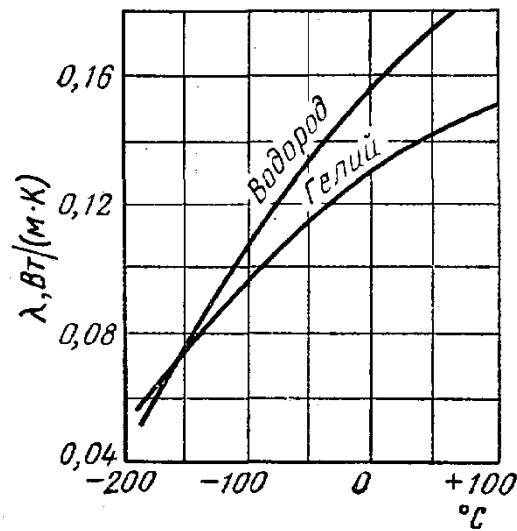


Рис. 1.4. Зависимости коэффициентов теплопроводности газов от температуры

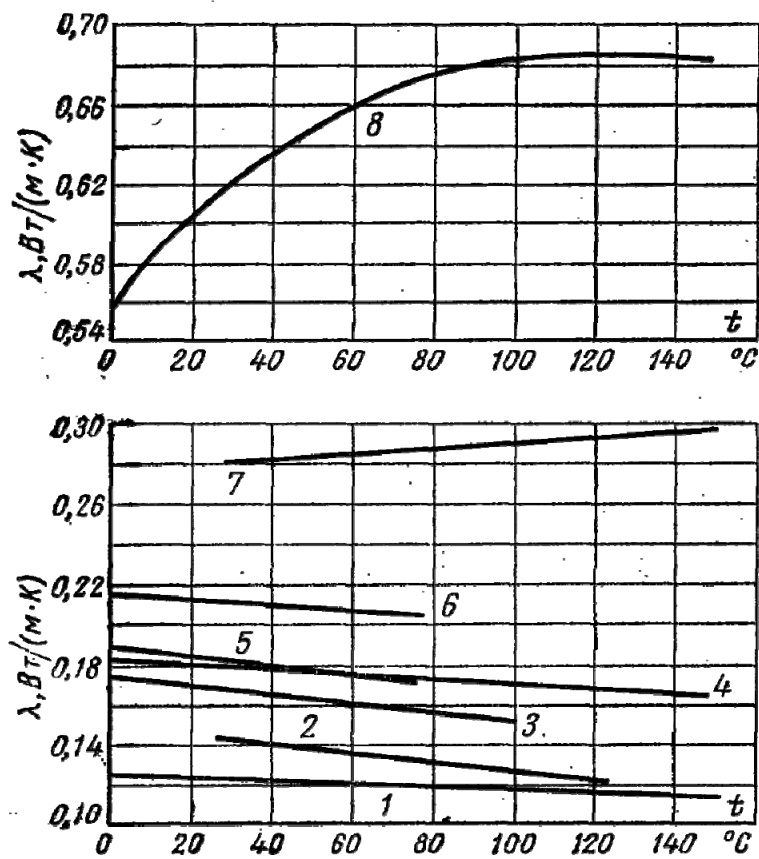
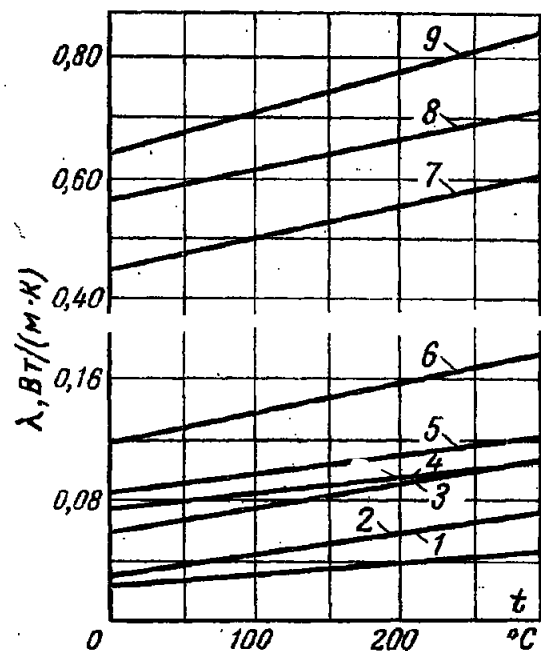


Рис. 1.5. Коэффициенты теплопроводности различных жидкостей:
 1 – вазелиновое масло; 2 – бензол; 3 – ацетон; 4 – касторовое масло; 5 – спирт этиловый; 6 – спирт метиловый; 7 – глицерин; 8 – вода

Для влажного материала λ выше, чем для сухого материала и воды, взятые в отдельности. Например, для сухого кирпича $\lambda = 0,35 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{С})$, для воды $\lambda = 0,58 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{С})$, а для влажного кирпича $\lambda = 1,05 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{С})$. Этот эффект может быть объяснен конвективным переносом теплоты, возникающим благодаря капиллярному движению воды внутри пористого материала, и частично тем, что адсорбированная капиллярно-пористыми телами вода отличается по своим физическим свойствам от свободной воды. Поэтому по отношению к таким телам λ правильнее называть эффективным коэффициентом теплопроводности, т. е. неким коэффициентом теплопроводности условного однородного тела с такими же свойствами проводить теплоту, как и пористое тело.

Рис. 1.6. Коэффициенты теплопроводности воздуха, строительных и теплоизоляционных материалов:

- 1 – воздух;
- 2 – минеральная вата;
- 3 – шлаковая вата;
- 4 – ньювель;
- 5 – совелит;
- 6 – диатомитовый кирпич;
- 7 – красный кирпич;
- 8 – шлакобетонный кирпич;
- 9 – шамотный кирпич



Материалы с низким коэффициентом теплопроводности $\lambda \leq 0,2 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{С})$, обычно применяются для тепловой изоляции различных поверхностей и называются *теплоизоляционными*.

1.1.4. Дифференциальное уравнение теплопроводности. Условия однозначности

Изучение любого физического процесса связано с установлением зависимости между величинами, характеризующими данный процесс. Для сложных процессов, к которым относится передача теплоты теплопроводностью, при установлении зависимости между величинами удобно воспользоваться методами

математической физики, которая рассматривает протекание процесса в элементарном объеме вещества в течение бесконечно малого отрезка времени.

При выводе дифференциального уравнения теплопроводности пренебрегают изменением некоторых величин и принимают следующие допущения:

- коэффициент теплопроводности $\lambda = \text{const}$, удельная теплоемкость тела $c = \text{const}$, плотность тела $\rho = \text{const}$;
- внутренние источники теплоты отсутствуют;
- тело однородно и изотропно;
- соблюдается закон сохранения энергии: разность между количеством теплоты, вошедшим в элементарный объем за время $d\tau$ и вышедшим из него за это же время, расходуется на изменение внутренней энергии рассматриваемого объема.

Выделим в теле элементарный параллелепипед с ребрами dx , dy , dz (см. рис. 1.7). Температуры его граней различны, поэтому через них будет проходить теплота в направлении осей X , Y , Z .

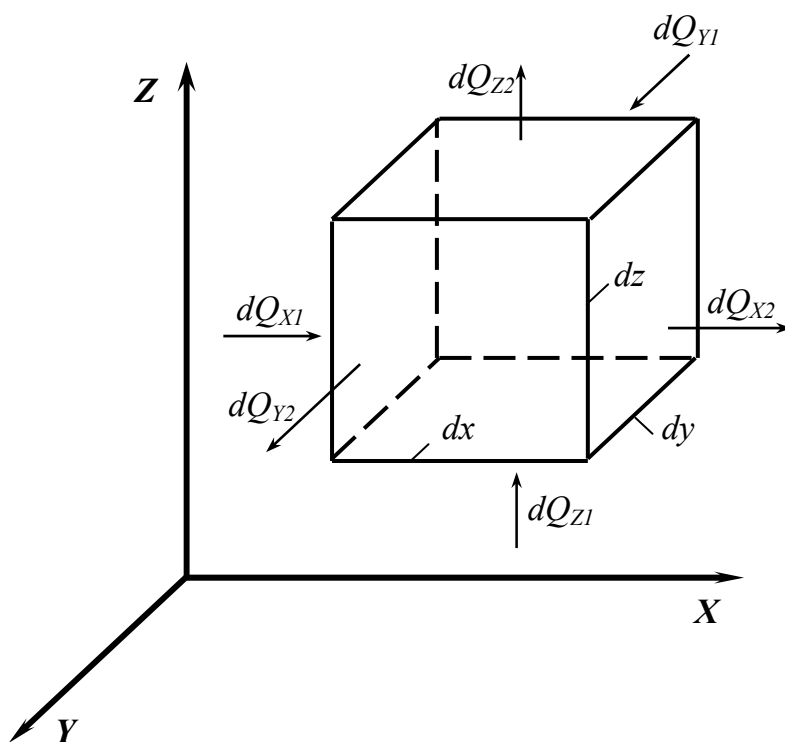


Рис. 1.7. Элементарный параллелепипед

Через площадку $dx dy$ за время $d\tau$, согласно закону Фурье, проходит следующее количество теплоты:

$$dQ_{Z1} = -\lambda dx dy d\tau \frac{\partial t}{\partial z} . \quad (1.7)$$

Через противоположную грань на расстоянии dz отводится количество теплоты, определяемое из выражения:

$$dQ_{Z2} = -\lambda dx dy d\tau \frac{\partial}{\partial z} \left(t + \frac{\partial t}{\partial z} dz \right) , \quad (1.8)$$

где $\left(t + \frac{\partial t}{\partial z} dz \right)$ – температура второй грани; $\frac{\partial t}{\partial z} dz$ – изменение температуры в направлении оси Z .

Уравнение (1.8) можно записать как

$$dQ_{Z2} = -\lambda dx dy d\tau \frac{\partial t}{\partial z} - \lambda dx dy dz d\tau \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} . \quad (1.9)$$

Приращение внутренней энергии в параллелепипеде в направлении оси Z будет равно:

$$dQ_Z = dQ_{Z1} - dQ_{Z2} = \lambda dx dy dz d\tau \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} . \quad (1.10)$$

Для осей X и Y приращение внутренней энергии запишется аналогично:

$$dQ_X = dQ_{X1} - dQ_{X2} = \lambda dx dy dz d\tau \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} , \quad (1.11)$$

$$dQ_Y = dQ_{Y1} - dQ_{Y2} = \lambda dx dy dz d\tau \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} . \quad (1.12)$$

Полное приращение энергии в выделенном объеме равно

$$dQ = dQ_X + dQ_Y + dQ_Z = \lambda dx dy dz d\tau \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) . \quad (1.13)$$

С другой стороны, согласно закону сохранения энергии, можно записать:

$$dQ = dx dy dz \cdot \rho \cdot c \frac{\partial t}{\partial \tau} d\tau , \quad (1.14)$$

где $dx dy dz$ – объем параллелепипеда; ρ – плотность тела; c – удельная теплоемкость; $(\partial t / \partial \tau) d\tau$ – изменение температуры во времени.

Левые и правые части уравнений (1.13) и (1.14) равны, поэтому

$$\lambda dx dy dz d\tau \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) = dx dy dz \cdot \rho \cdot c \frac{\partial t}{\partial \tau} d\tau, \quad (1.15)$$

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{c\rho} \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right). \quad (1.16)$$

Уравнение (1.16) называется *дифференциальным уравнением теплопроводности*, или *дифференциальным уравнением Фурье* для трехмерного нестационарного температурного поля при отсутствии внутренних источников теплоты. Это уравнение устанавливает связь между пространственными и временными изменениями температуры в любой точке поля и является основным при изучении теплопроводности.

Для упрощения записи уравнения (1.16) вводят следующие обозначения:

$$\frac{\lambda}{c\rho} = a \text{ – коэффициент температуропроводности, м}^2/\text{с};$$

$$\left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) = \nabla^2 t \text{ – оператор Лапласа.}$$

Коэффициент температуропроводности a , м²/с, характеризует скорость изменения температуры и является мерой теплоинерционных свойств тела.

Таким образом, уравнение (1.16) можно записать в более компактном виде

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \nabla^2 t. \quad (1.17)$$

Дифференциальное уравнение теплопроводности с источниками теплоты внутри тела будет иметь вид

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) + \frac{q_V}{c\rho}, \quad (1.18)$$

где q_V – количество теплоты, выделяемой в единице объема вещества в единицу времени, Вт/м³.

Дифференциальное уравнение (1.16) описывает явление теплопроводности в самом общем виде, т. е. описывает целый класс явлений. Для того чтобы из этого класса выделить конкретный процесс и дать его полное математическое описание, к дифференциальному уравнению необходимо присоединить матема-

тическое описание частных особенностей процесса. Эти частные особенности называются *условиями однозначности*, или краевыми условиями.

Условия однозначности включают:

1. *Геометрические условия* – задают форму и линейные размеры тела, в котором протекает процесс.

2. *Физические условия* – задают физические параметры тела (λ , c , ρ и пр.), также может быть задан закон распространения внутренних источников теплоты.

3. *Начальные условия* (для нестационарных процессов) – задают закон распределения температуры внутри тела в начальный момент времени:

$$t_{\tau=0} = f(x, y, z) . \quad (1.19)$$

При равномерном распределении температуры $\tau = 0$, поэтому начальные условия упрощаются $t = t_0 = const$.

4. *Граничные условия* – задают распределение физических параметров на поверхности тела для каждого момента времени.

Граничные условия бывают I, II и III рода. Граничные условия I рода задают распределение температуры на поверхности тела для каждого момента времени:

$$t_n = f(x, y, z, \tau), \quad (1.20)$$

где t_n – температура поверхности тела.

Граничные условия II рода задают значение теплового потока для каждой точки поверхности тела и любого момента времени:

$$q_n = f(x, y, z, \tau) , \quad (1.21)$$

где q_n – плотность теплового потока на поверхности тела.

В простейшем случае плотность теплового потока по поверхности и во времени остается постоянной $q = q_0 = const$, такой случай теплообмена имеет место при нагреве металлических изделий в высокотемпературных печах.

Граничные условия III рода задают температуру окружающей среды $t_{жс}$ и закон теплообмена между поверхностью тела и окружающей средой.

Процесс теплообмена между поверхностью тела и окружающей средой называется *теплоотдачей*. Теплоотдача является очень сложным процессом и за-

висит от большого количества параметров. Подробнее вопрос о теплоотдаче рассмотрен в п. 1.3.

Граничные условия III рода можно записать в виде

$$\left(\frac{\partial t}{\partial n}\right)_c = -\frac{\alpha}{\lambda}(t_c - t_{жк}), \quad (1.22)$$

где $\left(\frac{\partial t}{\partial n}\right)_c$ – температурный градиент на поверхности тела, $м/°С$; t_c – температура поверхности тела, $°С$; α – коэффициент теплоотдачи, $Вт/(м^2 \cdot °С)$.

Таким образом, решение дифференциального уравнения теплопроводности при заданных условиях однозначности позволяет определить температурное поле во всем объеме тела для любого момента времени, т. е. найти функцию $t = f(x, y, z, \tau)$.

1.1.5. Контрольные вопросы

1. Что изучает наука «Тепломассообмен»?
2. Какие элементарные способы переноса теплоты существуют?
3. Какова физическая сущность передачи теплоты при теплопроводности?
4. С помощью чего осуществляется теплообмен при конвекции?
5. С помощью чего осуществляется лучистый теплообмен?
6. Что такое температурное поле?
7. Что такое температурный градиент?
8. Как записывается уравнение Фурье?
9. Что такое тепловой поток и плотность теплового потока?
10. Как определяется температурный напор?
11. Что такое коэффициент теплопроводности, в каких единицах он измеряется?
12. Какие зависимости коэффициента теплопроводности от температуры для различных веществ Вам известны?
13. Запишите дифференциальное уравнение теплопроводности для трехмерного нестационарного температурного поля.
14. Что такое условия однозначности, как они подразделяются?
15. Что такое начальные условия, для каких процессов они необходимы?

16. Что такое граничные условия, скольких родов они бывают и что характеризуют?

1.2. Теплопроводность при стационарном и нестационарном режимах

1.2.1. Теплопроводность при стационарном режиме

1.2.1.1. Теплопроводность через однослойную плоскую стенку

Рассмотрим однослойную плоскую стенку, длина и ширина которой бесконечно велики по сравнению с толщиной δ , одинаковой по всей высоте (рис. 1.8). Температуры на поверхностях стенки t_1 и t_2 поддерживаются постоянными, т. е. поверхности являются изотермическими. Температура меняется только в направлении, перпендикулярном плоскости стенки, которое мы принимаем за ось X .

При стационарном тепловом режиме температура в любой точке тела неизменна и не зависит от времени, т. е. $\partial t / \partial \tau = 0$. Тогда дифференциальное уравнение теплопроводности примет вид

$$\left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) = 0. \quad (1.23)$$

Так температура изменяется только в направлении оси X , тогда

$$\frac{\partial^2 t}{\partial y^2} = \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} = 0, \quad (1.24)$$

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = 0. \quad (1.25)$$

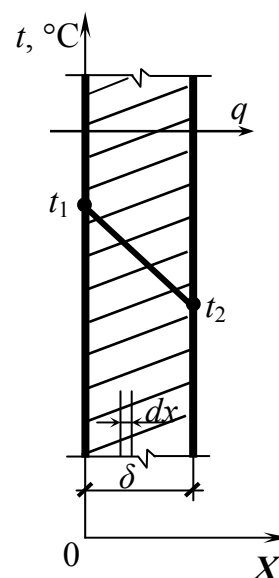


Рис. 1.8. Однослойная плоская стенка

Проинтегрировав дважды уравнение (1.25) по x , получим

$$\frac{\partial t}{\partial x} = \text{const} = A, \quad (1.26)$$

$$t = Ax + B, \quad (1.27)$$

где A, B – постоянные.

Зависимость (1.27) является уравнением прямой линии, т. е. при постоянном коэффициенте теплопроводности закон изменения температуры в однослойной плоской стенке будет линейным.

Добавим к уравнению (1.27) граничные условия:

1) при $x = 0$ $t = t_1$, следовательно, подставив в уравнение (1.27), получим $B = t_1$;

2) при $x = \delta$ $t = t_2$, следовательно, подставив в уравнение (1.27), получим $A\delta + t_1 = t_2$.

Отсюда можно выразить постоянную А:

$$A = \frac{t_2 - t_1}{\delta} = \frac{\partial t}{\partial x} . \quad (1.28)$$

Подставив значение градиента температуры в уравнение Фурье, найдем плотность теплового потока q , Вт/м²

$$q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial x} = -\lambda \frac{(t_2 - t_1)}{\delta} , \quad (1.29)$$

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_1 - t_2) . \quad (1.30)$$

Уравнение (1.30) является уравнением теплопроводности для однослойной плоской стенки.

Зная удельный тепловой поток, можно вычислить общее количество теплоты Q_τ , Дж, которое передается через плоскую стенку с площадью поверхности F за время τ

$$Q_\tau = \frac{\lambda}{\delta} (t_1 - t_2) F \tau . \quad (1.31)$$

В уравнениях (1.30) и (1.31) отношение λ/δ называется *тепловой проводимостью стенки*, а обратная величина $\delta/\lambda = R$, (м²·°С)/Вт, называется *тепловым*, или *термическим сопротивлением стенки*. Термическое сопротивление показывает величину падения температуры при прохождении через стенку удельного теплового потока, равного единице.

1.2.1.2. Теплопроводность через многослойную плоскую стенку

На практике часто встречаются плоские стенки, состоящие из нескольких плоских слоев, выполненных из различных материалов. Для многослойной плоской стенки формулу теплопроводности можно вывести из уравнения теплопроводности для каждого отдельного слоя, считая, что тепловой поток, проходящий через эти слои, один и тот же.

Рассмотрим трехслойную плоскую стенку, толщины слоев которой равны $\delta_1, \delta_2, \delta_3$, а коэффициенты теплопроводности слоев равны $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ (см. рис. 1.9).

Для каждого слоя можно записать уравнение Фурье как для однослойной плоской стенки

$$\begin{cases} q = \frac{\lambda_1}{\delta_1}(t_1 - t_2) \\ q = \frac{\lambda_2}{\delta_2}(t_2 - t_3), \\ q = \frac{\lambda_3}{\delta_3}(t_3 - t_4) \end{cases} \quad (1.32)$$

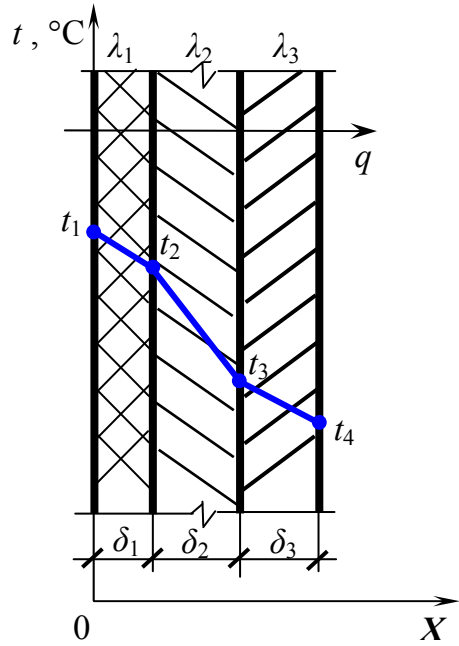


Рис. 1.9. Трехслойная плоская стенка

Решаем эту систему относительно разности температур:

$$\begin{cases} \frac{\delta_1}{\lambda_1} q = t_1 - t_2 \\ \frac{\delta_2}{\lambda_2} q = t_2 - t_3, \\ \frac{\delta_3}{\lambda_3} q = t_3 - t_4 \end{cases} \quad (1.33)$$

$$q \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right) = t_1 - t_4. \quad (1.34)$$

В результате получим уравнение теплопроводности для трехслойной плоской стенки:

$$q = \frac{t_1 - t_4}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}}. \quad (1.35)$$

Величина, стоящая в знаменателе уравнения (1.35), представляет собой *термическое сопротивление* многослойной плоской стенки R_λ

$$R_\lambda = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}. \quad (1.36)$$

Тогда уравнение (1.35) можно переписать в виде

$$q = \frac{t_1 - t_4}{R_\lambda}. \quad (1.37)$$

Неизвестные температуры t_2 и t_3 можно определить из условия постоянства теплового потока $q = \text{const}$:

$$q = \frac{t_1 - t_4}{R_\lambda} = \frac{t_1 - t_2}{R_1} \rightarrow t_2 = t_1 - \frac{R_1}{R_\lambda}(t_1 - t_4). \quad (1.38)$$

Для плоской стенки, имеющей n слоев, уравнение (1.35) примет вид

$$q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}}, \quad (1.39)$$

где δ_i и λ_i – толщина и коэффициент теплопроводности i -го слоя.

1.2.1.3. Теплопроводность через однослойную цилиндрическую стенку

Рассмотрим однослойную цилиндрическую стенку длиной l , с внутренним радиусом r_1 и наружным радиусом r_2 (рис. 1.10). Поверхности трубы поддерживаются при постоянных температурах t_1 и t_2 . Температура меняется только в направлении радиуса.

Выделим внутри стенки тонкий кольцевой слой радиусом r и толщиной dr , тогда можно принять этот элементарный слой как плоскую стенку. По закону Фурье для плоской стенки можно записать следующее уравнение

$$Q = -\lambda \frac{dt}{dr} F = -\lambda \frac{dt}{dr} 2\pi r l. \quad (1.40)$$

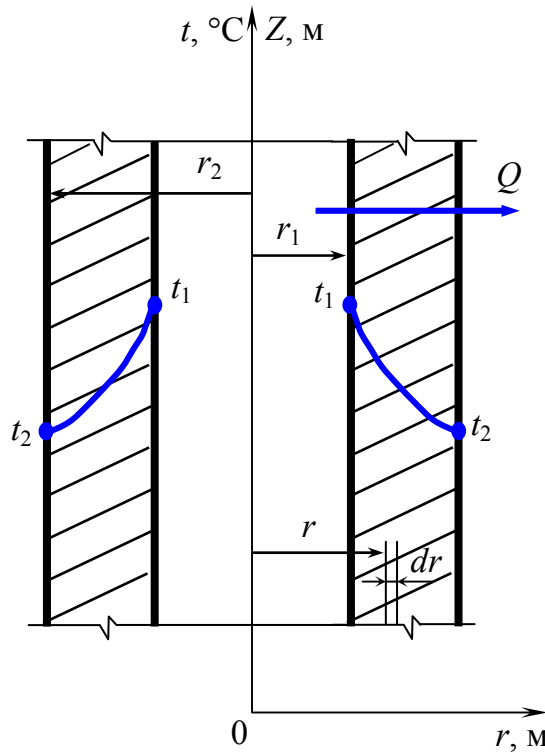


Рис. 1.10. Однослойная цилиндрическая стенка

Разделяя переменные, получим

$$dt = -\frac{Q}{2\pi\lambda} \cdot \frac{dr}{r} . \quad (1.41)$$

Интегрируя уравнение (1.41) в пределах от t_1 до t_2 и от r_1 до r_2 при $\lambda = \text{const}$, получим

$$\int_{t_1}^{t_2} dt = -\frac{Q}{2\pi\lambda} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r} , \quad (1.42)$$

$$t_1 - t_2 = \frac{Q}{2\pi\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1} , \quad (1.43)$$

$$Q = \frac{2\pi\lambda(t_1 - t_2)}{\ln \frac{r_2}{r_1}} . \quad (1.44)$$

Из уравнения (1.43) следует, что внутри цилиндрической стенки температура изменяется по логарифмической кривой.

Поскольку $r_1/r_2 = d_1/d_2$, то уравнение (1.44) можно переписать в виде

$$Q = \frac{2\pi\lambda l(t_1 - t_2)}{\ln \frac{d_2}{d_1}} \quad (1.45)$$

Уравнения (1.44) и (1.45) являются выражением закона Фурье для однослойной цилиндрической стенки.

1.2.1.4. Теплопроводность через многослойную цилиндрическую стенку

Предположим, что цилиндрическая стенка состоит из трех плотно прилегающих друг к другу слоев (рис. 1.11). Температура внутренней поверхности стенки t_1 , а наружной t_4 . Коэффициенты теплопроводности слоев стенки различны и равны $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$. Диаметры слоев равны соответственно d_1, d_2, d_3, d_4 .

Температура каждого слоя изменяется по логарифмической кривой, а общее изменение температуры происходит по ломаной логарифмической кривой.

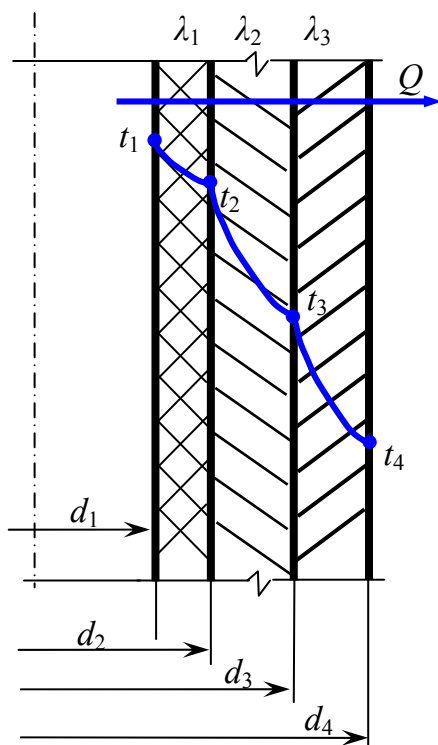


Рис. 1.11. Трехслойная цилиндрическая стенка

При стационарном температурном режиме тепловой поток Q , проходящий через все слои, одинаков. Значения удельных тепловых потоков изнутри $q_{вн}$ и снаружи $q_{н}$ будут различны, т. к. внутренняя и внешняя поверхности трубы будут различны. Для каждого слоя полный тепловой поток будет равен:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q = \frac{2\pi\lambda_1 l(t_1 - t_2)}{\ln \frac{d_2}{d_1}} \\ Q = \frac{2\pi\lambda_2 l(t_2 - t_3)}{\ln \frac{d_3}{d_2}} \\ Q = \frac{2\pi\lambda_3 l(t_3 - t_4)}{\ln \frac{d_4}{d_3}} \end{array} \right. \quad (1.46)$$

Рассуждая также как в случае с многослойной плоской стенкой, решаем эти уравнения относительно разности температур и почленно складываем. В результате получим

$$t_1 - t_4 = \frac{Q}{2\pi l} \left(\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3} \right), \quad (1.47)$$

$$Q = \frac{2\pi l(t_1 - t_4)}{\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}}. \quad (1.48)$$

Формула (1.48) представляет собой уравнение теплопроводности для трехслойной цилиндрической стенки.

Для многослойной цилиндрической стенки, имеющей n слоев, уравнение (1.48) можно записать в виде

$$Q = \frac{2\pi l(t_1 - t_{n+1})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}}, \quad (1.49)$$

где λ_i – коэффициент теплопроводности i -го слоя; d_i, d_{i+1} – внутренний и наружный диаметры i -го слоя.

1.2.1.5. Теплопроводность через шаровую стенку

Рассмотрим полый шар, внутренняя и внешняя поверхности которого имеют радиусы r_1 и r_2 , соответственно. Источник тепла находится внутри шара. Поверхности шара поддерживаются при постоянных температурах t_1 и t_2 , причем температура изменяется только в направлении радиуса (рис. 1.12).

Рассуждаем так же, как в случае однослойной цилиндрической стенки. Выделим внутри шара элементарный шаровой слой. Тепловой поток, проходящий через шаровой слой радиусом r и толщиной dr , находим из уравнения Фурье:

$$Q = -\lambda \frac{dt}{dr} F = -\lambda \frac{dt}{dr} 4\pi r^2. \quad (1.50)$$

Разделяя переменные, получим

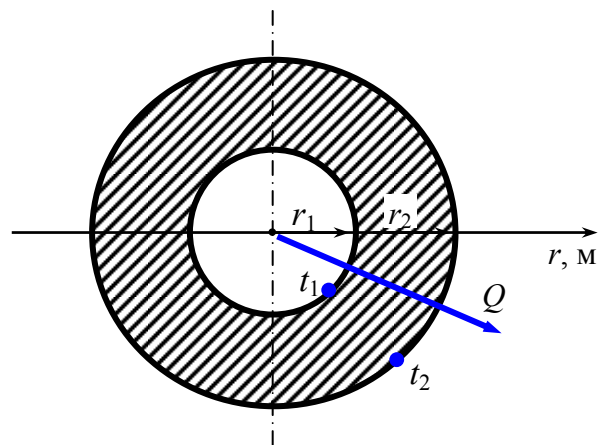


Рис. 1.12. Полый шар

$$dt = -\frac{Q}{4\pi\lambda} \cdot \frac{dr}{r^2} . \quad (1.51)$$

Интегрируя уравнение (1.51) по t и по r , постоянные интегрирования определяем из граничных условий: при $r = r_1$ $t = t_1$, а при $r = r_2$ $t = t_2$.

В результате получим выражение

$$Q = \frac{4\pi\lambda(t_1 - t_2)}{\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}} = \frac{2\pi\lambda(t_1 - t_2)}{\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2}} . \quad (1.52)$$

Уравнение (1.52) является уравнением теплопроводности для однослойной шаровой стенки. Из этого уравнения видно, что температура в шаровом слое будет изменяться по гиперболической кривой.

1.2.2. Теплопроводность при нестационарном режиме

1.2.2.1. Общие закономерности нестационарных процессов

В этом пункте рассматриваются процессы переноса теплоты за счет теплопроводности при отсутствии внутренних источников теплоты, когда температура системы изменяется не только от точки к точке, но и с течением времени. Такие процессы теплопроводности, когда поле температуры в теле изменяется не только в пространстве, но и во времени, называют *нестационарными*. Они имеют место при нагревании (охлаждении) различных заготовок и изделий, производстве стекла, обжиге кирпича, вулканизации резины, пуске и останове различных теплообменных устройств, энергетических агрегатов и т. д.

Среди практических задач нестационарной теплопроводности важнейшее значение имеют две группы процессов: а) тело стремится к тепловому равновесию; б) температура тела претерпевает периодические изменения.

К первой группе относятся процессы прогрева или охлаждения тел, помещенных в среду с заданным тепловым состоянием, например, прогрев болванки в печи, охлаждение металлических брусков и чушек, охлаждение закаливаемой детали и т. п.

Ко второй группе относятся процессы в периодически действующих подогревателях, например, тепловой процесс регенераторов, насадка которых то нагревается дымовым газами, то охлаждается воздухом.

На рис. 1.13 показан характер кривых, полученных при нагревании однородного твердого тела в среде с постоянной температурой $t_{o.c.}$. По мере нагрева температура в каждой точке асимптотически приближается к температуре нагревающей среды. Наиболее быстро изменяется температура точек, лежащих вблизи поверхности тела $t_{нов.}$. С увеличением времени прогрева эта разность будет уменьшаться, и теоретически через достаточно большой отрезок времени она будет равна нулю.

В условиях передачи теплоты через стенку при внезапном изменении температуры одного из теплоносителей не вся теплота будет передаваться через стенку: часть ее уйдет на изменение внутренней энергии самой стенки (ее температуры), и только при наступлении стационарного процесса вся теплота будет передаваться через стенку от одной жидкости к другой.

Приведенные примеры указывают на то, что нестационарные тепловые процессы всегда связаны с изменением внутренней энергии, или энтальпии, вещества.

Передачу теплоты при нестационарном режиме можно определить, если найти закономерности изменения температурного поля и теплового потока в пространстве и во времени:

$$\begin{cases} t = f_1(x, y, z, \tau) \\ Q = f_2(x, y, z, \tau) \end{cases} \quad (1.53)$$

Эти зависимости могут быть найдены из дифференциального уравнения теплопроводности

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right). \quad (1.54)$$

Уравнение (1.54) необходимо дополнить условиями однозначности в виде:

1. Геометрических условий – задают форму и размеры рассматриваемого тела $l_0, l_1, l_2, \dots, l_n$.

2. Физических условий – коэффициент теплопроводности стенки тела $\lambda_{cm} = \text{const}$, теплоемкость тела $c = \text{const}$, плотность $\rho = \text{const}$.

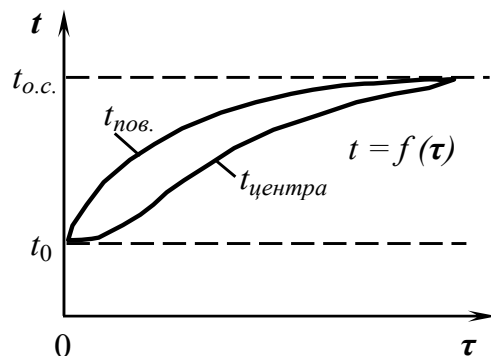


Рис. 1.13. Характер изменения температуры тела во времени

3. Начальных условий – температура рассматриваемого тела в начальный момент времени при $\tau = 0$ распределена равномерно, т. е. $t_0 = \text{const}$.

4. Граничных условий III рода – задают закон теплообмена между поверхностью тела и окружающей средой в виде следующего уравнения:

$$\left(\frac{\partial t}{\partial n}\right)_{нов.} = -\frac{\alpha}{\lambda_{cm}}(t_{нов.} - t_{o.c.}), \quad (1.55)$$

где $\left(\frac{\partial t}{\partial n}\right)_{нов.}$ – температурный градиент по поверхности тела; α – коэффициент теплоотдачи между поверхностью тела и окружающей средой, Вт/(м²·°С); $t_{нов.}$, $t_{o.c.}$ – температуры поверхности тела и окружающей среды, °С.

Решение дифференциального уравнения теплопроводности (1.54) совместно с условиями однозначности дает уравнение температурного поля следующего вида:

$$t = f(\alpha, \lambda_{cm}, a, \tau, x, y, z, t_0, t_{o.c.}, l_0, l_1, l_2, \dots, l_n). \quad (1.56)$$

Из зависимости (1.56) видно, что температура зависит от большого числа переменных и постоянных параметров. При анализе уравнения (1.56) оказывается, что переменные можно сгруппировать в безразмерные комплексы:

$\frac{\alpha l}{\lambda_{cm}} = Bi$ – критерий Био (характеризует неравномерность температурного поля);

$\frac{a\tau}{l^2} = Fo$ – критерий Фурье (характеризует нестационарность процессов);

x/l – безразмерная координата;

$\frac{t - t_{o.c.}}{t_0 - t_{o.c.}} = \theta$ – безразмерная температура;

Q_τ/Q_0 – безразмерное количество теплоты (Q_τ – количество теплоты, переданное телу или телом за время τ , Q_0 – начальная внутренняя энергия тела).

Если ввести безразмерные комплексы в исходные зависимости (1.53), то получим

$$\begin{cases} \frac{\theta}{\theta_0} = f_1(Fo, Bi, \frac{x}{l}) \\ \frac{Q_\tau}{Q_0} = f_2(Fo, Bi) \end{cases} \quad (1.57)$$

Решение данных уравнений представляет собой довольно сложную математическую задачу. Подробные решения трех простейших задач нестационарной теплопроводности для неограниченной пластины, цилиндра бесконечной длины и шара приводятся в специальных курсах по теплообмену [1–4]. В пп. 1.2.2.2. настоящего пособия приведем готовые расчетные зависимости для случая охлаждения *неограниченной пластины*. Изучив метод решения задачи для пластины, можно понять принцип решения задач и для тел другой геометрической конфигурации.

1.2.2.2. Охлаждение неограниченной пластины при нестационарном режиме

Рассмотрим охлаждение плоскопараллельной пластины толщиной 2δ (характерный размер $l = \delta$). Размеры пластины в направлении осей Y и Z бесконечно велики (рис. 1.14). С обеих сторон пластина омывается жидкостью с температурой $t_{o.c.}$, причем коэффициент теплоотдачи α для обеих поверхностей имеет одинаковое и постоянное значение.

В начальный момент времени при $\tau = 0$ пластина имеет во всех своих точках постоянную температуру $t_0 = \text{const}$, поэтому избыточная температура $\theta_0 = t_0 - t_{o.c.}$ будет также постоянной для всех точек тела. Кроме того, заданы коэффициент теплопроводности λ_{cm} , плотность тела ρ и его теплоемкость C , величины которых полагаются постоянными.

Так как пластина безгранична как по высоте, так и по ширине, то дифференциальное уравнение принимает вид

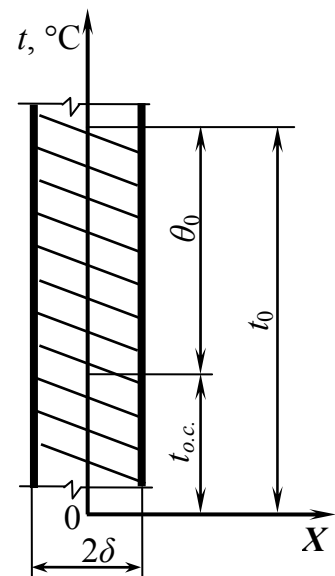


Рис. 1.14. Неограниченная пластина

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2}. \quad (1.58)$$

Начальное условие при $\tau = 0$ $\theta = \theta_0$.

Граничное условие при $x = \pm \delta$

$$\left(\frac{\partial \theta}{\partial x} \right)_{x=\pm \delta} = \pm \frac{\alpha \theta_n}{\lambda_{cm}}, \quad (1.59)$$

где θ_n – избыточная температура поверхности пластины.

Для аналитического решения уравнения (1.58) совместно с условиями однозначности используют метод разделения переменных. Решение ищется в виде произведения двух функций, из которых одна является функцией только τ , а другая – только x :

$$\theta = \theta(x, \tau) = \varphi(\tau) \cdot \psi(x). \quad (1.60)$$

После подстановки выражения (1.60) в дифференциальное уравнение (1.58) получим

$$\frac{\partial \varphi(\tau)}{\partial \tau} \psi(x) = a \frac{\partial^2 \psi(x)}{\partial x^2} \varphi(\tau) \quad \text{или} \quad \varphi'(\tau) \cdot \psi(x) = a \cdot \psi''(x) \cdot \varphi(\tau). \quad (1.61)$$

В последнем уравнении переменные легко разделяются, и его можно записать следующим образом:

$$\frac{\varphi'(\tau)}{\varphi(\tau)} = a \cdot \frac{\psi''(x)}{\psi(x)}. \quad (1.62)$$

Решение дифференциального уравнения (1.62) может быть представлено в виде

$$\Theta_{x,\tau} = \frac{\theta}{\theta_0} = \sum_{i=1}^n \frac{2 \sin \mu_i}{\mu_i + \sin \mu_i \cos \mu_i} \cos \left(\mu_i \frac{x}{l} \right) \cdot e^{-\mu_i^2 Fo}, \quad (1.63)$$

где μ_i – промежуточная переменная, которая находится из уравнения

$$ctg \mu - \frac{\mu}{Bi} = 0. \quad (1.64)$$

Из анализа уравнения (1.64) следует, что при каждом значении числа Bi существует бесконечное множество решений. Наиболее просто уравнение (1.64) можно решить графическим способом.

Обозначим левую часть уравнения (1.64) через $y_1 = \operatorname{ctg} \mu$, а правую – через $y_2 = \mu / Bi$. Пересечение котангенсоиды y_1 с прямой y_2 дает нам значение корней характеристического уравнения, т. е. μ_i (см. рис. 1.15).

Из рис. 1.15 следует, что мы имеем бесконечное множество значений величины μ_i , причем каждое последующее значение больше предыдущего $\mu_1 < \mu_2 < \mu_3 < \dots < \mu_i < \dots$.

Таким образом, уравнение температурного поля (1.63) удовлетворяет исходному уравнению теплопроводности (1.58) при любом значении μ_i .

С одной стороны, из физических соображений ясно, что температура не может иметь множество значений в определенной точке в данный момент времени. С другой стороны, не ясно, какое значение μ_i нужно выбрать.

Известно, что если частные решения линейного дифференциального уравнения сложить, то полученная сумма также будет решением этого дифференциального уравнения. Следовательно, значения μ_i нужно использовать в совокупности, поэтому в формуле (1.63) присутствует знак суммы. В инженерных расчетах можно ограничиться первыми тремя-четырьмя значениями μ_i .

Важно отметить, что каждому значению числа Bi отвечает своя совокупность корней уравнения (1.64). Первые четыре корня уравнения (1.64) приведены в табл. 1.1 для различных значений числа Bi .

При $Bi \rightarrow \infty$ прямая $y_2 = \mu / Bi$ совпадает с осью абсцисс, и корни уравнения будут равны: $\mu_1 = \frac{\pi}{2}$; $\mu_2 = \frac{3}{2}\pi$; ...; $\mu_n = (2n - 1)\frac{\pi}{2}$.

При $Bi \rightarrow 0$ прямая $y_2 = \mu / Bi$ совпадает с осью ординат, и тангенс угла наклона прямой стремится к бесконечности, при этом корни уравнения (1.64) будут равны: $\mu_1 = 0$; $\mu_2 = \pi$; $\mu_3 = 2\pi$; ...; $\mu_n = (n - 1)\pi$.

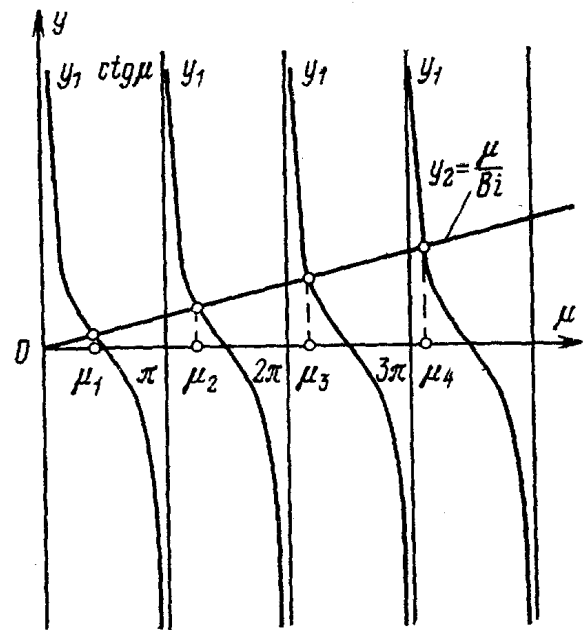


Рис. 1.15. Графики функций y_1 и y_2

Таблица 1.1

Значения μ_i для неограниченной пластины

Bi	μ_1	μ_2	μ_3	μ_4	Bi	μ_1	μ_2	μ_3	μ_4
0	0,0000	3,1416	6,2832	9,4248	1,0	0,8603	3,4256	6,4373	9,5293
0,001	0,0316	3,1419	6,2833	9,4249	1,5	0,9882	3,5422	6,5097	9,5801
0,002	0,0447	3,1422	6,2835	9,4250	2,0	1,0769	3,6436	6,5783	9,6296
0,004	0,0632	3,1429	6,2838	9,4252	3,0	1,1925	3,8088	6,7040	9,7240
0,006	0,0774	3,1435	6,2841	9,4254	4,0	1,2646	3,9352	6,8140	9,8119
0,008	0,0893	3,1441	6,2845	9,4256	5,0	1,3138	4,0336	6,9096	9,8928
0,01	0,0998	3,1448	6,2848	9,4258	6,0	1,3496	4,1116	6,9924	9,9667
0,02	0,1410	3,1479	6,2864	9,4269	7,0	1,3766	4,1746	7,0640	10,0339
0,04	0,1987	3,1543	6,2895	9,4290	8,0	1,3978	4,2264	7,1263	10,0949
0,06	0,2425	3,1606	6,2927	9,4311	9,0	1,4149	4,2694	7,1806	10,1502
0,08	0,2791	3,1668	6,2959	9,4333	10,0	1,4289	4,3058	7,2281	10,2003
0,1	0,3111	3,1731	6,2991	9,4354	15,0	1,4729	4,4255	7,3959	10,3898
0,2	0,4328	3,2039	6,3148	9,4459	20,0	1,4961	4,4915	7,4954	10,5117
0,3	0,5218	3,2341	6,3305	9,4565	30,0	1,5202	4,5615	7,6057	10,6543
0,4	0,5932	3,2636	6,3461	9,4670	40,0	1,5325	4,5979	7,6647	10,7334
0,5	0,6533	3,2923	6,3616	9,4775	50,0	1,5400	4,6202	7,7012	10,7832
0,6	0,7051	3,2304	6,3770	9,4879	60,0	1,5451	4,6353	7,7259	10,8172
0,7	0,7506	3,3477	6,3923	9,4983	80,0	1,5514	4,6543	7,7573	10,8606
0,8	0,7910	3,3744	6,4074	9,5087	100,0	1,5552	4,6658	7,7764	10,8871
0,9	0,8274	3,4003	6,4224	9,5190	∞	1,5708	4,7124	7,8540	10,9956

В результате методика решения задачи теплопроводности при нестационарном режиме сводится к следующему. Сначала вычисляют значения критериев Bi и Fo , затем по табл. 1.1 определяют значения μ_i и по формуле (1.63) рассчитывают отношение $\Theta = \theta / \theta_0$, из которого определяют искомую температуру t .

1.2.2.3. Частные случаи распределения температурного поля внутри неограниченной пластины

Рассмотрим частные случаи распределения температурного поля внутри неограниченной пластины.

1. Очень большие значения числа Bi . Если $Bi \rightarrow \infty$, то температура поверхности пластины сразу становится равной температуре окружающей среды, в которую помещена пластина (см. рис. 1.16 а). В этом случае при заданных физических параметрах и толщине пластины коэффициент теплоотдачи $\alpha \rightarrow \infty$, т. е. имеет место большая интенсивность отвода теплоты от поверхности, поэтому процесс охлаждения определяется главным образом физическими свойствами и размерами тела.

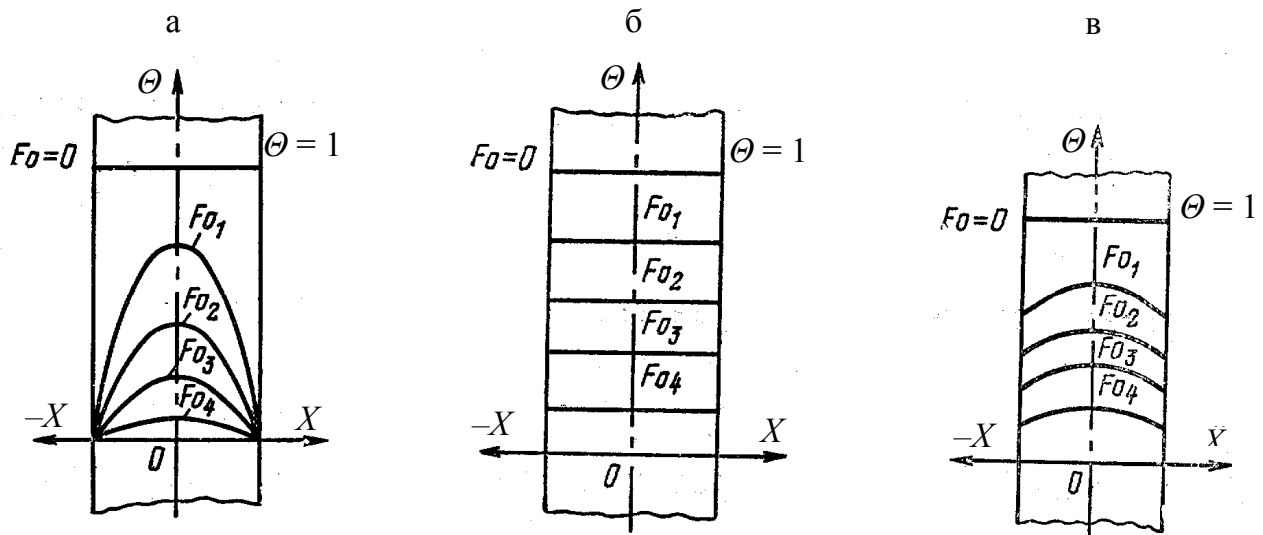


Рис. 1.16. Распределение температуры при охлаждении неограниченной пластины в условиях: а – $Bi \rightarrow \infty$, б – $Bi < 0,1$, в – $0,1 \leq Bi < 100$, для всех случаев

$$F_{01} < F_{02} < F_{03} < F_{04}.$$

2. Очень малые значения числа Bi ($Bi < 0,1$). Малые значения числа Bi могут иметь место при малых размерах толщины пластины, при больших значениях коэффициента теплопроводности λ и малых значениях коэффициента теплоотдачи α . При малых числах Bi температура на поверхности пластины незначительно отличается от температуры на оси. Это указывает на то, что температура по толщине пластины распределяется равномерно, и кривая температур остается почти параллельной оси X для любого момента времени

(см. рис. 1.16 б). В рассматриваемом случае процесс нагрева и охлаждения тела определяется интенсивностью теплоотдачи на поверхности пластины. Иначе говоря, процесс выравнивания температуры в пластине происходит существенно интенсивнее, чем отвод теплоты с поверхности.

3. Число Bi находится в пределах $0,1 \leq Bi < 100$. В рассматриваемом случае есть функция Bi , т. е. зависит от толщины пластины. Температурные кривые для любого момента времени будут выглядеть, как показано на рис. 1.16 в. В этом случае интенсивность процесса охлаждения определяется как внутренним, так и внешним термическим сопротивлением.

Для облегчения инженерных расчетов построены графические зависимости вида

$$\frac{\theta_{нов.}}{\theta_0} = \frac{t_{нов.} - t_{o.c}}{t_0 - t_{o.c}} = f_1\left(\frac{\alpha l}{\lambda_{cm}}; \frac{a\tau}{l^2}\right) = f_1(Bi, Fo), \quad (1.65)$$

$$\frac{\theta_{ц}}{\theta_0} = \frac{t_{ц} - t_{o.c}}{t_0 - t_{o.c}} = f_2\left(\frac{\alpha l}{\lambda_{cm}}; \frac{a\tau}{l^2}\right) = f_2(Bi, Fo), \quad (1.66)$$

$$\frac{Q_{\tau}}{Q_0} = f_3(Bi, Fo). \quad (1.67)$$

В формулах (1.65) – (1.67): $t_{нов.}$ – температура поверхности пластины; $t_{ц}$ – температура центральной плоскости пластины; Q_{τ} – количество теплоты, переданной в окружающую среду за время τ .

Эти зависимости приводятся в специальной литературе [1–4] в виде графиков или таблиц.

1.2.3. Контрольные вопросы

1. Выведите уравнение теплопроводности через однослойную плоскую стенку при стационарном режиме.
2. По какому закону изменяется температура в однослойной плоской стенке?
3. От каких величин зависит тепловой поток, передаваемый теплопроводностью через однослойную плоскую стенку?
4. Теплопроводность через многослойную плоскую стенку при стационарном режиме – вывод уравнения.

5. Объясните понятие «термическое сопротивление стенки».
6. Как определяется температура между слоями в многослойной плоской стенке?
7. Выведите уравнение теплопроводности через однослойную цилиндрическую стенку при стационарном режиме.
8. Каков закон изменения температуры в однослойной цилиндрической стенке?
9. От каких величин зависит теплопроводность однослойной цилиндрической стенки?
10. Выведите уравнение теплопроводности через многослойную цилиндрическую стенку при стационарном режиме.
11. Как определяются температуры между слоями в многослойной цилиндрической стенке?
12. Теплопроводность через шаровую стенку при стационарном режиме – вывод уравнения.
13. По какому закону изменяется температура внутри шаровой стенки?
14. Объясните общие закономерности нестационарных процессов.
15. Какие критерии подобия и безразмерные величины входят в уравнение температурного поля при нестационарном режиме?
16. Что характеризуют критерии Био и Фурье?
17. Объясните решение задачи теплопроводности в случае охлаждения неограниченной пластины при нестационарном режиме.
18. Охарактеризуйте частные случаи распределения температурного поля внутри неограниченной пластины.

1.3. Конвективный теплообмен

1.3.1. Теплоносители и их физические свойства, учитываемые при конвективном теплообмене

Конвективный теплообмен – это сложный вид теплообмена, при котором совместно протекают процессы конвекции и теплопроводности. Конвекция происходит только в газах и жидкостях и состоит в том, что перенос теплоты осуществляется перемещающимися в пространстве объемами среды. Среда,

которые участвуют в процессах теплообмена, называются *теплоносителями*.

В качестве теплоносителей используются: вода, воздух, водяной пар, минеральные масла, нефть, органические жидкости, ртуть, расплавленные металлы и многие другие.

В зависимости от физических свойств теплоносителей процессы теплообмена протекают различно. Наиболее часто используется вода, поскольку она широко распространена, имеет стабильный химический состав, нетоксична, обладает хорошей теплоемкостью.

Большое влияние на теплообмен оказывают следующие физические свойства теплоносителей:

- коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м·°С);
- удельная теплоемкость c , кДж/(кг·К);
- плотность ρ , кг/м³;
- коэффициент температуропроводности a , м²/с;
- коэффициенты динамической μ , Па·с, и кинематической ν , м²/с, вязкости.

Эти параметры для каждого вещества имеют определенные значения и являются функцией температуры, а некоторые из них – и давления.

В исследованиях конвективного теплообмена большое значение имеет вязкость жидкости. Все реальные жидкости обладают вязкостью. Между частицами или слоями, движущимися с различными скоростями, всегда возникает сила внутреннего трения (касательное усилие), ускоряющая движение более медленного слоя и тормозящая движение более быстрого. Чем больше вязкость жидкости, тем меньше ее текучесть. Вязкость капельных жидкостей с увеличением температуры уменьшается и почти не зависит от давления. У газов с увеличением температуры и давления вязкость увеличивается. Вязкость идеальных газов не зависит от давления.

Конвективный теплообмен также зависит от движения жидкости, которое бывает свободным и вынужденным. Свободное движение возникает в связи с ее нагреванием и изменением плотности. Вынужденное движение создается искусственно под действием различных нагнетателей (насосов, вентиляторов, компрессоров) или из-за геометрической разности уровней. В связи с этим различают *свободную (естественную) и вынужденную конвекцию*.

Ученый О. Рейнольдс в 1884 г. в своих опытах установил, что при движении жидкости встречаются два вида потока, подчиняющихся различным законам. В потоке первого вида все частицы движутся только по параллельным между собой траекториям, и движение их длительно совпадает с направлением всего потока. Жидкость движется спокойно, без пульсаций, образуя струи, следующие очертаниям канала. Движение такого рода называется *ламинарным*.

Второй тип потока называется *турбулентным*, в нем непрерывно происходит перемешивание всех слоев жидкости. Каждая частица потока, перемещаясь вдоль канала с некоторой скоростью, совершает различные движения перпендикулярно стенкам канала. В связи с этим поток представляет собой беспорядочную массу хаотически движущихся частиц. Чем больше образуется пульсаций, завихрений, тем больше турбулентность потока. При переходе ламинарного движения в турбулентное сопротивление от трения в канале возрастает.

О. Рейнольдс показал, что характер движения жидкости в круглой трубе определяется отношением, которое называется *числом Рейнольдса* и обозначается Re :

$$Re = \frac{wd}{\nu}, \quad (1.68)$$

где w – средняя скорость жидкости, м/с; d – диаметр круглой трубы, м; ν – коэффициент кинематической вязкости жидкости, м²/с.

Подставляя единицы отдельных величин в число Re , легко убедиться, что оно является величиной безразмерной.

При значениях $Re < 2\,300$ поток жидкости в трубе остается ламинарным, при значениях $Re > 10\,000$ поток жидкости становится турбулентным. Ламинарный поток является устойчивым только в докритической области (до $Re < 2300$). При некоторых специальных мерах предосторожности ламинарное движение можно наблюдать при числах Re , значительно превышающих критическое. Однако при $2\,300 \leq Re \leq 10\,000$ режим движения является неустойчивым и при малейшем возмущении поток переходит из ламинарного в турбулентный, такой неустойчивый режим еще называют *переходным*.

Характер движения жидкости влияет на интенсивность передачи теплоты. При ламинарном режиме и отсутствии естественной конвекции теплота в перпендикулярном стенке направлении передается только теплопроводностью.

Количество этой теплоты зависит от физических свойств жидкости, геометрических размеров, формы поверхности канала и почти не зависит от скорости.

При турбулентном движении жидкости перенос теплоты наряду с теплопроводностью осуществляется перпендикулярным поверхности канала перемещением частиц, т. е. конвекцией.

1.3.2. Понятие о пограничном слое

Теоретическое рассмотрение, задач конвективного теплообмена основывается на использовании теории пограничного слоя, созданной Л. Прандтлем в начале XX столетия (1904 г.).

Рассмотрим процесс продольного омывания какого-либо тела безграничным потоком жидкости с постоянной скоростью течения w_0 (рис. 1.17). Вследствие влияния сил трения в непосредственной близости от поверхности тела скорость течения должна очень быстро падать до нуля. Тонкий слой жидкости вблизи поверхности тела, в котором происходит изменение скорости жидкости от значения скорости невозмущенного потока вдали от стенки до нуля, непосредственно на стенке, называется *гидродинамическим пограничным слоем* (рис. 1.17). Толщина этого слоя δ возрастает вдоль по потоку.

С увеличением скорости потока толщина гидродинамического пограничного слоя уменьшается вследствие сдувания его потоком. Напротив, с увеличением вязкости толщина гидродинамического слоя увеличивается.

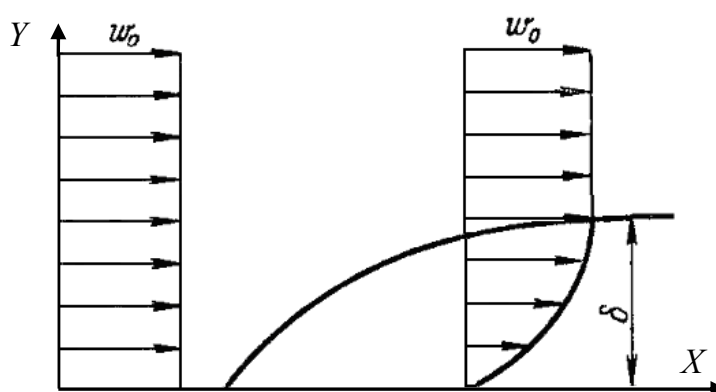


Рис. 1.17. Гидродинамический пограничный слой

Течение в гидродинамическом пограничном слое может быть как турбулентным 1, так и ламинарным 2 (рис. 1.18). В зависимости от характера течения

жидкости гидродинамический пограничный слой также бывает ламинарным и турбулентным с соответствующей толщиной (δ_l и $\delta_{тур.}$).

Необходимо отметить, что в случае турбулентного гидродинамического пограничного слоя непосредственно у стенки имеется очень тонкий слой жидкости, движение в котором имеет ламинарный характер. Этот слой называют *ламинарным подслоем* 3.

Если температуры стенки и жидкости неодинаковы, то вблизи стенки образуется *тепловой пограничный слой*, в котором происходит все изменение температуры жидкости (рис. 1.19 а). Вне пограничного слоя температура жидкости постоянна и равна t_0 . В общем случае толщины теплового и гидродинамического слоев могут не совпадать (рис. 1.19 б).

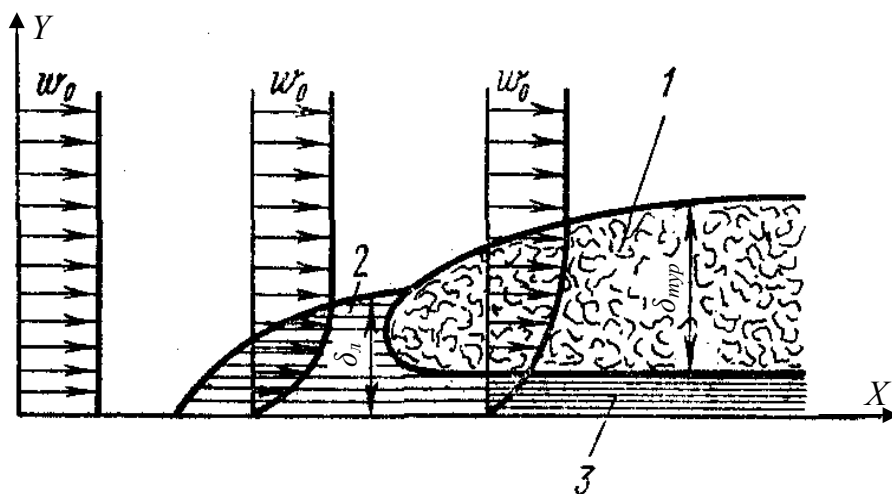


Рис. 1.18. Ламинарный и турбулентный пограничные слои

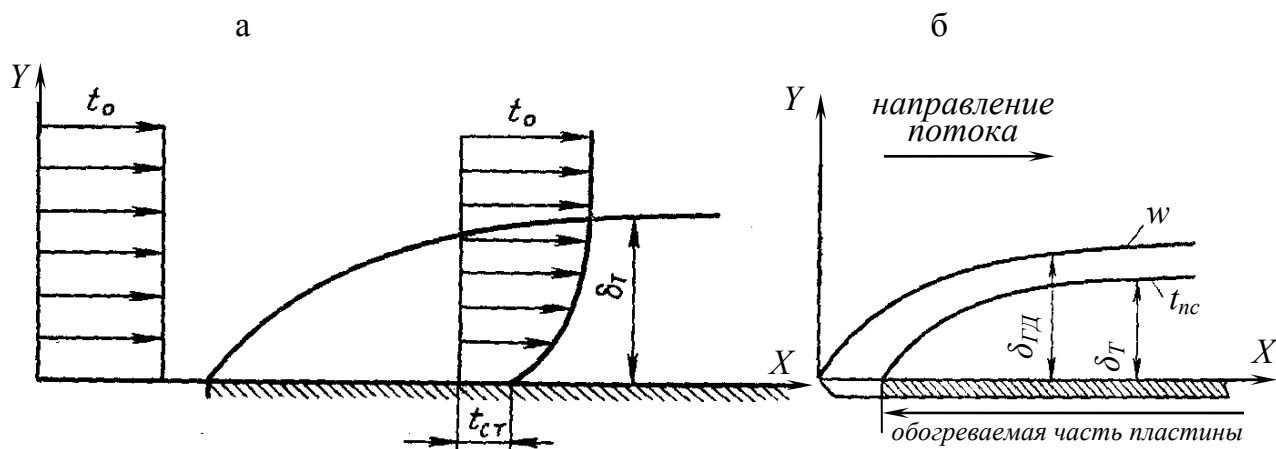


Рис. 1.19. Тепловой пограничный слой (а) и соотношение толщин теплового и гидродинамического пограничных слоев (б)

Соотношение толщин гидродинамического и теплового пограничных слоев различны. Например, для большинства жидкостей толщина гидродинамического пограничного слоя больше толщины теплового пограничного слоя ($\delta_{ГД} > \delta_T$). Для газов толщины слоев приблизительно одинаковы ($\delta_{ГД} = \delta_T$). Для жидких металлов тепловой пограничный слой проникает в область динамического невозмущенного потока ($\delta_{ГД} < \delta_T$).

Механизм и интенсивность переноса теплоты зависят от характера движения жидкости в пограничном слое. При распространении теплоты в направлении, перпендикулярном направлению движения потока жидкости, основные препятствия представляют ламинарный пограничный слой и ламинарный подслой, в которых теплообмен происходит главным образом за счет теплопроводности, т. е. медленно. Однако у внешней границы слоя, где температура по нормали к стенке меняется незначительно, преобладает перенос теплоты конвекцией вдоль стенки.

1.3.3. Уравнение Ньютона-Рихмана. Коэффициент теплоотдачи

Из многих видов конвективного теплообмена выделяют часто встречающийся случай, когда теплотой обмениваются поверхность твердого тела и жидкость, движущаяся у этой поверхности (рис. 1.20). Такой вид конвективного теплообмена называют *теплоотдачей*.

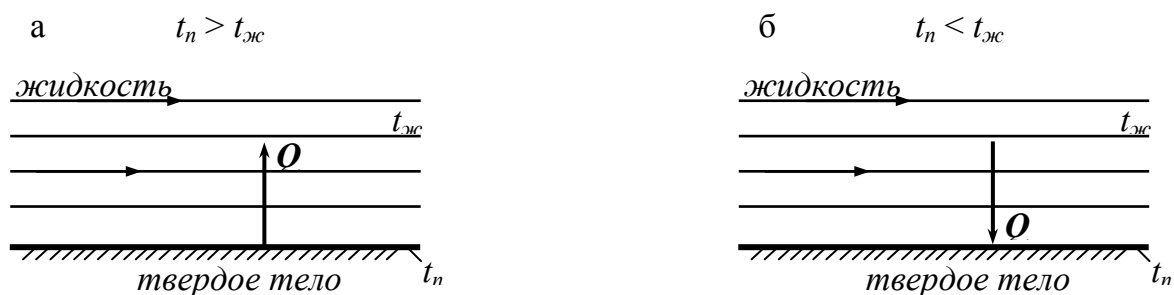


Рис. 1.20. Теплоотдача от поверхности тела к жидкости (а) и от жидкости к поверхности твердого тела (б)

Процесс теплоотдачи (рис. 1.20 а) описывается уравнением Ньютона-Рихмана, или уравнением теплоотдачи:

$$Q = \alpha(t_n - t_{жс})F , \quad (1.69)$$

где Q – тепловой поток, Вт; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); $t_n, t_{жс}$ – температуры поверхности твердого тела и жидкости, °С; F – площадь поверхности теплообмена, м².

Коэффициент теплоотдачи α характеризует интенсивность теплообмена между поверхностью тела и жидкостью. По физическому смыслу α представляет собой тепловой поток, проходящий через 1 м² поверхности при разности температур между поверхностью тела и окружающей средой в 1 градус.

В общем случае коэффициент теплоотдачи является функцией физических параметров жидкости, характера течения жидкости, скорости движения жидкости, формы и размеров тела и т. д. Математически эта зависимость может быть представлена в виде

$$\alpha = f(w, \lambda, \nu, \rho, C, X, t_n, t_{жс}, \Phi, l_1, l_2, l_3, \dots) , \quad (1.70)$$

где w – скорость жидкости, м/с; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); ν – коэффициент кинематической вязкости, м²/с; ρ – плотность жидкости, кг/м³; C – удельная теплоемкость, кДж/(кг·°С); X – характер движения жидкости; Φ – форма поверхности тела; l_1, l_2, l_3 – размеры поверхности тела.

Зависимость (1.70) показывает, что коэффициент теплоотдачи – величина сложная и для ее определения невозможно дать общую формулу. Обычно для определения α приходится прибегать к опытным исследованиям.

Опытным путем установлено, что в условиях свободной конвекции для воздуха $\alpha = 5 \div 25$ Вт/(м²·К), а для воды $\alpha = 20 \div 100$ Вт/(м²·К). В условиях вынужденной конвекции значения коэффициента теплоотдачи выше, например, для воздуха $\alpha = 10 \div 200$ Вт/(м²·К) и для воды $\alpha = 50 \div 10000$ Вт/(м²·К). Для кипящей воды $\alpha = 3000 \div 100\,000$ Вт/(м²·К); для конденсирующего водяного пара $\alpha = 5000 \div 100\,000$ Вт/(м²·К).

1.3.4. Дифференциальное уравнение теплоотдачи

Особенности движения вязкой жидкости в непосредственной близости от стенки позволяют установить связь коэффициента теплоотдачи с температурным полем в жидкости. На рис. 1.21 показано температурное поле вблизи холодной стенки, вдоль которой течет нагретая жидкость. Благодаря выполнению условия прилипания частицы жидкости, находящиеся в непосредственной близости к твердой поверхности тела, образуют тонкий неподвижный слой. В не-

подвижной среде, как известно, перенос теплоты осуществляется только путем теплопроводности, поэтому можно записать

$$q = -\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_{n=0}, \quad (1.71)$$

где q – плотность теплового потока, Вт/м²; λ – коэффициент теплопроводности жидкости, Вт/(м·К); индекс $n = 0$ означает, что значение градиента берется на стенке.

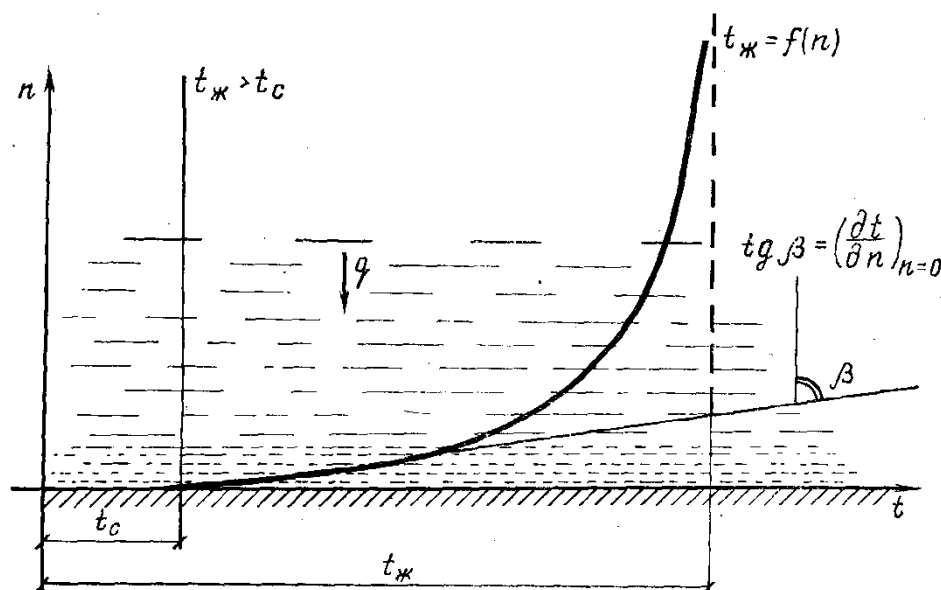


Рис. 1.21. Температурное поле в жидкости, протекающей вблизи холодной стенки

С другой стороны, плотность теплового потока может быть выражена с помощью уравнения Ньютона-Рихмана

$$q = \alpha(t_{жс} - t_c), \quad (1.72)$$

где $t_{жс}$, t_c – температуры жидкости и поверхности стенки, °С.

Из уравнений (1.71) и (1.72) получаем дифференциальное уравнение теплоотдачи

$$\alpha = -\frac{\lambda}{t_{жс} - t_c} \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_{n=0}. \quad (1.73)$$

Уравнение (1.73) устанавливает связь между коэффициентом теплоотдачи и температурным полем в жидкости. Уравнение (1.73) сводит задачу нахождения

ния коэффициента теплоотдачи к основной задаче теории теплообмена – определению температурного поля.

1.3.5. Дифференциальные уравнения конвективного теплообмена

Применяя общие законы физики, можно составить дифференциальные уравнения для конвективного теплообмена, учитывающие как тепловые, так и гидродинамические явления в любом процессе. Система дифференциальных уравнений конвективного теплообмена состоит из уравнений энергии, движения и неразрывности (сплошности потока).

Рассмотрим задачу конвективного теплообмена для простых геометрических условий: поток жидкости движется в направлении оси X вдоль плоской поверхности (рис. 1.22). Заданы скорость w_0 и температура $t_{ж}$ невозмущенного потока, температура стенки t_c на участке длиной l_0 , а также теплофизические свойства жидкости – плотность ρ , кг/м³; удельная изобарная теплоемкость c_p , кДж/(кг·К); коэффициент теплопроводности жидкости λ , Вт/(м·К) и коэффициент динамической вязкости μ , Па·с.

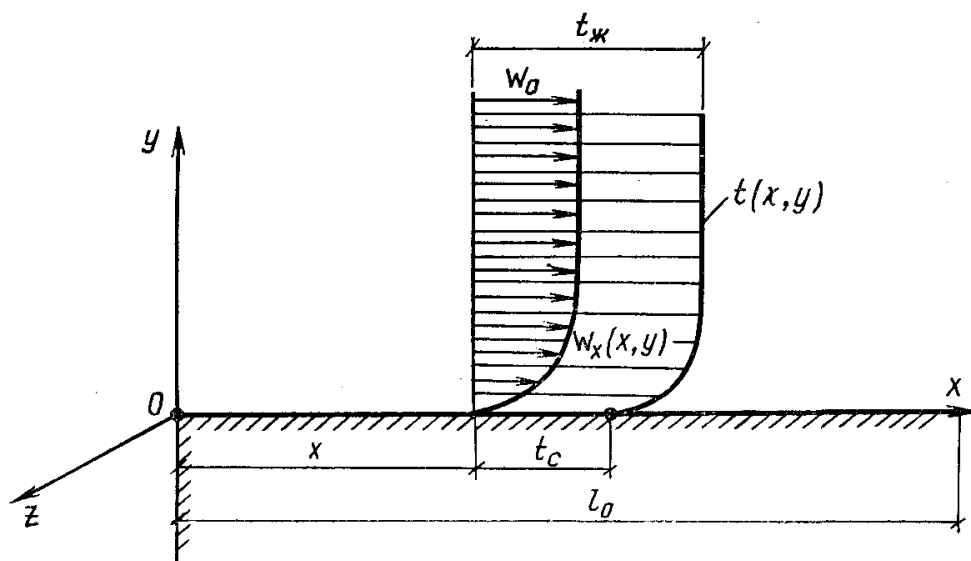


Рис. 1.22. Поле температуры и поле скорости при движении жидкости вдоль плоской поверхности

В результате теплового и динамического взаимодействия стенки с потоком температура и скорость последнего в пристенной области меняются. Формируются поле температуры $t(x, y)$ и поле скорости $w(x, y)$. В направлении оси

Z по условию задачи никаких изменений не происходит. Рассматриваемый процесс является стационарным.

Для данного случая запишем систему дифференциальных уравнений конвективного теплообмена – уравнения энергии, движения и сплошности; из уравнений исключаются члены, связанные с изменением величин во времени и по оси Z . Уравнение энергии будет иметь следующий вид:

$$\rho C_p \left(w_x \frac{\partial t}{\partial x} + w_y \frac{\partial t}{\partial y} \right) = \lambda \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} \right). \quad (1.74)$$

Две проекции уравнения движения на оси X и Y могут быть представлены следующим образом:

$$\rho \left(w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_x}{\partial y} \right) = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} \right); \quad (1.75)$$

$$\rho \left(w_x \frac{\partial w_y}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_y}{\partial y} \right) = \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 w_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial y^2} \right). \quad (1.76)$$

Уравнения (1.75) и (1.76) называют еще уравнениями Навье-Стокса в честь известных ученых, слагаемые этих уравнений имеют размерность силы, отнесенной к единице объема.

Уравнение сплошности или неразрывности потока для несжимаемой жидкости (при $\rho = \text{const}$) имеет следующий вид:

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} = 0. \quad (1.77)$$

Уравнение (1.77) является уравнением сохранения массы.

В уравнениях (1.74) – (1.77) w_x, w_y – проекции вектора скорости на оси X и Y ; g_x, g_y – проекции вектора ускорения свободного падения на оси X и Y ; ∂p – изменение давления.

Для описания рассматриваемого процесса конвективного теплообмена к уравнениям необходимо добавить условия однозначности. Пространственная область, в которой рассматривается процесс конвективного теплообмена задана следующими геометрическими условиями:

$$0 \leq x \leq l_0; \quad 0 \leq y \leq +\infty; \quad -\infty \leq z \leq +\infty. \quad (1.78)$$

Поскольку процесс стационарен, начальные условия отпадают. Граничные условия для искомым функций t , w_x , w_y и p могут быть заданы следующим образом:

- на поверхности стенки при $y = 0$, $0 \leq x \leq l_0$

$$t = t_c; \quad w_x = w_y = 0; \quad (1.79)$$

- на бесконечном удалении от стенки при $y \rightarrow +\infty$, $0 \leq x \leq l_0$

$$t = t_{\infty}; \quad w_x = w_0; \quad w_y = 0. \quad (1.80)$$

Давление p следует задать в начальном сечении при $x = 0$, $0 \leq y \leq +\infty$.

Уравнения (1.74) – (1.77) совместно с условиями однозначности (1.78) – (1.80) описывают процесс конвективного теплообмена на плоскости.

Для потока сжимаемой жидкости, движущейся в трехмерном пространстве при нестационарном режиме, уравнения (1.74) – (1.77) должны быть дополнены.

Уравнение энергии, устанавливающее связь между пространственным и временным изменением температуры в любой точке движущейся жидкости, можно записать в следующем виде:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial t}{\partial x} + w_y \frac{\partial t}{\partial y} + w_z \frac{\partial t}{\partial z} = a \nabla^2 t. \quad (1.81)$$

Если $w_x = w_y = w_z = 0$, то уравнение (1.81) превращается в дифференциальное уравнение теплопроводности для твердого тела.

Для компактной записи уравнение движения удобно представить в векторной форме

$$\rho \frac{d\bar{w}}{d\tau} = \rho \bar{g} - \nabla p + \mu \nabla^2 \bar{w}, \quad (1.82)$$

где величина $d\bar{w}/d\tau$ – характеризует изменение скорости во времени.

Уравнение (1.82) составлено без учета зависимости физических параметров жидкости от температуры.

Уравнение неразрывности для потока сжимаемой жидкости ($\rho \neq \text{const}$) примет вид

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho w_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w_z)}{\partial z} = 0. \quad (1.83)$$

Уравнения (1.81) – (1.83) описывают множество процессов конвективного теплообмена, чтобы выделить какой-то конкретный процесс, к этим уравнениям необходимо добавить условия однозначности (геометрические, физические, начальные и граничные).

Система дифференциальных уравнений (1.81) – (1.83) в совокупности с условиями однозначности представляет собой математическую формулировку задачи конвективного теплообмена.

1.3.6. Основы теории подобия

1.3.6.1. Три вида подобия

Конвективный теплообмен описывается системой дифференциальных уравнений и условиями однозначности, которые содержат большое количество неизвестных. Аналитическое решение полной системы дифференциальных уравнений очень трудоемко, поэтому при решении задач конвективного теплообмена большое значение приобретает экспериментальный путь исследований. Недостатком экспериментальных исследований является невозможность распространения результатов, полученных в данном опыте, на другие явления и процессы, отличающиеся от изученного.

Создание специальной теории подобия позволяет объединить методы теоретических и экспериментальных исследований. С одной стороны, теория подобия позволяет сделать ряд выводов из дифференциальных уравнений и условий однозначности, не прибегая к интегрированию, и тем самым обосновать теоретическую базу для постановки опытов и обработки экспериментальных данных. С другой стороны, теория подобия устанавливает такие условия, при которых результаты экспериментальных исследований можно распространить на другие явления, подобные рассматриваемому.

С помощью теории подобия размерные физические величины объединяют в безразмерные комплексы, число которых значительно меньше, чем неизвестных величин. Безразмерные комплексы рассматриваются как новые переменные, что упрощает исследование физических процессов.

Различают три вида подобия:

1. *Геометрическое подобие* – подобие углов, линейных размеров, геометрических фигур и т. д.

2. *Кинематическое подобие* – подобие распределения скоростей в сходственных точках.

3. *Полное подобие физических явлений* – этот вид подобия означает, что все величины, характеризующие данные явления, должны находиться в определенных соотношениях для сходственных точек и сходственных моментов времени.

Подобными могут быть лишь явления одного и того же класса, т. е. явления, которые описываются одним и тем же дифференциальным уравнением. Подобие двух физических явлений означает подобие всех величин, характеризующих рассматриваемое явление. Это означает, что в сходственных точках пространства в сходственные моменты времени любая величина φ' одного процесса пропорциональна однородной ей величине другого процесса φ''

$$\varphi' / \varphi'' = C_\varphi, \quad (1.84)$$

где C_φ – коэффициент пропорциональности, называемый *константой подобия*.

Константа подобия не зависит ни от координат, ни от времени.

1.3.6.2. Критерии подобия

Подобие двух явлений рассмотрим на примере равномерного прямолинейного движения двух потоков жидкости. Первый поток движется со скоростью w' (см. рис. 1.23 а), а второй со скоростью w'' (см. рис. 1.23 б).

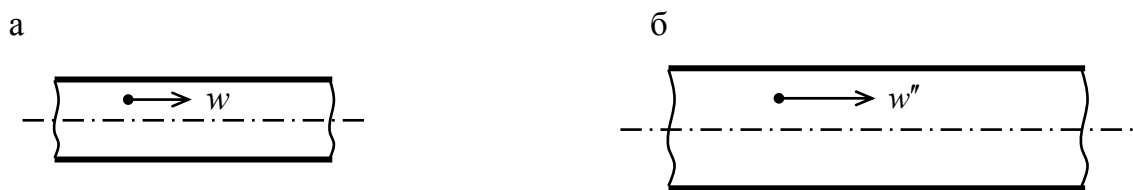


Рис. 1.23. Прямолинейное движение двух потоков жидкости в трубах

Скорость можно выразить через длину пути и время:

- для случая на рис. 1.23 а: $w' = l' / \tau'$;
- для случая на рис. 1.23 б: $w'' = l'' / \tau''$.

Для скоростей w' и w'' справедливо следующее соотношение

$$\frac{w'}{w''} = \frac{l' / \tau'}{l'' / \tau''} = \frac{l'}{l''} \cdot \frac{\tau''}{\tau'} . \quad (1.85)$$

Полученную пропорцию можно переписать, используя константы подобия

$$C_w = C_l / C_\tau \quad \text{или} \quad C_w C_\tau / C_l = 1. \quad (1.86)$$

Из последнего соотношения видно, что для подобия двух явлений необходимо, чтобы безразмерный комплекс, составленный из констант подобия, был равен 1. Заменив значения констант подобия в последнем уравнении на размерные физические величины, получим

$$\frac{w' \tau'}{l'} = \frac{w'' \tau''}{l''} = idem. \quad (1.87)$$

Таким образом, существуют величины, которые для всех подобных между собой явлений сохраняют одно и то же числовое значение. Такие комплексы величин называют *критериями или числами подобия*.

Критерий подобия – это безразмерное соотношение параметров, характеризующих процесс, которое у подобных явлений в сходственных точках в сходственные моменты времени имеет численно одинаковое значение.

Критерии подобия принято назвать именами крупных ученых, известных своими работами в области тепломассообмена и гидродинамики, и обозначать двумя буквами, например, *Re* – критерий Рейнольдса, *Fo* – критерий Фурье и другие. Возможно также обозначение некоторых критериев заглавными русскими буквами с индексом, например, K_1, K_2, K_3 и т. д.

Для решения задач конвективного теплообмена наиболее часто используются следующие критерии подобия.

1. *Критерий Рейнольдса Re* – определяет режим движения жидкости и выражает соотношение между силой инерции и силой внутреннего трения (вязкости), определяется по формуле (1.68).

2. *Критерий Нуссельта Nu* – характеризует теплообмен на границе жидкость-стенка

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda_{ж}}, \quad (1.88)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); l – характерный линейный размер, м; $\lambda_{ж}$ – коэффициент теплопроводности жидкости, Вт/(м·К).

3. *Критерий Пекле* Pe – выражает соотношение между двумя видами теплообмена: теплопроводностью и конвекцией

$$Pe = \frac{wl}{a}, \quad (1.89)$$

где w – скорость потока жидкости, м/с; a – коэффициент температуропроводности, м²/с.

4. *Критерий Прандтля* Pr – характеризует физические свойства жидкости

$$Pr = \nu / a, \quad (1.90)$$

где ν – кинематический коэффициент вязкости, м²/с.

Критерий Прандтля можно выразить через два других критерия Pe и Re :
 $Pr = Pe / Re$.

5. *Критерий Грасгофа* Gr – характеризует свободную конвекцию и выражает соотношение между подъемными силами, возникающими в жидкости при нагреве, и силами вязкости

$$Gr = \frac{gl^3 \beta \Delta t}{\nu^2}, \quad (1.91)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²; Δt – разность температур между жидкостью и поверхностью, °С; β – коэффициент объемного расширения (показывающий, на какую часть первоначального объема произошло расширение при $\Delta t = 1$), 1/°С.

6. *Критерий Фурье* Fo – характеризует нестационарность процессов

$$Fo = \frac{a\tau}{l^2}, \quad (1.92)$$

где a – коэффициент температуропроводности, м²/с; τ – время, с.

1.3.6.3. Теоремы подобия

Практическое применение теории подобия базируется на трех теоремах. Две первые из них говорят о явлениях, подобие которых заранее известно, и формулируют основные свойства подобных между собой явлений. Третья теорема обратная первым двум, она устанавливает признаки, по которым можно узнать, подобны ли два явления друг другу. В этом параграфе рассматриваются

только формулировки теорем подобия, подробные доказательства приводятся в учебнике [2].

1. *Теорема Ньютона.* Первая теорема подобия для подобного течения двух жидкостей была высказана И. Ньютоном в 1686 г. Однако строгое доказательство теоремы было дано Ж. Бертраном в 1848 г. Формулировка теоремы Ньютона: *подобные между собой явления имеют численно одинаковые критерии подобия ($Re = idem, Nu = idem$).*

Первая теорема подобия устанавливает связь между константами подобия и позволяет вывести уравнения для чисел подобия. Теорема указывает, что при выполнении опытов необходимо и достаточно измерять лишь те величины, которые входят в числа подобия изучаемого явления.

2. *Теорема Букингема.* Вторая теорема подобия была доказана в 1911 г. отечественным ученым А. Федерманом и в 1914 г. американским ученым Е. Букингемом. Формулировка теоремы Букингема: *любая зависимость между переменными, характеризующими какое-либо явление, может быть представлена в виде зависимости между критериями подобия.*

Из второй теоремы подобия следует, что если результаты любого эксперимента обработать в числах подобия, то зависимость между ними необходимо выражать в виде уравнения подобия, которое может быть записано в виде

$$f(K_1, K_2, K_3, \dots, K_n) = 0 \quad (1.93)$$

Зависимость (1.93) называют *обобщенным критериальным уравнением.* Это уравнение любую зависимость между величинами, характеризующими данное явление, представляет зависимостью между числами подобия. Для всех подобных явлений критериальные зависимости одинаковы.

3. *Теорема Кирпичева – Гухмана.* Третья теорема подобия устанавливает необходимые условия для того, чтобы явления оказались подобными друг другу. Формулировка ее была дана М. В. Кирпичевым и А. А. Гухманом, а доказательство теоремы – М. В. Кирпичевым в 1933 г. Формулировка теоремы: *подобны те явления, условия однозначности которых подобны, и критерии подобия, составленные из условий однозначности, численно одинаковы.*

Теоремы подобия и теория подобия в целом дают общие методические указания, как поступить в каждом отдельном случае при анализе уравнений, описывающих явление, устанавливают пути для правильной постановки опыта

и дают указания по обработке полученных результатов. Теория подобия устанавливает также условия, при которых результаты экспериментальных исследований можно распространить на другие явления, подобные рассматриваемому. В итоге можно отметить, что теория подобия является научной основой проведения экспериментов по изучению процессов теплообмена и обобщения результатов опытов.

1.3.6.4. Основы метода анализа размерностей

Необходимой предпосылкой теории подобия является математическое описание изучаемого процесса в виде дифференциальных уравнений и условий однозначности. Из математической формулировки задачи следует перечень существенных для рассматриваемого процесса физических величин. Иногда список безразмерных величин устанавливают интуитивно, без строгой формулировки краевой задачи. В этом случае возможны ошибки. Во избежание ошибок при выборе критериев подобия предложен метод анализа размерностей.

Подробно метод анализа размерностей рассматривается в специальной литературе. Мы ограничимся рассмотрением некоторых выводов, следующих из анализа размерностей и имеющих интерес для практического использования обобщенных переменных.

Обычно различают два вида физических величин: *первичные* (основные) и *вторичные* (производные).

Первичные величины характеризуют какое-либо физическое явление непосредственно, без связи с другими величинами.

Вторичными являются величины, которые выражаются через первичные согласно определениям или физическим законам. Так, например, если длина и время являются первичными величинами, т. е. если длину нельзя выразить через время (и наоборот), то скорость, представляющая собой по определению отношение длины ко времени, является вторичной, производной величиной.

Выбор первичных величин, вообще говоря, произволен. В системе СИ за первичные выбраны длина L , масса M , время T , температура Θ , сила тока I , сила света J . Известны и другие системы первичных величин, используемых или предложенных к использованию. Например, Гауссом было предложено использовать в качестве первичных величин длину, массу и время; ос-

тальные мыслимые величины должны быть производными. При выборе первичных величин большое значение имеет вопрос об удобстве их применения.

Символическое выражение производной величины через основные (первичные) называется *размерностью*. О размерности можно говорить только применительно к определенной системе первичных величин. Размерность можно представить в виде степенной формулы. Применительно к системе СИ формула размерности имеет вид

$$[\varphi] = L^{n_1} M^{n_2} T^{n_3} \Theta^{n_4} I^{n_5} J^{n_6}, \quad (1.94)$$

где $[\varphi]$ – производная единица измерения; n_i – действительные числа.

Размерность вторичной величины относительно данной первичной i может быть охарактеризована значением показателя степени n_i при этой первичной величине. Поэтому безразмерные числа часто называют *величинами с нулевой размерностью*, так как для них все показатели степени в формуле размерности (1.94) равны нулю. Согласно формуле (1.94) размерность первичной величины можно принять равной единице (берется относительно себя).

Помимо размерности физические величины характеризуются числовыми значениями. Числовые значения первичных величин получают путем прямого измерения, т. е. путем сопоставления измеряемой величины с некоторой величиной той же физической природы, выбранной в качестве стандарта и называемой *единицей физической величины*. Выбор единиц первичных величин (основных) произволен и определяется вопросами удобства их использования.

Числовое значение вторичной величины определяется косвенным путем, его находят по числовым значениям первичных величин. От выбора единиц первичных величин зависят численные значения как первичных, так и вторичных величин. От выбора основных единиц физических величин не зависят только численные значения безразмерных величин (величин с нулевой размерностью).

Выбор перечня первичных величин и их единиц является необходимым и основным шагом на пути создания системы единиц физических величин.

Согласно π -теореме *физическое уравнение, содержащее $n \geq 2$ размерных величин, из которых $k \geq 1$ величин имеют независимую размерность, после приведения к безразмерному виду будет содержать $(n - k)$ безразмерных величин.*

Таким образом, метод анализа размерностей помогает определить число безразмерных переменных, актуальных для рассматриваемого процесса, что позволяет избежать ошибок при описании экспериментальных данных в виде уравнений подобия.

1.3.6.4. Критериальное уравнение конвективного теплообмена в общем виде

Критериальным уравнением называют зависимость между каким-либо определяемым критерием подобия и другими определяющими критериями подобия.

Определяемыми критериями подобия являются критерии, в которые входят искомые зависимые переменные, а определяющими – критерии, целиком составленные из независимых переменных и постоянных величин, входящих в условия однозначности. В зависимости от постановки задачи определяющие критерии могут становиться определяемыми.

При решении задач конвективного теплообмена неизвестной величиной чаще всего является коэффициент теплоотдачи α , Вт/(м²·К), поэтому определяемым критерием является критерий Нуссельта Nu .

Используя метод анализа размерностей, критериальное уравнение конвективного теплообмена для нестационарных процессов можно представить в следующем виде

$$Nu = f(Fo, Re, Pr, Gr). \quad (1.95)$$

В случае стационарного процесса из зависимости (1.95) исчезнет критерий Fo , и критериальное уравнение конвективного теплообмена примет вид

$$Nu = A \cdot Re^n Pr^m Gr^k, \quad (1.96)$$

где A, n, m, k – постоянные величины, зависящие от конкретных условий.

Схема решения задач конвективного теплообмена заключается в следующем: с помощью критериальных уравнений ищется значение критерия Nu . Найденное значение Nu подставляется в формулу (1.88), из которой находится неизвестный коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \frac{Nu\lambda_{жс}}{l} . \quad (1.97)$$

Таким образом, значение коэффициента α будет зависеть от правильного выбора критериального уравнения для расчета критерия Нуссельта. Критериальные уравнения для наиболее часто встречающихся случаев конвективного теплообмена представлены в п. 1.4. настоящего пособия и специальной литературе [1–4].

1.3.7. Контрольные вопросы

1. Что называется конвективным теплообменом?
2. Что такое теплоноситель? Какие теплоносители используются в технике для процессов тепломассообмена?
3. Назовите два вида конвекции.
4. Какие физические свойства теплоносителей влияют на теплообмен?
5. Гидродинамический и тепловой пограничные слои, их особенности и физический смысл.
6. Что называют теплоотдачей?
7. Каков физический смысл и единицы измерения коэффициента теплоотдачи?
8. Запишите уравнение Ньютона-Рихмана и объясните все входящие в него величины.
9. Функцией каких величин является коэффициент теплоотдачи?
10. Выведите дифференциальное уравнение теплоотдачи.
11. Запишите систему дифференциальных уравнений для конвективного теплообмена.
12. Что такое теория подобия и для чего она предназначена?
13. Какие три вида подобия Вам известны?
14. Что такое критерий подобия?
15. Чему равен критерий Рейнольдса, и что он характеризует?
16. Чему равен критерий Нуссельта, и что он характеризует?
17. Чему равен критерий Прандтля, и что он характеризует?
18. Чему равен критерий Грасгофа, и что он характеризует?
19. Чему равен критерий Пекле, и что он характеризует?

20. Чему равен критерий Фурье, и что он характеризует?
21. Какое уравнение называется критериальным?
22. Привести критериальное уравнение конвективного теплообмена в общем виде.
23. Как с помощью критериального уравнения конвективного теплообмена определить коэффициент теплоотдачи?
24. Сформулируйте три теоремы подобия.
25. Для чего используется метод анализа размерностей?
26. Что такое первичные и вторичные физические величины?
27. Какие первичные величины используются в системе СИ?
28. Что такое размерность?
29. В чем заключается смысл π -теоремы?

1.4. Частные случаи конвективного теплообмена

1.4.1. Теплоотдача при ламинарном движении жидкости в трубах

Интенсивность теплообмена в прямых гладких трубах может изменяться в широких пределах и зависит от скорости движения потока. Изменение температуры жидкости происходит как по сечению, так и по длине трубы.

Характер движения жидкости в трубах может быть ламинарным и турбулентным. О режиме течения судят по величине числа Рейнольдса. Если $Re < 2300$, то движение жидкости ламинарное.

При ламинарном движении большое значение приобретает свободная конвекция. Наличие ее меняет закон распределения скорости по сечению и интенсивность теплообмена. Если при ламинарном движении отсутствует свободная конвекция, то передача теплоты к стенкам канала осуществляется только теплопроводностью. С появлением свободного движения теплота передается не только теплопроводностью, но и конвекцией (рис. 1.24). Влияние конвекционной передачи теплоты будет возрастать с увеличением температурного напора.

Коэффициент теплоотдачи изменяется по длине канала. Он будет иметь большее значение у входа в канал и стабилизироваться на расстоянии от входа, равном примерно $50d$.

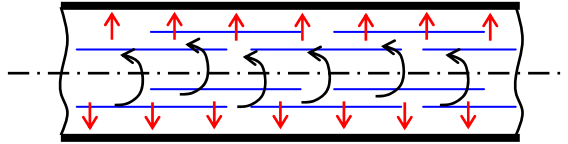


Рис. 1.24. Теплоотдача при ламинарном течении жидкости в трубе

Аналитическое исследование теплоотдачи при ламинарном режиме до сих пор не нашло своего окончательного решения, и для определения коэффициента теплоотдачи пользуются эмпирическими формулами.

Для определения среднего по длине коэффициента теплоотдачи при ламинарном режиме течения жидкости в прямых гладких трубах академик М. А. Михеев рекомендует следующую расчетную формулу:

$$Nu_{жcd} = 0,15 Re_{жcd}^{0,33} Pr_{жс}^{0,43} Gr_{жcd}^{0,1} (Pr_{жс}/Pr_{см})^{0,25} \bar{\varepsilon}_l . \quad (1.98)$$

Для воздуха эта формула упрощается и принимает вид

$$Nu_{жcd} = 0,13 Re_{жcd}^{0,33} Gr_{жcd}^{0,1} \bar{\varepsilon}_l . \quad (1.99)$$

Здесь $\bar{\varepsilon}_l$ – поправочный коэффициент; «жcd» – индекс, который означает, что *определяющей температурой* является температура жидкости, *определяющим линейным размером* является внутренний диаметр или эквивалентный диаметр трубы любого сечения, *определяющей скоростью* является скорость жидкости в трубе.

В уравнении (1.98) направление теплового потока учитывается отношением чисел Прандтля при температурах жидкости и стенки $(Pr_{жс}/Pr_{см})^{0,25}$. Для воздуха и двухатомных газов критерий Прандтля практически не зависит от температуры, поэтому отношение $Pr_{жс}/Pr_{см} = 1$ и в уравнении (1.99) отсутствует.

Поправочный коэффициент $\bar{\varepsilon}_l$ зависит от соотношения l/d , при $l/d \geq 50$ $\bar{\varepsilon}_l = 1$, в остальных случаях $\bar{\varepsilon}_l$ находится по табл. 1.2.

Таблица 1.2

Значение коэффициента $\bar{\varepsilon}_l$ в зависимости от l/d при ламинарном режиме

l/d	1	2	5	10	15	20	30	40	50
$\bar{\varepsilon}_l$	1,90	1,70	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02	1,00

По уравнениям (1.98) или (1.99) определяется число Нуссельта, а по нему – коэффициент теплоотдачи α .

1.4.2. Теплоотдача при турбулентном движении жидкости в трубах

При турбулентном потоке жидкость весьма интенсивно перемешивается и естественная конвекция практически не оказывает влияния на теплоотдачу. Поэтому из совокупности определяющих чисел подобия может быть исключено число Грасгофа. Температура жидкости по сечению ядра практически постоянна. При нагревании жидкости интенсивность теплоотдачи выше, чем при охлаждении. Направление теплового потока, как и в предыдущих уравнениях, также учитывается отношением $(Pr_{жс} / Pr_{см})^{0,25}$.

Для определения среднего по длине коэффициента теплоотдачи при развитом турбулентном движении ($Re > 10\,000$) академик М. А. Михеев рекомендует следующее критериальное уравнение:

$$Nu_{жсд} = 0,021 Re_{жсд}^{0,8} Pr_{жс}^{0,43} (Pr_{жс} / Pr_{см})^{0,25} \bar{\varepsilon}_l . \quad (1.100)$$

Для воздуха эта формула упрощается и принимает вид

$$Nu_{жсд} = 0,018 Re_{жсд}^{0,8} \bar{\varepsilon}_l . \quad (1.101)$$

Формулы (1.100) и (1.101) применимы в пределах $10\,000 \leq Re_{жсд} < 5 \cdot 10^6$, $Pr_{жс} = 0,6 \div 2\,500$. За определяющую температуру принята средняя температура жидкости, за определяющий размер – внутренний диаметр трубы, за определяющую скорость – средняя скорость потока жидкости в трубе.

В критериальных уравнениях (1.100) и (1.101) поправочный коэффициент $\bar{\varepsilon}_l$ зависит от соотношения l/d и числа Re , его значение определяется по табл. 1.3.

Таблица 1.3

Значение коэффициента $\bar{\varepsilon}_l$ в зависимости от l/d и Re при турбулентном режиме

Re	$\bar{\varepsilon}_l$ при l/d			
	5	10	20	40
$1 \cdot 10^4$	1,34	1,23	1,13	1,03
$5 \cdot 10^4$	1,18	1,13	1,08	1,02
$1 \cdot 10^5$	1,15	1,10	1,06	1,02
$1 \cdot 10^6$	1,08	1,05	1,03	1,01

При турбулентном течении жидкости в изогнутых трубах-змеевиках (рис. 1.25) вследствие центробежного эффекта в поперечном сечении трубы возникает вторичная циркуляция, наличие которой приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи α .

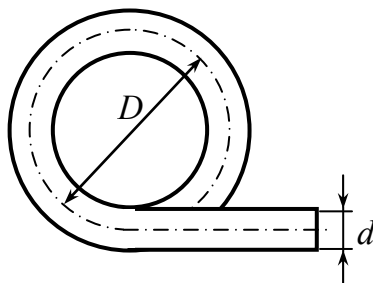


Рис. 1.25. Элемент изогнутой трубы-змеевика

Расчет теплоотдачи в змеевиках можно вести по формулам (1.100) и (1.101) для прямых труб, но полученное значение α следует умножить на поправочный коэффициент

$$\bar{\varepsilon}_{з.м} = 1 + 3,6d / D, \quad (1.102)$$

где d – внутренний диаметр трубы; D – диаметр спирали.

1.4.3. Теплоотдача при продольном обтекании пластины

Если плоская поверхность пластины омывается безграничным потоком с равномерным распределением скоростей, то начиная от передней кромки пластины на ней образуется гидродинамический пограничный слой. В последнем вследствие трения скорость жидкости изменяется от скорости, равной скорости невозмущенного потока, до нуля. Течение жидкости в пограничном слое может быть как ламинарным, так и турбулентным.

При наличии разности температур между потоком жидкости и пластиной у поверхности последней кроме гидродинамического образуется также и тепловой пограничный слой. В пределах теплового пограничного слоя температура жидкости изменяется от температуры потока вдали от пластины до температуры, равной температуре поверхности пластины (см. п. 1.3.2).

Анализ опытных данных показывает, что коэффициент теплоотдачи зависит не только от изменения характера течения жидкости (ламинарного или тур-

булентного), но и от рода жидкости, ее температуры, температурного напора и направления теплового потока, являющихся функцией температуры. Особенное значение имеет изменение вязкости жидкости в пограничном слое. Кроме того, при малых скоростях течения жидкости большое влияние на теплоотдачу оказывает естественная конвекция. В связи с тем, что влияние всех этих факторов на теплоотдачу в настоящее время в достаточной степени не выявлено, для определения среднего коэффициента теплоотдачи пластины, омываемой продольным потоком жидкости при ламинарном режиме в пограничном слое, можно рекомендовать следующие приближенные формулы академика М. А. Михеева при значениях чисел $Re_{жсл} < 4 \cdot 10^4$:

$$Nu_{жсл} = 0,66 Re_{жсл}^{0,5} Pr_{жс}^{0,43} (Pr_{жс} / Pr_{см})^{0,25} . \quad (1.103)$$

Для воздуха при $Re_{жсл} < 4 \cdot 10^4$ формула (1.103) упрощается:

$$Nu_{жсл} = 0,57 Re_{жсл}^{0,5} . \quad (1.104)$$

В этих формулах за определяющую температуру принята температура набегающего потока ($Pr_{см}$ берется по температуре стенки); за определяющую скорость – скорость набегающего потока; за определяющий размер – длина пластины l по направлению потока. Влияние естественной конвекции на теплоотдачу в этих формулах не учитывается.

При турбулентном гидродинамическом пограничном слое у поверхности пластины образуется тонкий слой ламинарно текущей жидкости, называемый ламинарным подслоем, в котором происходит основное изменение скорости потока. Также в ламинарном подслое происходят почти все изменения температуры текущей жидкости, т. е. *ламинарный подслой* представляет собой главное гидродинамическое и термическое сопротивление.

В настоящее время расчет конвективной теплоотдачи обычно производят по экспериментальным формулам. Для определения среднего коэффициента теплоотдачи капельных жидкостей при турбулентном пограничном слое у поверхности пластины М. А. Михеев рекомендует при значениях критерия $Re_{жсл} > 4 \cdot 10^4$ следующее уравнение:

$$Nu_{жсл} = 0,037 Re_{жсл}^{0,8} Pr_{жс}^{0,43} (Pr_{жс} / Pr_{см})^{0,25} . \quad (1.105)$$

Для воздуха при $Pr_{жс} = \text{const}$ уравнение упрощается и принимает вид

$$Nu_{жкл} = 0,032Re_{жкл}^{0,8} . \quad (1.106)$$

В уравнениях (1.105) и (1.106) за определяющую температуру принята температура жидкости вдали от пластины; за определяющий размер берется длина пластины по направлению потока.

Опыты показывают, что при развитом турбулентном течении жидкости теплоотдача не зависит от числа Gr и, следовательно, в передаче всего количества теплоты принимает участие не естественная, а вынужденная конвекция.

1.4.4. Теплоотдача при поперечном обтекании одиночного цилиндра

Процесс теплоотдачи при поперечном потоке жидкости, омывающей одиночную круглую трубу (цилиндр), в значительной мере зависит от скорости потока и характеризуется рядом особенностей.

Рассмотрим несколько случаев обтекания потоком жидкости одиночного круглого цилиндра, изображенных на рис. 1.26.

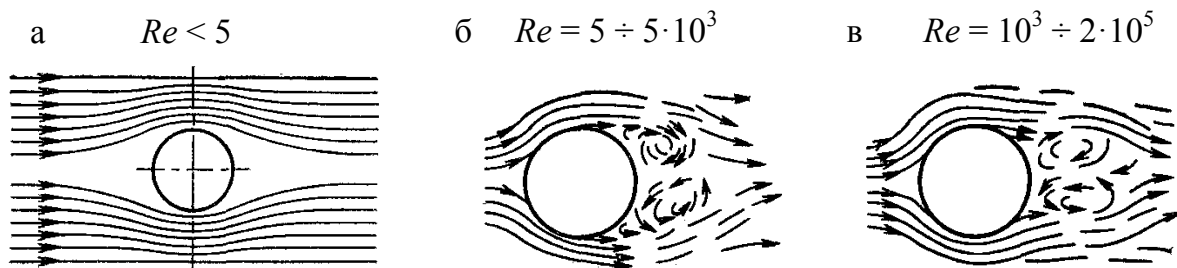


Рис. 1.26. Обтекание потоком жидкости одиночного круглого цилиндра при разных значениях критерия Рейнольдса

Плавное, безотрывное омывание поверхности круглой трубы наблюдается только при $Re < 5$ (рис. 1.26 а). При больших значениях Re условия омывания лобовой и кормовой половин трубы совершенно различны (рис. 1.26 б). В кормовой части трубы, которая представляет собой плохо обтекаемое тело, появляется вихревая зона. Ламинарный пограничный слой, образующийся в лобовой части трубы около вертикального диаметра, отрывается от ее поверхности и в кормовой части образуются два симметричных вихря. Только 45–47%, поверхности трубы, считая от лобовой точки, омывается потоком жидкости безотрывно, вся остальная ее часть находится в вихревой зоне. Чем больше ско-

рость потока, тем при больших углах φ происходит отрыв ламинарного пограничного слоя.

При больших значениях числа Re ламинарный пограничный слой переходит в турбулентный, а отрыв слоя происходит при $\varphi = 120 - 130^\circ$. Это смещение приводит к уменьшению вихревой зоны в кормовой части трубы и обтекание ее улучшается (рис. 1.26 в). Турбулентный пограничный слой появляется при значительных числах $Re = 10^3 \div 2 \cdot 10^5$. На появление турбулентного пограничного слоя большое влияние оказывает начальная турбулентность потока, чем она больше, тем при меньших значениях числа Re появится турбулентный пограничный слой. Такая своеобразная картина движения жидкости при поперечном обтекании одиночной трубы в значительной мере отражается на коэффициенте теплоотдачи по ее окружности.

В лобовой части трубы (при $\varphi = 0$) коэффициент теплоотдачи имеет наибольшее значение, т. к. пограничный слой имеет наименьшую толщину. По мере движения жидкости вдоль поверхности толщина пограничного слоя увеличивается и достигает максимального значения почти у экватора (при $\varphi = 90^\circ$), что примерно соответствует месту отрыва пограничного слоя (рис. 1.27).

Благодаря увеличению толщины пограничного слоя коэффициент теплоотдачи уменьшается и у экватора достигает наименьшего значения. За экватором кормовая часть цилиндра омывается жидкостью, имеющей сложный вихревой характер движения, при этом происходит разрушение пограничного слоя, толщина его уменьшается, а коэффициент теплоотдачи увеличивается, достигая наибольшего значения при $\varphi = 180^\circ$, и может сравняться с теплоотдачей в лобовой части трубы.

Описанная картина движения жидкости справедлива для значений чисел Рейнольдса $Re = 5 \div 2 \cdot 10^5$.

Из изложенного следует, что теплоотдача по окружности одиночной трубы при поперечном обтекании тесно связана с характером омывания ее поверхности, зависит от скорости и направления потока жидкости, от температуры и

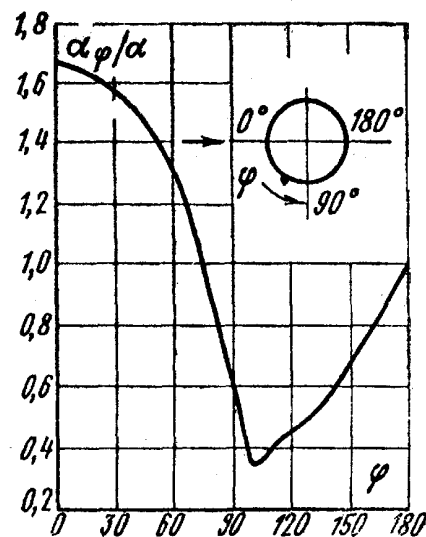


Рис. 1.27. Значение коэффициента теплоотдачи при разных значениях угла φ

диаметра трубы, от направления теплового потока, от внешних тел, изменяющих степень турбулизации потока, и т. п. Все эти моменты указывают на трудность теоретического решения данной задачи.

Подробные экспериментальные исследования теплоотдачи проволочек и трубок в поперечном потоке воздуха, воды, трансформаторного масла были проведены А. А. Жукаускасом. Им также были использованы экспериментальные работы других авторов. В результате обобщения всех данных были получены критериальные уравнения, позволяющие определять средний коэффициент теплоотдачи по окружности одиночной трубы, обтекаемой потоком жидкости:

$$\text{- при } Re = 5 \div 1 \cdot 10^3 \quad Nu_{жcd} = 0,5 Re_{жcd}^{0,5} Pr_{жс}^{0,38} (Pr_{жс} / Pr_{см})^{0,25}, \quad (1.107)$$

$$\text{- при } Re = 1 \cdot 10^3 \div 2 \cdot 10^5 \quad Nu_{жcd} = 0,25 Re_{жcd}^{0,6} Pr_{жс}^{0,38} (Pr_{жс} / Pr_{см})^{0,25}. \quad (1.108)$$

Для воздуха и двухатомных газов формулы (1.107) и (1.108) примут вид:

$$\text{- при } Re = 5 \div 1 \cdot 10^3 \quad Nu_{жcd} = 0,43 Re_{жcd}^{0,5}, \quad (1.109)$$

$$\text{- при } Re = 1 \cdot 10^3 \div 2 \cdot 10^5 \quad Nu_{жcd} = 0,216 Re_{жcd}^{0,6}. \quad (1.110)$$

При вычислении чисел подобия в формулах (1.107) – (1.110) за определяющий линейный размер принят внешний диаметр трубы; за определяющую температуру – средняя температура жидкости. Скорость отнесена к самому узкому сечению канала.

Приведенные формулы справедливы для цилиндра, который располагается перпендикулярно направлению потока. Если угол атаки $\psi < 90^\circ$, то коэффициент теплоотдачи для $\psi = 90^\circ$ нужно умножить на поправочный коэффициент ε , взятый с графика (рис. 1.28), или для углов $\psi = 30 \div 90^\circ$ рассчитанный по формуле

$$\varepsilon = 1 - 0,54 \cos^2 \psi. \quad (1.111)$$

В результате итоговый коэффициент теплоотдачи $\alpha_\psi = \varepsilon \cdot \alpha_{90}$. Как видно из графика (рис. 1.28 б), с уменьшением угла атаки поправочный коэффициент резко падает, а следовательно, уменьшается и коэффициент теплоотдачи.

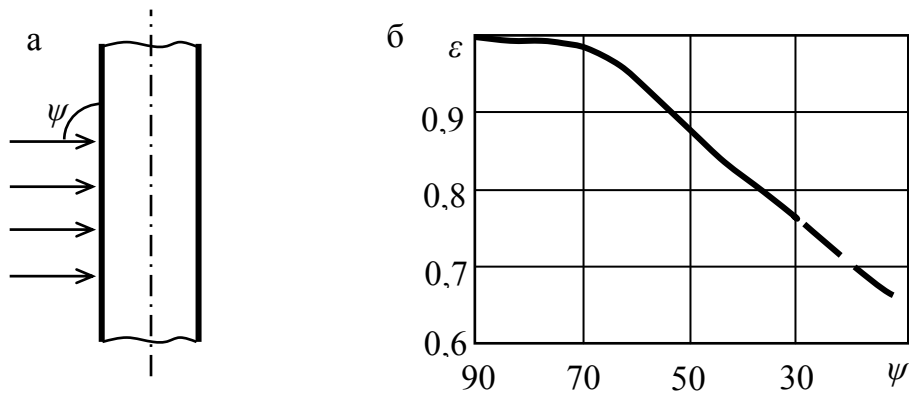


Рис. 1.28. Угол атаки потока жидкости (а) и значение поправочного коэффициента ϵ (б)

1.4.5. Теплоотдача при поперечном омывании пучков труб

На практике часто встречается конвективный теплообмен в пучках труб, расположенных перпендикулярно движению потока жидкости. Теплообменные аппараты, собирающиеся из пучка круглых труб и омываемые поперечным потоком жидкости, имеют в технике большое распространение. Сложная гидродинамическая картина омывания одиночной трубы делается еще более сложной при омывании пучка круглых труб. Применяются в основном два вида расположения труб в пучках: *коридорный* (рис. 1.29) и *шахматный* (рис. 1.30).

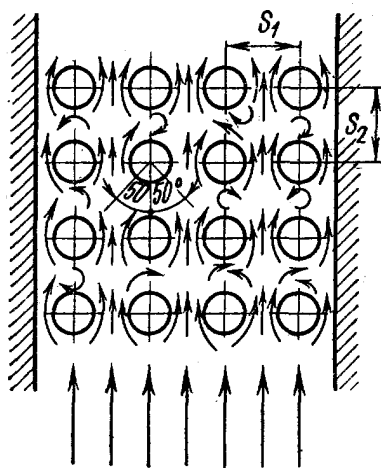


Рис. 1.29. Коридорный пучок труб

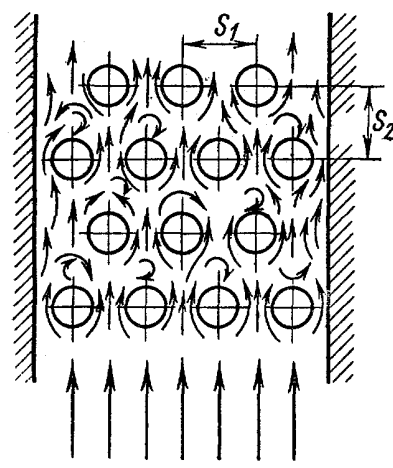


Рис. 1.30. Шахматный пучок труб

Характеристиками пучка труб считаются внешний диаметр d , количество рядов труб по движению жидкости и относительные шаги (отношение расстояния между осями труб по ширине пучка к внешнему диаметру труб s_1/d и от-

ношение расстояния между осями двух соседних рядов труб по направлению движения жидкости к внешнему диаметру труб s_2/d). От расположения труб в значительной степени зависят характер движения жидкости, омывание труб каждого ряда и в целом теплообмен в пучке.

При этом если в канале было турбулентное движение жидкости, то оно будет турбулентным и в пучке труб, причем степень турбулизации будет возрастать от ряда к ряду, так как пучок труб является очень хорошим турбулизующим устройством. Если в канале перед пучком режим течения был ламинарным, то в зависимости от числа Re в пучке труб может быть как ламинарное, так и турбулентное течение жидкости.

При малых значениях числа $Re < 10^3$ ламинарный режим течения может сохраниться и в пучке труб. В теплообменных аппаратах, как правило, встречается турбулентное течение жидкости. Однако и при турбулентном течении теплообмен в пучках определяется различными законами. Изменение законов теплоотдачи связано с появлением на трубах пучка турбулентного пограничного слоя, который может появиться при $Re < 1 \cdot 10^5$.

При $Re = 1 \cdot 10^5$ лобовая часть трубы омывается ламинарным пограничным слоем, а кормовая находится в вихревой зоне, при этом в межтрубном пространстве движение жидкости будет турбулентным. Такой режим называется *смешанным режимом движения жидкости*. В настоящее время наиболее изученным является именно этот режим, который соответствует значениям числа $Re = 1 \cdot 10^3 \div 1 \cdot 10^5$. Рассмотрим его особенности. Омывание трубок первого ряда независимо от расположения труб в пучке практически не отличается от омывания одиночной трубы и зависит только от начальной турбулентности потока. Характер омывания следующих рядов труб в обоих пучках изменяется.

При коридорном расположении трубы любого ряда затеняются соответствующими трубами предыдущего ряда, что ухудшает омывание лобовой части, и большая часть поверхности трубы находится в слабой вихревой зоне. При шахматном расположении труб загороживания одних труб другими не происходит. Вследствие этого коэффициент теплоотдачи при шахматном расположении труб в одинаковых условиях выше, чем при коридорном.

На рис. 1.31 а и б показано изменение локального коэффициента теплоотдачи по окружности трубы в зависимости от угла φ для первого и последующих рядов семирядного коридорного и шахматного расположения пучков. По оси

ординат отложены относительные значения коэффициента теплоотдачи α_φ/α , а по оси абсцисс – угол φ , отсчитываемый от лобовой точки трубы. Здесь α – среднее значение коэффициента теплоотдачи по окружности труб различных рядов, а α_φ – его локальное значение.

Из рассмотренных кривых (рис. 1.31 а, б) следует, что коэффициент теплоотдачи α_φ для любого ряда шахматного расположения труб в лобовой части (при $\varphi = 0$) получает максимальное значение и изменение его мало отличается от изменения коэффициента теплоотдачи для одиночной трубы. Такое же изменение коэффициента теплоотдачи имеет место и для первого ряда коридорного расположения пучка.

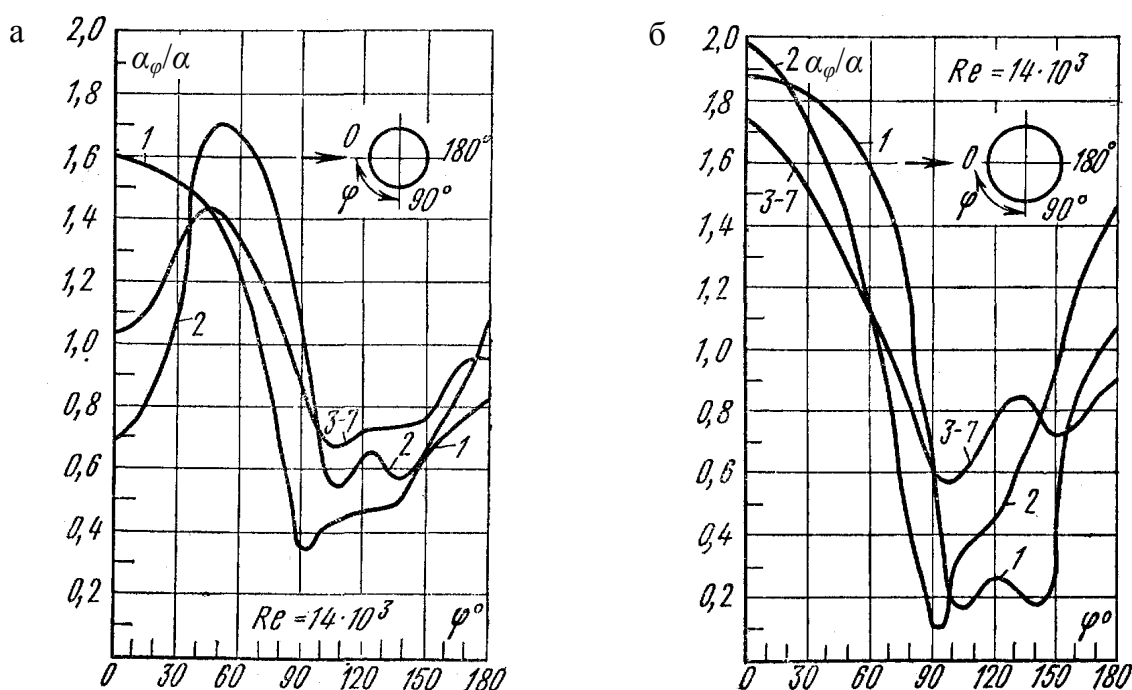


Рис. 1.31. Изменение коэффициента теплоотдачи по окружности труб для различных рядов (с 1-го по 7-й) коридорных (а) и шахматных (б) пучков труб

Для трубок второго и следующих рядов коридорного расположения получается два максимума теплоотдачи α_φ при углах около $50 - 60^\circ$ к направлению потока. Из этого следует, что теплоотдача как в лобовой, так и в кормовой части труб меньше по сравнению с теплоотдачей одиночной трубы. При любом расположении труб каждый ряд вызывает дополнительную турбулизацию потока. Поэтому коэффициент теплоотдачи для труб второго ряда выше, чем для первого, а для третьего ряда выше, чем для второго. Начиная с третьего ряда,

поток жидкости стабилизируется, и коэффициент теплоотдачи для всех последующих рядов остается постоянным.

Если коэффициент теплоотдачи третьего ряда принять за 100%, то коэффициент теплоотдачи первого ряда коридорных и шахматных пучков составляет лишь 60%. Коэффициент теплоотдачи второго ряда коридорного пучка составляет 90%, а шахматного – 70% (рис. 1.32).

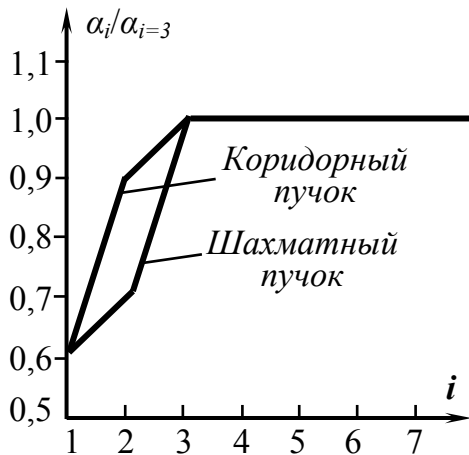


Рис. 1.32. Графики изменения относительных коэффициентов теплоотдачи по рядам пучков труб

В целом теплоотдача в шахматных пучках за счет лучшей турбулизации потока выше, чем в коридорных. Кроме того, теплоотдача в пучках зависит от расстояния между трубами. Эта зависимость учитывается поправочным коэффициентом ε_s , представляющим собой влияние относительных шагов.

Для глубинных рядов коридорного расположения пучка $\varepsilon_s = (s_2/d)^{-0,15}$; для шахматного: при $s_1/s_2 < 2$ $\varepsilon_s = (s_1/s_2)^{1/6}$, при $s_1/s_2 \geq 2$ $\varepsilon_s = 1,12$.

При расчете теплообменных аппаратов и определении среднего коэффициента теплоотдачи для третьего и последующих рядов труб в пучке при смешанном режиме ($Re = 1 \cdot 10^3 \div 1 \cdot 10^5$) применяются следующие уравнения, полученные В. П. Исаченко:

при коридорном расположении труб

$$Nu_{жcd} = 0,26 Re_{жcd}^{0,65} Pr_{жс}^{0,33} (Pr_{жс} / Pr_{см})^{0,25} \varepsilon_s, \quad (1.112)$$

при шахматном расположении труб

$$Nu_{жcd} = 0,41 Re_{жcd}^{0,6} Pr_{жс}^{0,33} (Pr_{жс} / Pr_{см})^{0,25} \varepsilon_s. \quad (1.113)$$

Для воздуха расчетные формулы (1.112) и (1.113) упрощаются и принимают вид:

при коридорном расположении труб

$$Nu_{жcd} = 0,21 Re_{жcd}^{0,65} \varepsilon_s, \quad (1.114)$$

при шахматном расположении труб

$$Nu_{жcd} = 0,37Re_{жcd}^{0,6}\varepsilon_s. \quad (1.115)$$

При вычислении чисел подобия по формулам (1.112) – (1.115) за определяющую температуру принята средняя температура жидкости; за определяющую скорость – скорость жидкости в самом узком сечении ряда; за определяющий размер – наружный диаметр трубы. Формулы справедливы для любых капельных жидкостей и газов.

Значение коэффициента теплоотдачи для трубок первого ряда определяется путем умножения коэффициента теплоотдачи для третьего ряда на поправочный коэффициент $\varepsilon_1 = 0,6$; для труб второго ряда в шахматных пучках – на $\varepsilon_2 = 0,7$, а в коридорных – на $\varepsilon_2 = 0,9$.

Среднее значение коэффициента теплоотдачи для всего пучка в целом определяется по формуле осреднения

$$\alpha_{cp} = \frac{\alpha_1 F_1 + \alpha_2 F_2 + \dots + \alpha_n F_n}{F_1 + F_2 + \dots + F_n}, \quad (1.116)$$

где $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ – средние коэффициенты теплоотдачи в отдельных рядах труб; F_1, F_2, \dots, F_n – поверхности нагрева каждого ряда. Если пучок труб омывается вынужденным потоком жидкости под углом $\psi < 90^\circ$, то коэффициент теплоотдачи для пучка труб при $\psi = 90^\circ$ необходимо умножить на поправочный коэффициент ε_ψ , приведенный в табл. 1.4, тогда $\alpha_\psi = \varepsilon_\psi \cdot \alpha_{90}$.

Таблица 1.4

Значения поправочного коэффициента ε_ψ в зависимости от угла ψ

ψ	90	80	70	60	50	40	30	20	10
ε_ψ	1,00	1,00	0,98	0,94	0,88	0,78	0,67	0,52	0,42

1.4.6. Теплоотдача при свободной конвекции

Свободная, или естественная, конвекция возникает в связи с изменением плотности жидкости от нагревания, которое происходит неравномерно. Свободная конвекция имеет место у нагретых стен печей, трубопроводов, у радиаторов центрального отопления, в холодильниках при охлаждении продуктов и в других случаях. Этот вид теплообмена играет большую роль как в промышленности, так и в быту. Свободный теплообмен возникает в неравномерно нагретом газе или жидкости, находящихся как в ограниченном, так и в неограни-

ченном пространстве. Если тело имеет более высокую температуру, чем окружающая среда, то слои жидкости, нагреваясь от тела, становятся легче и под действием возникающей подъемной силы поднимаются вверх, а на их место поступают из окружающего пространства более холодные слои. Поэтому и возникает свободное движение (рис. 1.33).

Аналитические решения задач по определению теплоотдачи при свободном ламинарном и турбулентном движениях выполнены при целом ряде упрощающих допущений, поэтому эти решения большого практического применения не получили. Все наши знания по определению коэффициента теплоотдачи в основном базируются на эксперименте.

Глубокие экспериментальные исследования по теплоотдаче в свободном потоке были выполнены академиками М. В. Кирпичевым, М. А. Михеевым и их учениками. Многочисленные исследования по теплоотдаче в свободном потоке жидкости были проведены с горизонтальными и вертикальными проволоками, трубами, плитами и шарами. Опыты проводились с воздухом, водородом, углекислым газом, водой, маслом и различными органическими жидкостями. В результате обобщения опытных данных были получены эмпирические уравнения подобия.

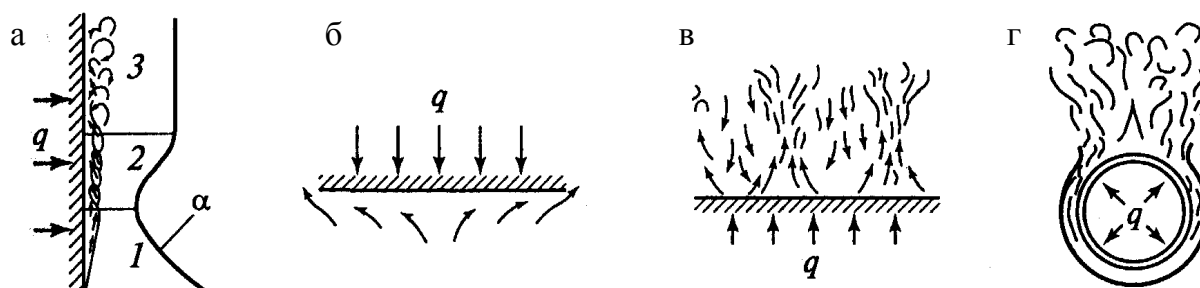


Рис. 1.33. Характер движения жидкости при естественной конвекции в неограниченном пространстве: при нагреве вертикальной стенки (а); при нагреве горизонтальной стенки сверху (б); при нагреве горизонтальной стенки снизу (в); при нагреве горизонтальной трубы изнутри (г); 1, 2 и 3 – соответственно ламинарный, переходный и турбулентный участки движения жидкости

Рассмотрим свободный теплообмен в неограниченном пространстве у вертикальной плиты или трубы (рис. 1.33 а). Возникающее свободное движение жидкости у вертикальных поверхностей может быть как ламинарным, так и турбулентным. Характер движения жидкости в основном зависит от темпера-

турного напора $\Delta t = t_{cm} - t_{жс}$ (здесь t_{cm} – температура нагретой поверхности; $t_{жс}$ – температура неподвижной жидкости вдали от поверхности). При малых значениях температурного напора вдоль всей поверхности наблюдается ламинарное движение жидкости. При больших температурных напорах преобладает турбулентный режим движения. В развитии свободного движения форма тела играет второстепенную роль. Основное значение для свободного движения жидкости имеет длина поверхности, вдоль которой происходит теплообмен.

Характерная картина свободного движения и изменение коэффициента теплоотдачи вдоль вертикальной стенки показаны на рис. 1.33 а. У нижней части стенки в поднимающемся с небольшой скоростью воздухе (жидкости) наблюдается ламинарное движение с постепенно увеличивающейся толщиной ламинарного пограничного слоя. На некотором расстоянии по высоте от нижнего края стенки ламинарный пограничный слой начинает разрушаться, возникает локонообразное движение жидкости, которое постепенно усиливается и переходит в развитое турбулентное движение с ламинарным подслоем в непосредственной близости к поверхности. В соответствии с изменением толщины пограничного слоя и характера движения жидкости у поверхности изменяется и коэффициент теплоотдачи. По мере увеличения ламинарного пограничного слоя, считая от нижнего конца стенки, коэффициент теплоотдачи уменьшается. Минимального значения коэффициент теплоотдачи достигает там, где толщина ламинарного пограничного слоя будет максимальной. В области переходного движения коэффициент теплоотдачи постепенно возрастает и принимает наибольшее постоянное значение в области развитого турбулентного движения жидкости. На рис. 1.33 а показана зависимость коэффициента α только от высоты стенки. Переменность физических параметров жидкости и температурного напора по высоте может привести к изменению коэффициентов теплоотдачи. В среднем теплоотдача при переходном режиме возрастает от значения, соответствующего ламинарному течению, до значения, соответствующего турбулентному движению жидкости.

Для определения среднего коэффициента теплоотдачи при свободном ламинарном движении жидкости вдоль вертикальных стенок и труб, если $(Gr_{жсl} \cdot Pr_{жс}) \leq 10^3 \div 10^9$, то можно использовать следующее уравнение:

$$Nu_{жсl} = 0,75(Gr_{жсl} \cdot Pr_{жс})^{0,25} (Pr_{жс} / Pr_{cm})^{0,25} . \quad (1.117)$$

Для определения среднего коэффициента теплоотдачи при свободном турбулентном движении жидкости вдоль вертикальной стенки, которое наступает при произведении чисел $(Gr_{жс} \cdot Pr_{жс}) > 6 \cdot 10^{10}$, предложена следующая формула

$$Nu_{жс} = 0,15(Gr_{жс} \cdot Pr_{жс})^{0,33} (Pr_{жс} / Pr_{см})^{0,25} . \quad (1.118)$$

Уравнения (1.117), (1.118) получены для чисел $Pr_{жс} \geq 0,7$. В этих формулах за определяющую температуру принята температура жидкости вдали от нагретой поверхности; за определяющий размер – длина поверхности, отсчитываемая от начала теплообмена.

На рис. 1.33 (б – г) показан характер свободного движения жидкости около горячих горизонтальных поверхностей и труб. Особенностью свободного движения жидкости около горизонтальных труб является то, что у труб малого диаметра восходящий поток сохраняет ламинарный режим даже вдали от трубы, а при большом диаметре переход в турбулентный режим может происходить в пределах поверхности самой трубы.

Для определения средних коэффициентов теплоотдачи при свободном ламинарном движении жидкости около горизонтальных труб при $10^3 < (Gr_{жс} \cdot Pr_{жс}) < 10^8$ может быть применена формула

$$Nu_{жс} = 0,5(Gr_{жс} \cdot Pr_{жс})^{0,25} (Pr_{жс} / Pr_{см})^{0,25} . \quad (1.119)$$

Здесь за определяющую температуру принята температура капельной жидкости или газа вдали от трубы, а за определяющий размер – наружный диаметр трубы.

1.4.7. Теплоотдача при свободной конвекции в ограниченном пространстве

В теплотехнике встречаются случаи, когда свободная конвекция возникает в ограниченном пространстве (рис. 1.34). Теплоотдача в замкнутом ограниченном пространстве не может развиваться свободно, поэтому условия теплообмена в этом случае определяются формой и размерами пространства.

Рассчитать такой теплообмен достаточно трудно. Для упрощения расчета сложный процесс теплообмена заменяют теплопроводностью путем введения понятия *эквивалентного коэффициента теплопроводности*, $\lambda_{экв}$, Вт/(м·°С)

$$\lambda_{\text{экв}} = \frac{q\delta}{\Delta t}, \quad (1.120)$$

где q – плотность теплового потока, Вт/м²; δ – толщина (ширина) замкнутого пространства, м; Δt – разность температур между параллельными поверхностями замкнутого пространства, °С.

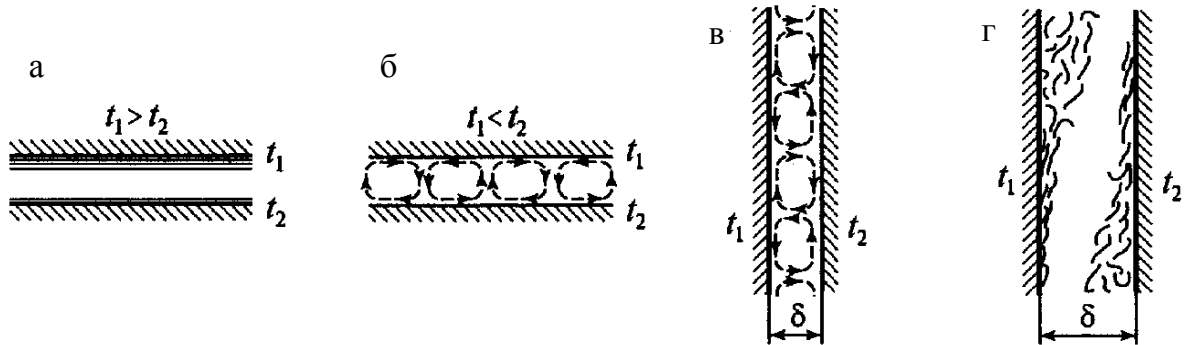


Рис. 1.34. Характер естественного движения жидкости, находящейся в ограниченном пространстве: горизонтальная прослойка при нагреве сверху (а); горизонтальная прослойка при нагреве снизу (б); вертикальные прослойки разной ширины (в, г)

Влияние конвекции учитывается с помощью коэффициента конвекции ε_k , представляющего собой отношение $\lambda_{\text{экв}}$ к λ той же среды при средней температуре.

В приближенных расчетах при $(Gr_{\text{жс}\delta} \cdot Pr_{\text{жс}}) > 10^3$ принимают

$$\varepsilon_k = 0,18 \cdot (Gr_{\text{жс}\delta} Pr_{\text{жс}})^{0,25}. \quad (1.121)$$

После определения ε_k вычисляют $\lambda_{\text{экв}}$ и q по формулам

$$\lambda_{\text{экв}} = \varepsilon_k \lambda, \quad (1.122)$$

$$q = \lambda_{\text{экв}} \Delta t / \delta. \quad (1.123)$$

В уравнении (1.121) при определении чисел подобия (независимо от формы прослойки) за определяющий размер принята ее толщина δ , а за определяющую температуру – средняя температура $t_{cp} = 0,5(t_1 + t_2)$.

1.4.8. Теплоотдача в жидких металлах

Иногда в качестве рабочих жидкостей применяют расплавленные металлы, обладающие существенными преимуществами по сравнению с газами и жидко-

стями. Расплавленные металлы имеют высокую температуру кипения, большие коэффициенты теплоотдачи и термически устойчивы. Жидкие металлы применяют в тех случаях, когда при низких давлениях требуется передавать теплоту высоких потенциалов. Водяной пар для этих условий мало пригоден – при высоких температурах он имеет большое давление. Газы также имеют существенные недостатки – малый коэффициент теплоотдачи и небольшую теплоемкость.

В качестве теплоносителей применяют натрий, калий, натриево-калиевый сплав, литий, висмут, ртуть, олово, сплавы висмута и олова и другие.

Для определения коэффициента теплоотдачи при вынужденном турбулентном движении щелочных и тяжелых металлов рекомендуется следующая формула:

$$Nu_{жcd} = 4,5 + 0,014(Re_{жcd} Pr_{жс})^{0,8}. \quad (1.124)$$

Здесь за определяющую температуру принята средняя температура жидкого металла, за определяющий размер – эквивалентный диаметр канала. Формула (1.124) применима для чистых поверхностей нагрева и герметичных контуров нагрева, заполненных нейтральным газом, при числах $Re_{жcd} = 10^4 \div 10^6$, $Pr_{жс} = 0,004 \div 0,032$ и при соотношении $l/d > 30$.

Поправка на длину трубы ε при $l/d < 30$ определяется по уравнению $\varepsilon = 1,72(d/l)^{0,16}$.

От направления теплового потока и температурного напора коэффициент теплоотдачи жидких металлов не зависит.

При свободном движении щелочных и тяжелых металлов, а также их сплавов рекомендуется следующее уравнение:

$$Nu_{сз} = C \cdot Gr_{сз}^n Pr_{сз}^{0,4}. \quad (1.125)$$

В этом уравнении C и n находятся в зависимости от значений критерия $Gr_{сз}$:

- при $Gr_{сз} = 10^2 \div 10^9$ $C = 0,52$ и $n = 0,25$ (ламинарный режим);
- при $Gr_{сз} = 10^9 \div 10^{13}$ $C = 0,106$ и $n = 0,33$ (турбулентный режим).

За определяющую температуру принята средняя температура пограничного слоя $t_{сз} = 0,5(t_{жс} + t_{см})$. За определяющий размер приняты: для вертикальных пластин – их высота, для горизонтальных труб – внешний диаметр.

1.4.9. Теплоотдача при кипении жидкости

В предыдущих подразделах рассматривались процессы, в которых теплоноситель не менял своего агрегатного состояния. В данном подразделе рассматриваются процессы кипения жидкости, при которых происходит переход жидкой фазы в парообразную. Переход теплоносителя из одного агрегатного состояния в другое влияет на механизм и интенсивность теплообмена.

Рассмотрим процесс теплоотдачи при кипении жидкости. Теплообмен при кипении воды является важнейшим процессом, протекающим в парогенераторах (котлах), различных испарителях и атомных реакторах.

Кипением называется парообразование, характеризующееся возникновением новых свободных поверхностей раздела жидкой и паровой фаз внутри жидкости, нагретой выше температуры насыщения. Характерной особенностью процесса кипения является образование пузырьков пара.

Различают кипение жидкости на твердой поверхности теплообмена и кипение в объеме жидкости.

Объемное кипение может происходить при перегреве жидкости относительно температуры насыщения при данном давлении. Объемное кипение можно получить при быстром уменьшении давления или при наличии в жидкости внутренних источников теплоты.

В современной теплоэнергетике обычно встречаются процессы кипения на твердых поверхностях, поэтому они и будут рассматриваться в дальнейшем.

Процесс кипения на твердой поверхности может возникнуть тогда, когда температура жидкости выше температуры насыщения при данном давлении, а температура поверхности теплообмена выше температуры кипящей жидкости. Образование пузырьков пара происходит непосредственно на поверхности теплообмена.

Как показывают наблюдения, пузырьки пара зарождаются только на обогреваемой поверхности в перегретом пограничном слое жидкости и только в отдельных точках этой поверхности, называемых *центрами парообразования*. Центрами образования пузырьков пара являются неровности самой стенки, микротрещины поверхности нагрева, частицы накипи, а также адсорбированные на поверхности нагрева газы. Количество образующихся пузырьков пара будет тем больше, чем больше центров парообразования, чем больше перегрет

пограничный слой, чем больше температурный напор или чем больше тепловая нагрузка поверхности нагрева.

При испарении жидкости в полости пузырей объем их увеличивается, и при достижении определенных размеров пузырьки пара отрываются от поверхности и всплывают вверх, а на их месте возникают новые пузырьки (рис. 1.35). Размер пузыря при отрыве определяется условиями механического равновесия между подъемной силой, стремящейся оторвать пузырек от поверхности, и силой поверхностного натяжения, удерживающего его на поверхности. Рост пузырьков до отрыва от обогреваемой поверхности и движение их после отрыва вызывают интенсивную циркуляцию и перемешивание жидкости в пограничном слое, вследствие чего резко возрастает интенсивность теплоотдачи от поверхности к жидкости. Такой режим называется *пузырьковым кипением*. Число центров парообразования на греющей поверхности увеличивается по мере роста плотности теплового потока q , поскольку при этом увеличивается перегрев жидкости у стенки.

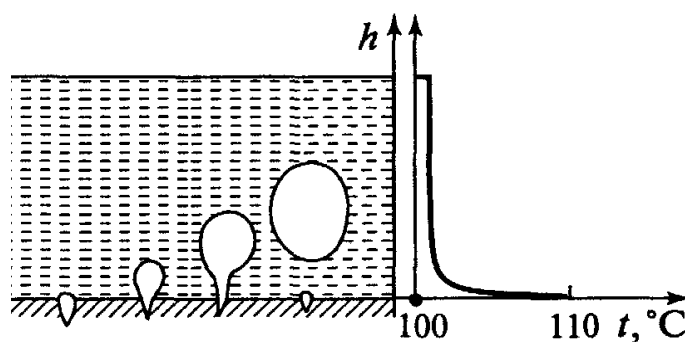


Рис. 1.35. Схема зарождения паровых пузырей в микротрещине обогреваемой поверхности и распределение температур по высоте сосуда с кипящей водой

Механизм парообразования и интенсивность теплообмена определяются разностью температур стенки и жидкости (температурным напором) $\Delta t = t_{cm} - t_{ж}$. На рис. 1.36 изображена типичная зависимость коэффициента теплоотдачи и тепловой нагрузки (плотности теплового потока) от температурного напора.

При значениях $\Delta t < 5^\circ\text{C}$ количество отделяющихся от поверхности нагрева пузырьков невелико и пузырьки еще не способны вызвать существенное перемешивание жидкости. В этих условиях интенсивность теплообмена определяется свободным движением жидкости и коэффициент теплоотдачи слабо уве-

личивается с ростом Δt . Такой режим кипения происходит в зоне естественной конвекции (см. рис. 1.36).

Дальнейшее увеличение температурного напора Δt сопровождается ростом числа пузырьков пара, и их движение после отрыва вызывает интенсивное перемешивание жидкости. Наступает режим развитого пузырькового кипения, при котором коэффициент теплоотдачи и тепловая нагрузка резко возрастают (зона пузырькового кипения на рис. 1.36).

При некоторой величине Δt отдельные пузырьки пара начинают соединяться и образуют паровую пленку, которая покрывает сначала отдельные участки поверхности нагрева, а затем отделяет полностью жидкость от поверхности нагрева. Пленка периодически разрушается и уходит от поверхности в виде больших пузырей. Вместо разрушившейся пленки возникает новая. Такой режим кипения называется *пленочным*.

В этих условиях теплота передается от поверхности нагрева к жидкости путем теплопроводности, конвективного теплообмена и излучения, а испарение происходит с поверхности пленки. Так как теплопроводность пара значительно меньше теплопроводности жидкости, то появление паровой пленки приводит к резкому уменьшению коэффициента теплоотдачи (зона пленочного кипения на рис. 1.36).

Когда пленка устойчиво покрывает всю поверхность нагрева, условия теплообмена стабилизируются и при дальнейшем росте Δt коэффициент теплоотдачи остается практически неизменным, а тепловая нагрузка увеличивается пропорционально Δt .

В области перехода пузырькового кипения в пленочное зависимость $q = f(\Delta t)$ имеет максимальное значение. Величины Δt , q , α , соответствующие моменту перехода пузырькового режима кипения в пленочное, называются *критическими*.

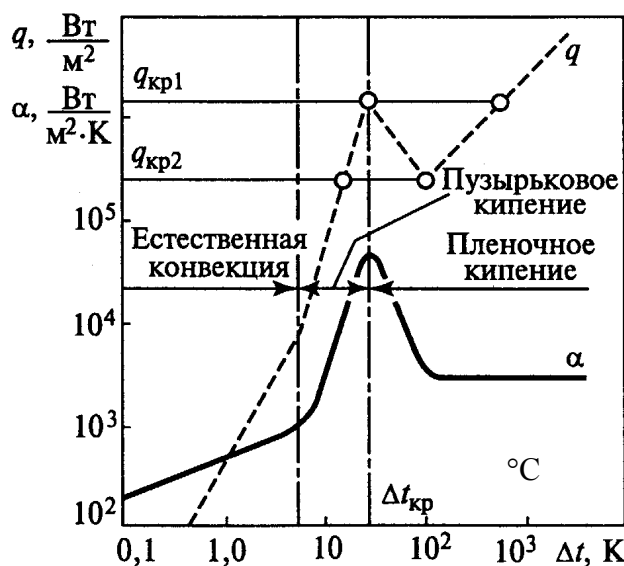


Рис. 1.36. Зависимость плотности теплового потока q и коэффициента теплоотдачи α от величины перегрева стенки Δt

Критические параметры, соответствующие переходу пузырькового кипения в пленочное, для воды составляют: $\Delta t_{кр} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$, $\alpha_{кр} = 46\,500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $q_{кр} = 1,16 \cdot 10^6 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

В технике стараются не приближаться к критической тепловой нагрузке $q_{кр1}$, соответствующей переходу к пленочному режиму кипения. Дело в том, что в аппаратах, в которых тепловой поток задается независимо от интенсивности теплоотдачи (например в электронагревателях), случайное даже непродолжительное по времени превышение тепловой нагрузки над $q_{кр1}$ приведет к переходу в пленочный режим кипения, и температура нагревателя резко возрастет – почти на $1000 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. рис. 1.36). Даже легированные стали не выдерживают столь высоких температур. Обратный переход к пузырьковому кипению происходит только при достаточно сильном снижении тепловой нагрузки (до $q_{кр2}$).

Для расчета коэффициента теплоотдачи α , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C})$, при пузырьковом режиме кипения воды и давлении насыщенных паров $p_s = 1 \div 200 \text{ бар}$ можно использовать формулу

$$\alpha = 3,4q^{0,7} p_s^{0,18} = 33,4\Delta t^{2,33} p_s^{0,5}, \quad (1.126)$$

где q – плотность теплового потока, $\text{Вт}/\text{м}^2$; p_s – давление насыщенных паров воды, бар; Δt – температурный напор, $^\circ\text{C}$.

1.4.10. Теплоотдача при конденсации пара

Переход вещества из газообразного состояния в жидкое называют *конденсацией*. Различают конденсацию в объеме пара или парогазовой смеси и конденсацию на поверхности твердого тела или жидкости, с которыми пар находится в контакте. Чаще на практике встречается поверхностная конденсация – в конденсаторах паровых турбин, в опреснителях при получении питьевой воды из морей и океанов, в теплообменниках холодильных установок и в других устройствах.

Конденсация пара всегда связана с отводом теплоты через поверхности конденсации и с одновременным отводом образующегося вещества – конденсата. Конденсация может происходить только при условии, что температура и давление пара ниже температуры и давления критической точки.

Если насыщенный или перегретый пар соприкасается со стенкой, температура которой ниже температуры насыщения при данном давлении, то вследствие теплообмена пар охлаждается и конденсируется. Конденсат в виде пленки или капель оседает на поверхности и стекает вниз.

В зависимости от состояния поверхности различают два вида конденсации: *капельную* и *пленочную*. Если поверхность конденсатора не смачивается жидкостью (покрыта каким-либо жиром, керосином, нефтяным продуктом и др.) и конденсат осаждается в виде отдельных капелек, то происходит капельная конденсация (рис. 1.37). На полностью смачиваемой поверхности конденсатора конденсирующийся насыщенный пар образует сплошную пленку определенной толщины, поэтому такая конденсация называется пленочной (рис. 1.38).

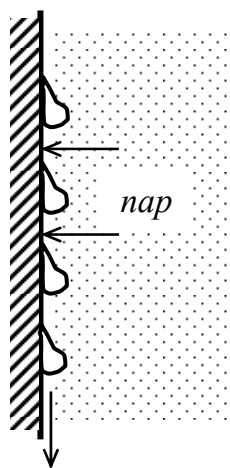


Рис. 1.37. Капельная конденсация пара на вертикальной поверхности

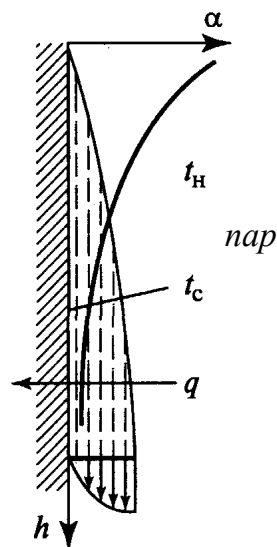


Рис. 1.38. Изменение коэффициента α по высоте пластины при пленочной конденсации

Для водяного пара капельная конденсация – явление случайное, неустойчивое и кратковременное. Она отличается интенсивным теплообменом, и коэффициент теплоотдачи при капельной конденсации в 15–20 раз выше, чем при пленочной. Объясняется это явление тем, что конденсирующийся пар находится в непосредственном соприкосновении с холодной поверхностью.

Обычно в теплообменных аппаратах, работающих на чистом водяном паре, наблюдается пленочная конденсация. В верхней части вертикальной стенки или трубы пленка стекает с малыми скоростями и движение пленки ламинарное. По мере стекания конденсата по высоте h количество конденсата увеличивается, соответственно возрастает толщина пленки δ и средняя по толщине скорость

течения конденсата. При значениях числа $Re \geq 400$ ламинарное течение пленки переходит в турбулентное.

При пленочной конденсации теплота пара передается поверхности пленки конденсата, а пленка передает теплоту стенке. Пленка конденсата представляет собой значительное термическое сопротивление, и чем она толще, тем меньше теплоотдача.

Рассмотрим теплоотдачу при пленочной конденсации в случае ламинарного движения пленки конденсата.

В данном процессе перенос теплоты через пленку осуществляется только теплопроводностью. Пусть поверхность пленки конденсата, обращенная к пару, имеет температуру t_n (температуру насыщения), а поверхность пленки конденсата, соприкасающаяся со стенкой, имеет температуру t_c . Тогда при коэффициенте теплопроводности конденсата λ , Вт/(м·°С), и толщине пленки δ , м, поверхностная плотность теплового потока q , Вт/м², равна

$$q = \lambda(t_n - t_c) / \delta . \quad (1.127)$$

Кроме того, из закона Ньютона–Рихмана известно, что при коэффициенте теплоотдачи α , Вт/(м²·°С), поверхностная плотность теплового потока q , Вт/м², равна

$$q = \alpha(t_n - t_c) . \quad (1.128)$$

Из уравнений (1.127) и (1.128) следует, что $\alpha = \lambda / \delta$, т. е. коэффициент теплоотдачи зависит от толщины слоя конденсата, стекающего по стенке вниз, и чем толще слой, тем меньше теплоотдача.

На коэффициент теплоотдачи также оказывает влияние направление движения пара. Движение пара вдоль вертикальной стенки вниз увеличивает скорость течения пленки, уменьшает ее толщину и увеличивает коэффициент теплоотдачи. При противоположном движении пара и пленки наблюдается обратный эффект.

Большое влияние на интенсивность теплоотдачи при конденсации оказывает содержание газов в паре. Скапливаясь у теплоотдающих или тепловоспринимающих поверхностей, газы резко уменьшают коэффициент теплоотдачи (за счет малого значения их теплопроводности). Так, наличие в паре 2 % воздуха уменьшает α примерно в три раза. Поэтому в теплообменниках с двухфазной средой предусматривают отсос газов и продувку застойных зон.

Масса конденсата m , кг/(с·м²), образующаяся на 1 м² поверхности, определяется по формуле

$$m = \frac{q}{r} = \frac{\lambda(t_n - t_c)}{\delta r}, \quad (1.129)$$

где r – удельная теплота парообразования, Дж/кг.

На основании обобщения опытных данных с различными жидкостями и теоретического анализа, проведенного Нуссельтом, получены расчетные формулы.

Среднее значение α , Вт/(м²·°С), для всей высоты стенки h , м, определяют по формуле

$$\alpha = 0,943 \cdot 4 \sqrt{\frac{r\rho^2 g\lambda^3}{\mu(t_n - t_c)h}}, \quad (1.130)$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с²; μ – коэффициент динамической вязкости, Па·с.

Формула (1.130) пригодна не только для плоскости, но и для вертикальных труб и цилиндров.

Для горизонтальных труб диаметром d , м, рекомендуется следующая формула:

$$\alpha = 0,728 \cdot 4 \sqrt{\frac{r\rho g\lambda^3}{\nu(t_n - t_c)d}}, \quad (1.131)$$

где ν – кинематический коэффициент вязкости, м²/с.

В формулах (1.130) и (1.131) физические константы конденсата λ , ρ , μ , ν берут при средней температуре $t_{cp} = 0,5(t_n + t_c)$.

Так как высота трубы всегда больше диаметра, то коэффициент теплоотдачи при горизонтальном расположении трубы выше, чем при вертикальном.

Приведенные формулы (1.130) и (1.131) относятся к ламинарному движению пленки конденсата, когда критерий $Re < 400$ (при неподвижном паре). При турбулентном движении пленки коэффициент теплоотдачи становится больше.

1.4.11. Контрольные вопросы

1. Как влияет свободная конвекция на теплоотдачу при ламинарном движении жидкости, с помощью какого критерия подобия она учитывается в уравнении?
2. Какие уравнения подобия рекомендуются при ламинарном движении жидкости?
3. Как учитывается направление теплового потока в критериальном уравнении?
4. Какие уравнения подобия рекомендуются при турбулентном движении жидкости?
5. Чем отличается теплоотдача в изогнутых трубах-змеевиках?
6. Какие уравнения подобия рекомендуются при движении жидкости вдоль пластины?
7. Описать три характерных случая омывания одиночной трубы при поперечном движении жидкости.
8. Чем отличается процесс теплоотдачи для одиночной трубы при поперечном движении жидкости?
9. Какие уравнения подобия рекомендуются для одиночной трубы при поперечном движении жидкости?
10. Как определить коэффициент теплоотдачи, если поток жидкости, омывающий одиночную трубу, не перпендикулярен оси трубы?
11. Какие пучки труб применяются в технике, какими параметрами они характеризуются?
12. Описать подробно характер омывания пучков труб при поперечном движении жидкости.
13. Какие уравнения подобия рекомендуются для пучков труб при поперечном движении жидкости?
14. Как определяется средний коэффициент теплоотдачи для пучка труб?
15. Особенности теплоотдачи жидких металлов.
16. Уравнение подобия теплоотдачи для жидких металлов.
17. Описать механизм возникновения свободного потока жидкости.
18. Описать характерную картину свободного движения жидкости у вертикальной стенки.

19. Какими уравнениями подобия описывается теплоотдача при свободном движении жидкости?
20. Как определяется коэффициент теплоотдачи при свободной конвекции в ограниченном пространстве?
21. При каких условиях возникают процессы кипения жидкости и конденсации пара?
22. Где образуются пузырьки пара?
23. Какое кипение называется пузырьковым и пленочным?
24. Какой момент кипения называется критическим?
25. Какие уравнения рекомендуются для определения коэффициента теплоотдачи при пузырьковом кипении жидкости?
26. Какие различают виды конденсации?
27. При каком виде конденсации коэффициент теплоотдачи больше и почему?
28. От чего зависит коэффициент теплоотдачи при конденсации?
29. Запишите уравнения теплоотдачи для вертикальной и горизонтальной стенок при конденсации пара.
30. Как определяется масса образовавшегося конденсата?
31. Как влияет направление движения пара на теплоотдачу?
32. Как влияет на теплоотдачу расположение поверхности трубы при конденсации?
33. Как влияют примеси газа на теплоотдачу при конденсации?

1.5. Лучистый теплообмен

1.5.1. Основные понятия лучистого теплообмена

Лучистый теплообмен или тепловое излучение – это теплообмен обусловленный превращением внутренней энергии тела в энергию электромагнитных волн, и последующим переносом и поглощением этой энергии другими телами.

Из курса физики известно, что все тела при температурах, отличных от абсолютного нуля, излучают и поглощают кванты электромагнитного поля – *фотоны*, распространяющиеся со скоростью света ($c = 3 \cdot 10^8$ м/с).

При температурах, с которыми обычно имеют дело в технике, основное количество энергии излучается при длине волны λ от 0,8 до 400 мкм. Эти лучи принято называть *тепловыми (инфракрасными)*. При лучистом теплообмене нет необходимости ни в контакте между телами, ни в каком-либо теплоносителе, т. к. лучистый теплообмен может происходить и в вакууме.

Большинство твердых и жидких тел имеет сплошной (непрерывный) спектр излучения, т. е. тела излучают энергию всех длин волн – от 0 до ∞ . К твердым телам, имеющим непрерывный спектр излучения, относятся непрозрачные проводники и полупроводники электричества, металлы с окисленной шероховатой поверхностью. Металлы с полированной поверхностью, газы и пары характеризуются селективным (прерывистым) спектром излучения.

Лучистый теплообмен встречается, например, в топках котлов и при лучистом отоплении помещений.

Природа излучения связана со сложными внутриатомными и внутримолекулярными процессами. Возбудителями электромагнитных волн являются заряженные материальные частицы, т. е. электроны и ионы, входящие в состав вещества.

Рассмотрим систему из двух тел **А** и **Б**, причем температура тела **А** больше, чем температура тела **Б** (рис. 1.39). При лучистом теплообмене между этими телами происходит двойное преобразование энергии.

Во-первых, тепловая энергия тела **А** преобразуется в энергию электромагнитных волн (лучистую энергию) и передается телу **Б**.

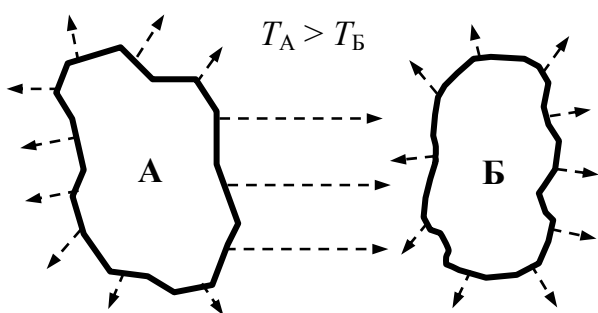


Рис. 1.39. Лучистый теплообмен между двумя телами

Во-вторых, тело **Б** преобразует поглощенную лучистую энергию в тепловую и нагревается, кроме того, тело **Б** также излучает энергию электромагнитных волн.

Когда температуры тел сравняются лучистый теплообмен не прекратится, просто количество передаваемой энергии будет равно количеству поглощаемой. Суммарное количество энергии всех длин волн, излучаемое с поверхности тела в единицу времени называется *полным, или интегральным лучистым потоком* Q , Вт.

Тепловой поток, излучаемый на всех длинах волн с единицы поверхности тела по всем направлениям, называется *поверхностной плотностью потока интегрального излучения*, или *излучательной способностью* E , Вт/м². Излучательная способность определяется природой данного тела и его температурой (собственное излучение тела), величина E , Вт/м², может быть найдена по формуле

$$E = \frac{dQ}{dF} \Rightarrow dQ = E \cdot dF \Rightarrow Q = \int_F E dF, \quad (1.132)$$

где dQ – лучистый поток, испускаемый элементарной площадкой dF .

Каждой длине волны при определенной температуре соответствует определенная интенсивность излучения. *Интенсивность излучения* I_λ , Вт/м³, представляет собой плотность потока интегрального излучения, отнесенную к рассматриваемому интервалу длин волн,

$$I_\lambda = \frac{dE}{d\lambda}. \quad (1.133)$$

Величину I_λ , Вт/м³, называют еще *спектральной плотностью потока интегрального излучения*.

Поскольку свет и тепловое излучение имеют одинаковую природу, между ними много общего. Часть энергии излучения $E_{пад}$, падающей на тело (рис. 1.40), поглощается (E_A), часть отражается (E_R) и часть проникает сквозь него (E_D). Таким образом, получим

$$E_A + E_R + E_D = E_{пад}. \quad (1.134)$$

Это уравнение теплового баланса можно записать в безразмерной форме:

$$A + R + D = 1. \quad (1.135)$$

Здесь величина $A = E_A / E_{пад}$ называется *коэффициентом поглощения*, $R = E_R / E_{пад}$ – *коэффициентом отражения*, $D = E_D / E_{пад}$ – *коэффициентом пропускания*.

Тело, поглощающее все падающее на него излучение, называется *абсолютно черным*. Для этого тела $A = 1$. Для *абсолютно белого тела* $R = 1$, для *абсолютно прозрачного тела* $D = 1$.

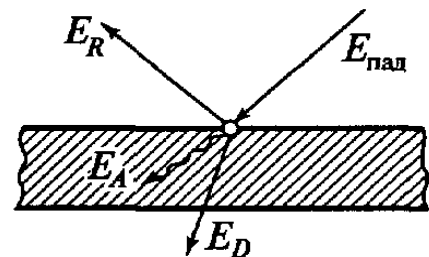


Рис. 1.40. Распределение энергии излучения, падающей на тело

Тела, для которых коэффициенты $0 < A < 1$, $R \neq 1$, $D \neq 1$ и не зависят от длины волны падающего излучения, называются *серыми*. Абсолютных тел не существует, в природе все тела серые, тем не менее понятие об абсолютных телах является очень важным для сравнения с ними реальных тел.

Если поверхность поглощает тепловые лучи, но не поглощает световые, она не кажется черной. Более того, наше зрение может воспринимать такую поверхность как белую, например снег, для которого $A = 0,98$. Стекло, прозрачное в видимой части спектра, почти непрозрачно для тепловых лучей ($A = 0,94$).

1.5.2. Законы лучистого теплообмена

Законы лучистого теплообмена получены для абсолютно черного тела, при условии, что все рассматриваемые тела принимают одинаковую температуру (т. е. находятся в термодинамическом равновесии), т. к. испускают и поглощают лучистую энергию в одинаковых количествах.

Интенсивность излучения абсолютно черного тела и любого реального серого тела зависит от температуры и длины волны. Абсолютно черное тело испускает лучи всех длин волн от 0 до ∞ . Если каким-либо образом отделить лучи с разными длинами волн друг от друга и измерить энергию каждого луча, то окажется, что распределение энергии вдоль спектра различно.

Закон Планка устанавливает распределение интенсивности излучения по различным участкам спектра длин волн λ .

Связь спектральной плотности потока излучения абсолютно черного тела $I_{\lambda 0}$, Вт/м³, (в дальнейшем все характеристики абсолютно черного тела будем записывать с индексом «0») с длиной волны излучения λ и абсолютной температурой тела была установлена в 1900 году М. Планком:

$$I_{\lambda 0} = \frac{C_1 \lambda^{-5}}{e^{C_2/(\lambda T)} - 1}, \quad (1.136)$$

где $C_1 = 3,74 \cdot 10^{-16}$ Вт/м² и $C_2 = 1,44 \cdot 10^{-2}$ м·К – постоянные излучения.

Графически закон Планка представлен на рис. 1.41. Для луча одной и той же длины волны интенсивность излучения увеличивается с возрастанием температуры тела, испускающего лучи.

Закон Вина. Из рис. 1.41 видно, что плотность потока излучения $I_{\lambda 0}$ возрастает от нуля при $\lambda = 0$ до максимума при определенной длине волны λ_{\max} и снова стремится к нулю при $\lambda \rightarrow \infty$.

В. Вин в 1893 г. установил, что произведение $T\lambda_{\max}$ есть величина постоянная, т. е. для длины волны λ_{\max} , мкм, соответствующей максимальному значению $I_{\lambda 0}$, справедливо отношение

$$\lambda_{\max} = \frac{2,898 \cdot 10^3}{T}, \quad (1.137)$$

где T – абсолютная температура излучающего тела, К.

Из выражения (1.137) следует, что с ростом температуры максимум излучения смещается в сторону коротких волн (рис. 1.41), поэтому этот закон иногда называют законом смещения Вина. Пользуясь законом Вина, можно определить температуру сильно нагретых тел на расстоянии, например, температуру расплавленных металлов или космических объектов.

Закон Стефана-Больцмана. На рис. 1.41 площадь заштрихованного прямоугольника, равная произведению $I_{\lambda 0}d\lambda$, в диапазоне длин волн от λ до $\lambda+d\lambda$ определяет поверхностную плотность потока излучения абсолютно черного тела dE_0 , Вт/м²:

$$dE_0 = I_{\lambda 0}d\lambda. \quad (1.138)$$

Поверхностная плотность потока интегрального излучения абсолютно черного тела E_0 , Вт/м², определяется суммированием dE_0 по всем длинам волн, т. е. площадью под кривой для данной температуры тела (см. рис. 1.41):

$$E_0 = \int_0^{\infty} I_{\lambda 0}d\lambda. \quad (1.139)$$

Подставив сюда $I_{\lambda 0}$ из формулы (1.136) и проинтегрировав, получим выражение

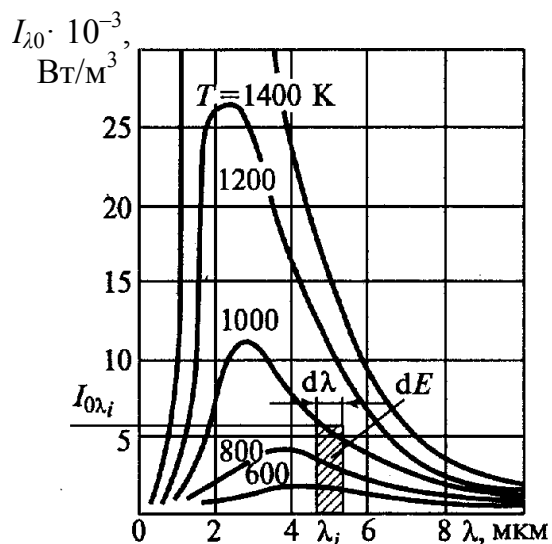


Рис. 1.41. Спектральная плотность потока излучения по закону Планка

$$E_0 = \sigma_0 T^4, \quad (1.140)$$

где $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴) – постоянная Больцмана.

Формула (1.140) была получена опытным путем в 1879 г. чешским ученым И. Стефаном и теоретически обоснована в 1881 г. австрийским физиком Л. Больцманом.

Для технических расчетов закон Стефана – Больцмана обычно записывают в виде

$$E_0 = C_0 \cdot \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad (1.141)$$

где $C_0 = 5,67$ Вт/(м²·К⁴) – коэффициент излучения абсолютно черного тела.

Серые тела, с которыми мы имеем дело на практике, излучают меньше тепловой энергии, чем абсолютно черное тело при той же температуре. Отношение поверхностной плотности потока собственного интегрального излучения E данного тела к поверхностной плотности потока интегрального излучения E_0 абсолютно черного тела при той же температуре называется *степенью черноты* ε (или *коэффициентом теплового излучения*):

$$\varepsilon = E / E_0. \quad (1.142)$$

Используя понятие степени черноты, можно записать закон Стефана – Больцмана для реального тела:

$$E = \varepsilon E_0 = \varepsilon C_0 \cdot \left(\frac{T}{100} \right)^4 = C \cdot \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad (1.143)$$

где $C = \varepsilon C_0$ – коэффициент излучения серого тела, Вт/(м²·К⁴).

Степень черноты ε меняется для различных тел от нуля до единицы в зависимости от вида материала, состояния поверхности, температуры. Значения степени черноты для некоторых материалов приведены в табл. 1.5.

Закон Кирхгофа устанавливает количественную связь между энергиями излучения и поглощения для серых тел и абсолютно черного тела. Кирхгоф установил, что *отношение излучательной способности тела к его поглощательной способности одинаково для всех серых тел и зависит только от температуры*, т. е. для всех тел при данной температуре можно записать

$$\frac{E_1}{A_1} = \frac{E_2}{A_2} = \dots = \frac{E_n}{A_n} = E_0 . \quad (1.144)$$

Следуя закону Кирхгофа, можно записать $E/A = const = f(T)$. В соответствии с законом Кирхгофа отношение энергии излучения к коэффициенту поглощения не зависит от природы тела и энергии излучения абсолютно черного тела при той же температуре. Чем больше коэффициент поглощения, тем больше для этого тела и энергия излучения. Если тело мало излучает, то оно мало и поглощает.

Закон Кирхгофа справедлив не только для всего спектра в целом, но и для излучения определенной длины волны (монохроматического излучения).

Таблица 1.5

Степень черноты различных материалов

Материал	Температура, °С	Степень черноты ε
Алюминий:		
полированный	225...575	0,039...0,057
с шероховатой поверхностью	26	0,055
Сталь:		
листовая шлифованная	940...1100	0,55...0,61
окисленная	200...600	0,80
Медь:		
полированная	80...115	0,018...0,023
окисленная	200...600	0,57...0,87
Чугун обточенный	830...990	0,60...0,70
Кирпич:		
красный строительный	20	0,93
огнеупорный	1100	0,75
Штукатурка известковая шероховатая	10...90	0,91
Сажа ламповая	40...370	0,945
Вода	0...100	0,95...0,963
Масляные краски различных цветов	100	0,92...0,96

Закон Ламберта. Ранее было показано, что закон Стефана – Больцмана определяет количество энергии, излучаемой телом по всем направлениям.

Однако интенсивность зависит от его направления, определяемого углом φ , который оно образует с нормалью к поверхности (рис. 1.42).

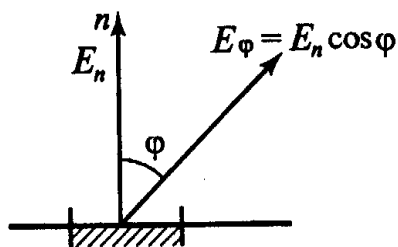


Рис. 1.42. К закону Ламберта

И. Ламберт установил, что *максимальное излучение E_n имеет место в направлении нормали к поверхности. Количество энергии E_φ , излучаемой под углом φ к нормали, пропорционально косинусу угла φ :*

$$E_\varphi = E_n \cos \varphi. \quad (1.145)$$

Отсюда видно, что интенсивность излучения вдоль поверхности (при $\varphi = 90^\circ$) равна нулю.

Закон Ламберта применим для тел, обладающих диффузным излучением, в диапазоне изменения угла $0 < \varphi < 60^\circ$. Закон Ламберта неприменим для зеркальных поверхностей.

1.5.3. Лучистый теплообмен между твердыми телами

1.5.3.1. Лучистый теплообмен между двумя параллельными пластинами

Вначале рассмотрим теплообмен между двумя единичными (по 1 м^2) поверхностями, обращенными друг к другу с небольшим зазором (рис. 1.43), причем $T_1 > T_2$. Степени черноты этих поверхностей различны и равны ε_1 и ε_2 , соответственно.

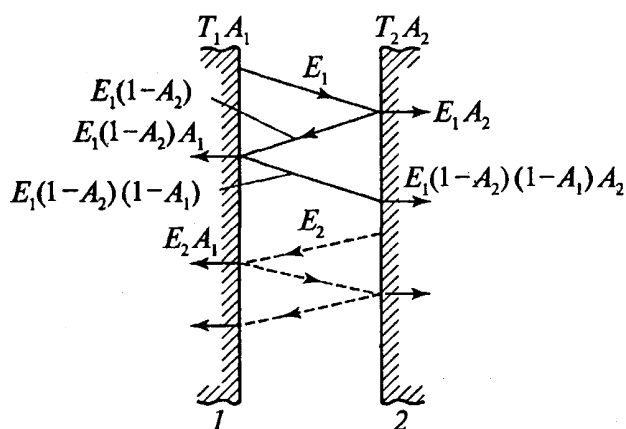


Рис. 1.43. Схема лучистого теплообмена между двумя параллельными пластинами

В этой системе E_1 – энергия собственного излучения первого тела на второе, E_2 – второго на первое. После попадания энергии E_1 на второе тело часть ее E_1A_2 поглощается вторым телом, часть $E_1 - E_1A_2 = E_1(1-A_2)$ отражается снова на первое тело, где доля $E_1(1-A_2)A_1$ отраженного излучения поглощается, а доля $E_1(1-A_2)(1-A_1)$ отражается на второе тело и так до бесконечности.

Введем понятие эффективного излучения тела, которое равно сумме его собственного и отраженного излучений. Для непрозрачного тела при $D = 0$ и $R = 1 - A$ выражение для определения эффективного излучения тела $E_{эф}$ будет иметь вид

$$E_{эф} = E + E_{над}(1 - A). \quad (1.146)$$

Каждое из рассматриваемых тел, изображенных на рис. 1.43, имеет эффективное (полное) излучение, соответственно $E_{эф1}$ и $E_{эф2}$. Для первого тела $E_{эф2}$ является падающим излучением, поэтому

$$E_{эф1} = E_1 + E_{эф2}(1 - A_1). \quad (1.147)$$

Здесь величина $E_{эф2}(1 - A_1)$ автоматически учитывает бесконечную сумму отраженных первым телом потоков. Аналогично для второго тела

$$E_{эф2} = E_2 + E_{эф1}(1 - A_2). \quad (1.148)$$

Решая систему уравнений (1.147) и (1.148) относительно $E_{эф1}$ и $E_{эф2}$, получим:

$$E_{эф1} = \frac{E_1 + E_2 - A_1 E_2}{A_1 + A_2 - A_1 A_2}, \quad (1.149)$$

$$E_{эф2} = \frac{E_1 + E_2 - A_2 E_1}{A_1 + A_2 - A_1 A_2}. \quad (1.150)$$

Плотность результирующего теплового потока от первого тела на второе $q_{1,2}$, Вт/м², определяется по формуле

$$q_{1,2} = E_{эф1} - E_{эф2} = \frac{A_2 E_1 - A_1 E_2}{A_1 + A_2 - A_1 A_2}. \quad (1.151)$$

Выразим E_1 , E_2 по закону Стефана – Больцмана (1.143) и подставим в уравнение (1.151). Опуская подстановки и замены соответствующих величин и считая, что коэффициенты теплового излучения обеих поверхностей существенно не изменяются в диапазоне температур от T_1 до T_2 , получим

$$q_{1,2} = C_{np} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (1.152)$$

где C_{np} – приведенный коэффициент излучения, Вт/(м²·К⁴).

Приведенный коэффициент излучения определяется по формуле

$$C_{np} = \frac{1}{1/C_1 + 1/C_2 - 1/C_0}, \quad (1.153)$$

где $C_1 = \varepsilon_1 C_0$ – коэффициент излучения первого тела, Вт/(м²·К⁴); $C_2 = \varepsilon_2 C_0$ – коэффициент излучения второго тела, Вт/(м²·К⁴).

Из формулы (1.152) следует, что полный поток теплоты $Q_{1,2}$, Вт, передаваемой излучением от горячего тела холодному, пропорционален поверхности тела F , м², приведенному коэффициенту теплового излучения системы C_{np} , Вт/(м²·К⁴), и разности четвертых степеней абсолютных температур тел

$$Q_{1,2} = C_{np} F \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]. \quad (1.154)$$

1.5.3.2. Лучистый теплообмен между поверхностями, находящимися одна внутри другой

На практике часто встречается случай, когда одна теплообменная поверхность находится внутри другой с большим зазором (рис. 1.44).

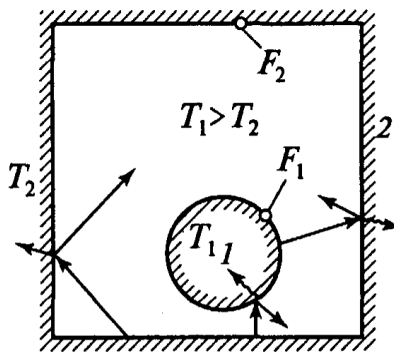


Рис. 1.44. Схема лучистого теплообмена между телами в замкнутом пространстве

В отличие от теплообмена между близко расположенными поверхностями одинаковой величины здесь лишь часть излучения поверхности F_2 попадает на F_1 . Остальная энергия воспринимается самой же поверхностью F_2 . Количество теплоты, излученной внутренним телом внешнему телу, можно определить по формуле

$$Q_{1,2} = C_{np} F_1 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]. \quad (1.155)$$

Здесь приведенный коэффициент излучения C_{np} , Вт/(м²·К⁴), определяется по формуле

$$C_{np} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_0} \right)}. \quad (1.156)$$

В расчетах можно применять приведенную степень черноты системы тел ε_{np}

$$\varepsilon_{np} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)}. \quad (1.157)$$

Тогда в формулу (1.155) вместо C_{np} нужно подставлять произведение $\varepsilon_{np}C_0$.

В общем случае теплообмена каждое из тел излучает в сторону другого лишь часть своей энергии, остальная часть рассеивается в пространстве или попадает на другие тела. Поэтому в расчетную формулу (1.155) вводится поправочный коэффициент, называемый *коэффициентом облученности тела* $\varphi_{1,2}$, учитывающий долю излучения первого тела, которая воспринимается вторым телом.

Таким образом, теплообмен между двумя произвольно расположенными телами может быть рассчитан по формулам

$$Q_{1,2} = \varphi_{1,2} C_{np} F_1 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \quad (1.158)$$

или

$$Q_{1,2} = \varphi_{1,2} \varepsilon_{np} C_0 F_1 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]. \quad (1.159)$$

Коэффициент облученности называют также *угловым коэффициентом излучения*. Это чисто геометрический фактор, зависящий только от формы, размеров тел и их взаимного расположения. Различают коэффициент облученности первым телом второго $\varphi_{1,2}$ и коэффициент облученности вторым телом первого $\varphi_{2,1}$. При этом $\varphi_{1,2}F_1 = \varphi_{2,1}F_2$. Коэффициент облученности определяется аналитически или экспериментально. Для большинства частных случаев в технике значения коэффициентов облученности или соответствующие формулы для их расчета приводятся в справочниках. Если все излучение первого тела попадает на другое, как показано на рис. 1.44, то $\varphi_{1,2} = 1$.

В приближенных расчетах лучистого теплообмена между двумя произвольно расположенными телами величину ε_{np} допустимо рассчитывать по формуле $\varepsilon_{np} = \varepsilon_1 \varepsilon_2$.

При ε_1 и $\varepsilon_2 \geq 0,8$ ошибка таких расчетов меняется от 0 до 20 % при изменении отношения F_1/F_2 от 1 до 0.

1.5.3.3. Влияние экранов на лучистый теплообмен

Для защиты от перегрева некоторых элементов теплотехнического оборудования требуется уменьшить лучистый теплообмен. Например, чтобы оградить рабочих от действия теплового излучения в горячих цехах, где имеются поверхности с высокими температурами. В других случаях необходимо защитить деревянные части зданий в целях предотвращения воспламенения. В этом случае между излучателем и обогреваемым элементом ставят перегородки, называемые *экранами*.

Обычно *экран* представляет собой тонкий металлический лист с большой отражательной способностью, причем температуры обеих поверхностей экрана можно считать одинаковыми.

Рассмотрим действие экрана, установленного при лучистом теплообмене между двумя плоскими безграничными параллельными поверхностями, причем передачей теплоты конвекцией будем пренебрегать (рис. 1.45).

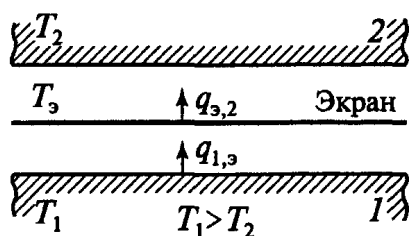


Рис. 1.45. Схема лучистого теплообмена между двумя поверхностями через экран

Температуры стенок и экрана поддерживаются постоянными, причем $T_1 > T_2$. Поверхности стенок и экрана считаются одинаковыми и имеют одну и ту же степень черноты $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_{\text{эк}} = \varepsilon$, следовательно, коэффициенты излучения стенок и экрана равны между собой. Тогда приведенные коэффициенты излучения между поверхностями без экрана, между первой поверхностью и экраном, экраном и второй поверхностью также равны между собой и равны C_{np} .

Удельный лучистый тепловой поток q_0 , Вт/м², передаваемый от первой поверхности ко второй без экрана, определяем по формуле

$$q_0 = C_{np} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]. \quad (1.160)$$

Тепловой поток q_1 , Вт/м², передаваемый от первой поверхности к экрану, находим по формуле

$$q_1 = C_{np} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{эк}}{100} \right)^4 \right], \quad (1.161)$$

а от экрана ко второй поверхности q_2 , Вт/м², по уравнению:

$$q_2 = C_{np} \left[\left(\frac{T_{эк}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]. \quad (1.162)$$

При установившемся тепловом состоянии $q_1 = q_2$, поэтому

$$C_{np} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{эк}}{100} \right)^4 \right] = C_{np} \left[\left(\frac{T_{эк}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]. \quad (1.163)$$

Отсюда можно выразить отношение, из которого находится температура экрана $T_{эк}$, К

$$\left(\frac{T_{эк}}{100} \right)^4 = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 + \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]. \quad (1.164)$$

Подставляя полученную температуру экрана в уравнение (1.161) или (1.162), получаем

$$q_{1,2} = \frac{1}{2} C_{np} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]. \quad (1.165)$$

Сравнивая уравнения (1.161) и (1.165), находим, что установка одного экрана при принятых условиях уменьшает удельный лучистый тепловой поток в два раза

$$q_{1,2} = \frac{1}{2} q_0. \quad (1.166)$$

Аналогично можно доказать, что установка двух экранов уменьшает лучистый тепловой поток втрое, установка трех экранов уменьшает лучистый тепловой поток вчетверо и т. д.

Таким образом, при установке n экранов можно записать

$$q_n = \frac{q_0}{n+1}. \quad (1.167)$$

При установке n экранов в случае, если $\varepsilon_{\text{эк}} \neq \varepsilon$ ($\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon$), справедливо отношение

$$\frac{q_n}{q_0} = \frac{1}{1 + n \frac{\varepsilon(2 - \varepsilon_{\text{эк}})}{\varepsilon_{\text{эк}}(2 - \varepsilon)}}. \quad (1.168)$$

Значительный эффект уменьшения теплообмена излучением получается при использовании экрана из полированного металла. Если $\varepsilon = 0,8$ (окисленная стальная поверхность), а $\varepsilon_{\text{эк}} = 0,1$ (полированная металлическая поверхность), то при наличии одного экрана $q_n/q_0 = 0,073$, т. е. лучистый тепловой поток уменьшается более чем в 13 раз. При наличии трех таких экранов лучистый теплообмен снижается в 39 раз! На этом основано конструирование специальной изоляции, состоящей из множества полированных металлических пластин или фольги с зазорами, широко применяемой в последнее время. Для исключения конвекции и теплопроводности из зазоров часто откачивается воздух. Такая изоляция называется вакуумно-многослойной.

1.5.4. Особенности излучения газов

Излучение газообразных тел резко отличается от излучения твердых тел и имеет свои особенности.

Не все газы одинаково излучают и поглощают тепловую энергию. Одноатомные и двухатомные газы (гелий, водород, кислород, азот и другие) не излучают и не поглощают лучистую энергию и считаются прозрачными для тепловых лучей. *Излучают и поглощают энергию только трехатомные и многоатомные газы.* К таким газам относятся CO_2 и пары H_2O , наиболее часто встречающиеся в теплоэнергетических установках, например, в уходящих газах, как правило, они присутствуют одновременно.

Излучение твердых тел распределено хотя и неравномерно, но по всем длинам волн, т. е. имеет сплошной спектр. В отличие от этого газы излучают и поглощают лучи только в определенных для каждого газа интервалах длин волн, т. е. они обладают избирательной или селективной излучательно-поглощательной способностью и имеют спектр в виде полос (рис. 1.46). Это объясняется тем, что газы излучают и поглощают энергию свободными молекулами, а твердые тела – огромным числом связанных молекул. Уровни энергии электронов в свободных мо-

лекулах имеют вполне определенные для каждого вещества значения. Поэтому при переходе электронов с одного уровня на другой каждый элемент поглощает или излучает фотон определенной энергии (или длины волны).

Когда же несколько молекул образуют твердое тело, электроны каждой из них находятся под действием сил со стороны соседних атомов, а это приводит к тому, что некоторые энергетические уровни становятся размытыми и перекрывают друг друга.

Таким образом, в излучении и поглощении в этом случае участвуют электроны не каких-то определенных энергий, а всех возможных. Трехатомные и многоатомные газы обладают излучательно-поглощательной способностью определенном диапазоне длин волн. Например, основные продукты сгорания органического топлива CO_2 и H_2O имеют в своем спектре три полосы в диапазоне волн $\lambda = 2,24 \dots 30$ мкм.

Если твердые тела, нагретые до высокой температуры, излучают и поглощают только с поверхности, то излучение газов носит объемный характер. Эта особенность серьезно затрудняет расчет теплообмена излучением и делает его весьма приближенным.

Так, для ориентировочного расчета излучения газов в пустоту можно использовать уравнение Стефана – Больцмана

$$E_2 = C_0 \varepsilon_2 (T_2 / 100)^4 = C (T_2 / 100)^4, \quad (1.169)$$

где E_2 – плотность интегрального потока излучения газа, Вт/м²; ε_2 – степень черноты газа; T_2 – температура газа, К; C – коэффициент излучения газа, Вт/(м² · К⁴).

Но для газов коэффициенты черноты ε_2 (или $A_2 = \varepsilon_2$) зависят от температуры T_2 , парциального давления данного газа в смеси p_i и пути пробега излучения l , который часто бывает равен толщине слоя газа δ_2 :

$$\varepsilon_2 = f(T_2, p_i, l). \quad (1.170)$$

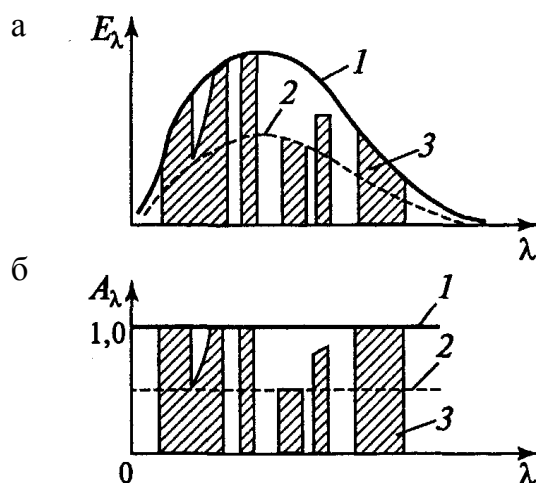


Рис. 1.46. Спектры излучения (а) и поглощения (б): 1 – абсолютно черного тела; 2 – серого тела; 3 – газа

Эта функция для различных газов имеет различный вид, но в любом случае, если ее ввести в уравнение (1.169), окажется, что E_2 будет пропорциональна уже не T_2^4 , а T_2^n , где $n < 4$. Например, для CO_2 $n = 3,5$, а для H_2O $n = 3$.

Таким образом, поглощательная способность газа зависит от толщины и плотности газового слоя. Чем выше плотность излучающего компонента газовой смеси, определяемая парциальным давлением p_i , и чем больше толщина слоя l , тем больше молекул принимает участие в излучении и тем выше его излучательная способность и коэффициент поглощения. Поэтому коэффициент теплового излучения ε газов обычно представляют в виде зависимости от произведения pl . Величина l здесь является одновременно и длиной пути луча, пронизывающего газовый объем. На рис. 1.47 приведены зависимости коэффициентов теплового излучения (степени черноты) диоксида углерода $\varepsilon_{\text{CO}_2}$ и водяного пара $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ от температуры при различных значениях pl . Для водяного пара в связи со способностью его молекул к ассоциации влияние p сильнее, чем l , поэтому значение $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$, найденное по номограмме (рис. 1.47), следует умножить на поправочный коэффициент β (рис. 1.48), зависящий от парциального давления $p_{\text{H}_2\text{O}}$.

Диоксид углерода и водяной пар обычно содержатся в топочных газах (продуктах сгорания) одновременно. В этом случае коэффициент излучения газа

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \beta \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}. \quad (1.171)$$

Возможное присутствие в газе золы и сажи существенно увеличивает коэффициент излучения объема и должно учитываться отдельно.

Для определения коэффициентов теплового излучения компонентов газовой смеси по графикам (рис. 1.47) требуется знать толщину l излучающего слоя газового объема. Рекомендации к определению l можно найти в зависимости от конструктивных параметров теплообменной поверхности. Например, если лучевоспринимающими поверхностями являются стенки топочной камеры (камеры сгорания), то

$$l = 3,6 \cdot V / F_c, \quad (1.172)$$

где V – объем камеры, м^3 ; F_c – площадь поверхности стенок, ограничивающих объем камеры, м^2 .

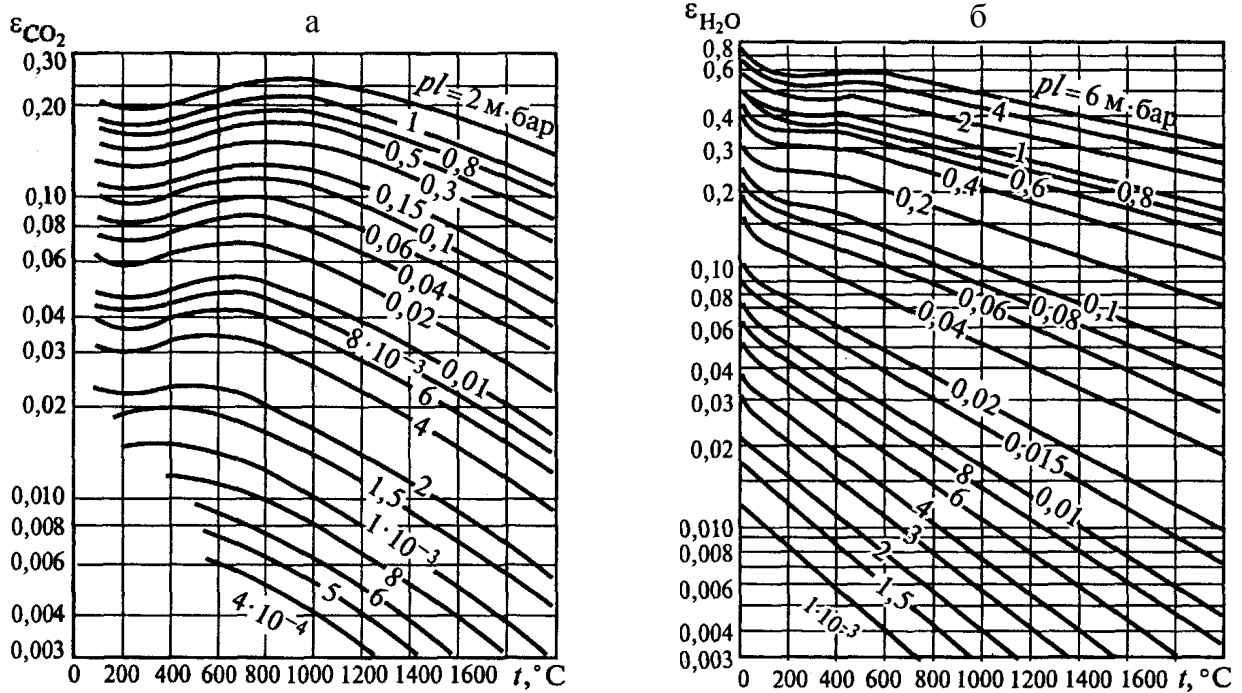


Рис. 1.47. Зависимость коэффициентов теплового излучения CO_2 (а) и H_2O (б) от температуры

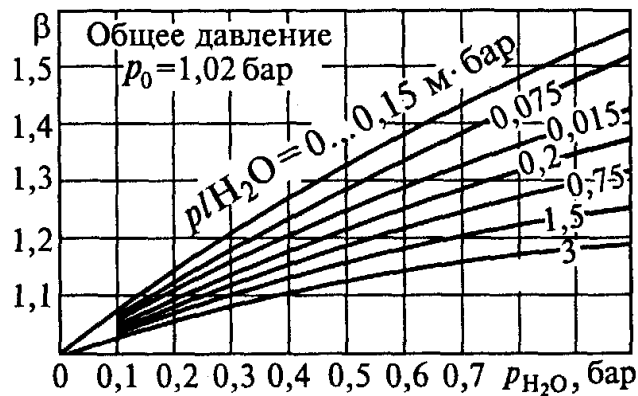


Рис. 1.48. Зависимость поправочного коэффициента β от парциального давления

Плотность потока излучения $q_{z,c}$, $\text{Вт}/\text{м}^2$, от газа к окружающим его поверхностям теплообмена (стенкам) определяется по формуле

$$q_{z,c} = \varepsilon_{np} C_0 \left[\left(\frac{T_z}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_c}{100} \right)^4 \right]. \quad (1.173)$$

Здесь

$$\varepsilon_{np} = \varepsilon_2 \varepsilon_c / [\varepsilon_c + \varepsilon_2 (1 - \varepsilon_c)], \quad (1.174)$$

где ε_{np} – приведенная степень черноты; ε_c – степень черноты стенок топочной камеры.

В результате можно сделать вывод, что расчет лучистого теплообмена между стенками топочной камеры и уходящими газами является достаточно сложным и приближенным, т. к. выполняется с помощью целого ряда графиков или таблиц.

1.5.5. Контрольные вопросы

1. Каковы основные особенности лучистого теплообмена?
2. На какие части делится энергия падающего на тело потока излучения?
3. Какие тела называются абсолютно черным, абсолютно белым и абсолютно прозрачным? Для чего нужны понятия абсолютных тел?
4. Как определяется поверхностная плотность потока интегрального излучения?
5. Как определяется интенсивность излучения?
6. В чем сущность законов Планка и Вина?
7. Каково практическое применение закона Вина?
8. В чем сущность закона Стефана – Больцмана?
9. В чем сущность закона Кирхгофа?
10. Закон Ламберта. Для каких тел он применим?
11. Что такое степень черноты? От каких факторов она зависит?
12. Лучистый теплообмен между двумя параллельными пластинами.
13. Теплообмен излучением, когда одно тело находится внутри другого.
14. Уравнение лучистого теплообмена для произвольно расположенных тел.
15. Назначение экранов при лучистом теплообмене (приведите примеры).
16. Как приблизительно изменится количество излучаемой энергии при установке двух экранов?
17. Какие газы обладают способностью излучать?
18. В чем заключаются основные особенности излучения газов?
19. От чего зависит степень черноты излучающего газа?

20. Как определяется плотность потока излучения от газа к окружающим его поверхностям теплообмена?

1.6. Теплопередача

1.6.1. Теплопередача как сложный вид теплообмена

Как правило, теплообмен протекает одновременно посредством двух, а чаще трех простых видов теплообмена. Такой теплообмен называется *сложным*.

Теплопередача – это сложный вид теплообмена, при котором теплота передается от одной подвижной горячей среды к другой подвижной холодной среде через твердую стенку (рис. 1.49). При этом в передаче теплоты одновременно принимают участие все виды теплообмена – теплопроводность, конвекция и излучение, которые были подробно изучены в предыдущих подразделах. В специальной литературе теплопередачу иногда называют *теплопроводностью при граничных условиях третьего рода*.

Действительно, при наличии стенки процесс теплопередачи складывается из трех звеньев. Первое звено – перенос теплоты конвекцией от горячего теплоносителя к стенке. Конвекция всегда сопровождается теплопроводностью и часто – излучением.

Второе звено – перенос теплоты теплопроводностью через стенку. При распространении теплоты в пористых телах теплопроводность связана с конвекцией и излучением в порах.

Третье звено – перенос теплоты конвекцией от второй поверхности стенки к холодному теплоносителю. В этом процессе передачи теплоты конвекция также сопровождается теплопроводностью и излучением.

Примерами теплопередачи могут служить: передача теплоты от греющей воды к воздуху помещения через стенки нагревательных батарей центрального отопления, передача теплоты от дымовых газов к воде через стенки кипятильных труб в паровых котлах, передача теплоты от конденсирующего пара к воде через стенки труб конденсатора, передача теплоты от нагретых газов к воде че-

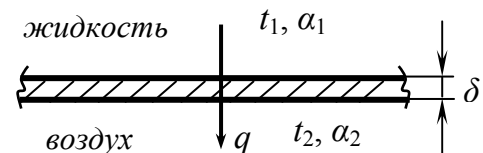


Рис. 1.49. Теплопередача от жидкости к воздуху

рез стенку цилиндра двигателя внутреннего сгорания и т. д. Во всех рассматриваемых случаях стенка служит проводником теплоты и изготавливается из материала с высокой теплопроводностью.

В других случаях, когда требуется уменьшить потери теплоты, стенка должна быть изолятором и изготавливаться из материала с хорошими теплоизоляционными свойствами.

Стенки встречаются самой разнообразной формы: в виде плоских или ребристых листов, в виде пучка цилиндрических или ребристых труб, в виде шаровых поверхностей и т. п.

Процессы теплоотдачи и излучения являются составными частями теплопередачи, но при этом необходимо иметь в виду следующее: количественной характеристикой процесса теплообмена от движущейся среды к стенке (или наоборот) является суммарный коэффициент теплоотдачи α_{Σ} , Вт/(м²·°С), который учитывает перенос теплоты теплопроводностью, конвекцией и излучением

$$\alpha_{\Sigma} = \alpha_k + \alpha_l, \quad (1.175)$$

где α_k – коэффициент теплоотдачи, учитывающий перенос теплоты конвекцией и теплопроводностью, Вт/(м²·°С); α_l – коэффициент теплоотдачи, учитывающий перенос теплоты излучением, Вт/(м²·°С).

Суммарная плотность теплового потока при теплоотдаче определяется по уравнению

$$q = q_k + q_l, \quad (1.176)$$

где q_k , q_l – соответственно конвективная и лучистая составляющие суммарной плотности теплового потока, Вт/м².

Согласно уравнению Ньютона – Рихмана можно записать

$$q_k = \alpha_k (T_{жс} - T_n), \quad (1.177)$$

$$q_l = \alpha_l (T_{жс} - T_n). \quad (1.178)$$

Здесь $T_{жс}$, T_n – абсолютные температуры жидкости и поверхности, К.

По закону Стефана – Больцмана удельный лучистый тепловой поток можно найти как

$$q_l = \varepsilon C_0 \left[\left(\frac{T_n}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{жс}}{100} \right)^4 \right], \quad (1.179)$$

где ε – степень черноты поверхности стенки; C_0 – излучательная способность абсолютно черного тела, Вт/(м²·К⁴).

Из уравнений (1.178) и (1.179) можно определить коэффициент α_l

$$\alpha_l = \varepsilon C_0 \left[\left(\frac{T_n}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{жс}}{100} \right)^4 \right] / (T_n - T_{жс}). \quad (1.180)$$

На практике с помощью коэффициента α_l , определенного по формуле (1.180), производится учет лучистого теплообмена в задачах теплоотдачи и теплопередачи.

Таким образом, суммарная плотность теплового потока при теплоотдаче равна

$$q_l = (\alpha_k + \alpha_l)(T_{жс} - T_n) = \alpha_\Sigma (T_{жс} - T_n). \quad (1.181)$$

Входящий в уравнение (1.181) суммарный коэффициент теплоотдачи α_Σ , Вт/(м²·°С), входит также и в уравнение теплопередачи. В дальнейшем будем иметь в виду, что в общем случае теплопередачи от одной среды к другой (рис. 1.49) коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 , учитывающие конвекцию, теплопроводность и излучение, равны соответственно

$$\alpha_1 = \alpha_{к1} + \alpha_{л1}, \quad (1.182)$$

$$\alpha_2 = \alpha_{к2} + \alpha_{л2}. \quad (1.183)$$

1.6.2. Теплопередача через однослойную и многослойную плоские стенки

Предположим, что через плоскую однородную стенку переносится теплота при стационарном режиме от горячего теплоносителя с постоянной температурой t_1 и коэффициентом теплоотдачи α_1 к холодному теплоносителю с постоянной температурой t_2 и коэффициентом теплоотдачи α_2 (рис. 1.50).

Поскольку теплопередача – это сложный процесс, состоящий из трех стадий (см. п. 6.1), тогда для каждой стадии этого процесса можно написать уравнения для определения теплового потока.

Тепловой поток Q , Вт, переданный горячим теплоносителем стенке путем конвективного теплообмена, определяется по уравнению Ньютона – Рихмана

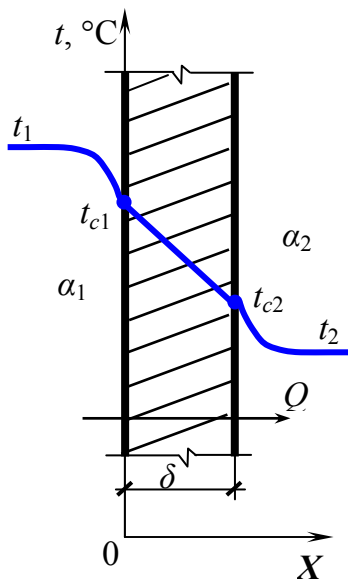


Рис. 1.50. Теплопередача через однослойную плоскую стенку

$$Q = \alpha_1 F (t_1 - t_{c1}), \quad (1.184)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от горячего теплоносителя с постоянной температурой t_1 к поверхности стенки, учитывающий все виды теплообмена, Вт/(м²·К); F – расчетная площадь поверхности плоской стенки, м².

Тепловой поток, переданный теплопроводностью через плоскую стенку толщиной δ , м, определяется по уравнению

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} (t_1 - t_2) F. \quad (1.185)$$

Тепловой поток, переданный от второй поверхности стенки к холодному теплоносителю, определяется по той же формуле конвективного теплообмена Ньютона – Рихмана

$$Q = \alpha_2 F (t_{c2} - t_2), \quad (1.186)$$

где α_2 – коэффициент теплоотдачи от второй поверхности стенки к холодному теплоносителю с постоянной температурой t_2 , Вт/(м²·К).

Величины Q в уравнениях (1.184), (1.185) и (1.186) одинаковы, т. к. при стационарном режиме сколько теплоты стенка воспринимает, столько же она и отдает.

Решая систему, составленную из этих трех уравнений, относительно разностей температур, имеем

$$+ \begin{cases} \frac{Q}{\alpha_1 F} = t_1 - t_{c1}, \\ \frac{\delta Q}{\lambda F} = t_{c1} - t_{c2}, \\ \frac{Q}{\alpha_2 F} = t_{c2} - t_2. \end{cases} \quad (1.187)$$

Складывая почленно левые и правые части уравнений системы (1.187), получим уравнение теплопередачи через однослойную плоскую стенку

$$Q = \frac{F(t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (1.188)$$

В уравнении (1.188) величина $1/(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2})$ обозначается буквой k , измеряется в Вт/(м²·К) и называется *коэффициентом теплопередачи*:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (1.189)$$

Тогда уравнение (1.188) можно будет записать в следующем виде:

$$Q = kF(t_1 - t_2). \quad (1.190)$$

Числовое значение коэффициента теплопередачи выражает количество теплоты, проходящей через единицу поверхности стенки в единицу времени от горячего к холодному теплоносителю при разности температур между ними в 1°.

Полученное уравнение (1.190) называют *уравнением теплопередачи*.

Для определения k требуются предварительные определения α_1 и α_2 , которые в большинстве случаев являются величинами сложными, поскольку учитывают передачу теплоты за счет нескольких видов теплообмена.

Значение k всегда меньше наименьшего значения коэффициента теплоотдачи α . Величина, обратная коэффициенту теплопередачи, называется *полным термическим сопротивлением* через однослойную плоскую стенку, обозначается буквой R , (м²·К)/Вт

$$R = \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}. \quad (1.191)$$

Здесь $1/\alpha_1$ и $1/\alpha_2$ – внешние термические сопротивления теплоотдачи; δ/λ – внутреннее термическое сопротивление стенки.

В случае передачи теплоты через многослойную плоскую стенку (рис. 1.51) в знаменателе формулы (1.188) нужно поставить сумму термических сопротивлений всех слоев

$$Q = \frac{F(t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (1.192)$$

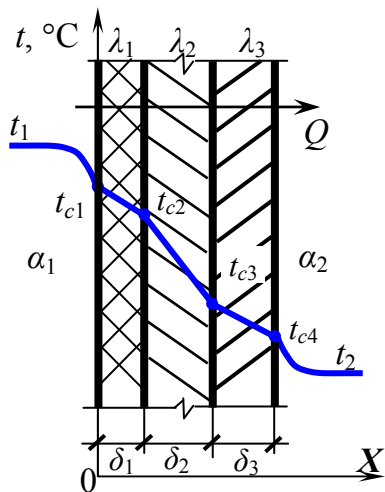


Рис. 1.51. Теплопередача через трехслойную плоскую стенку

Коэффициент теплопередачи k , Вт/(м²·К), через многослойную плоскую стенку равен

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (1.193)$$

Полное термическое сопротивление R , (м²·К)/Вт, через многослойную плоскую стенку равно

$$R = \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}. \quad (1.194)$$

Температура на поверхностях плоской стенки определяется из следующих уравнений:

$$t_{c1} = t_1 - \frac{Q}{\alpha_1 F}, \quad (1.195)$$

$$t_{c4} = t_2 + \frac{Q}{\alpha_2 F}. \quad (1.196)$$

При известных α_1 , α_2 и k температуры поверхностей плоской стенки можно найти по формулам

$$t_{c1} = t_1 - \frac{k}{\alpha_1} (t_1 - t_2), \quad (1.197)$$

$$t_{c4} = t_2 + \frac{k}{\alpha_2} (t_1 - t_2). \quad (1.198)$$

1.6.3. Теплопередача через однослойную и многослойную цилиндрические стенки

Предположим, что через цилиндрическую однородную стенку переносится тепло при стационарном режиме от горячего теплоносителя с постоянной температурой t_1 и коэффициентом теплоотдачи α_1 к холодному теплоносителю с постоянной температурой t_2 и коэффициентом теплоотдачи α_2 (рис. 1.52).

Тогда для теплового потока можно написать три уравнения:

$$\begin{cases} Q = \alpha_1 \pi d_1 l (t_1 - t_{c1}), \\ Q = \frac{\pi l (t_{c1} - t_{c2})}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}}, \\ Q = \alpha_2 \pi d_2 l (t_{c2} - t_2). \end{cases} \quad (1.199)$$

Здесь l – высота цилиндрической стенки, м; λ – коэффициент теплопроводности стенки, Вт/(м·°С).

Решая эти уравнения относительно разности температур, а затем складывая, получим уравнение теплопередачи через однослойную цилиндрическую стенку

$$Q = \frac{\pi l (t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}. \quad (1.200)$$

Уравнение (1.200) можно написать в следующем виде:

$$Q = k_{\lambda} \pi l (t_1 - t_2). \quad (1.201)$$

Здесь величину k_{λ} называют *линейным коэффициентом теплопередачи*, Вт/(м·К).

Линейный коэффициент теплопередачи k_{λ} находится по формуле

$$k_{\lambda} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}. \quad (1.202)$$

Числовое значение линейного коэффициента теплопередачи цилиндрической стенки k_{λ} есть количество теплоты, проходящей через 1 м трубы в единицу времени от горячего теплоносителя к холодному при разности температур между ними в 1°.

Значения плотности теплового потока q_1 и q_2 , Вт/м², отнесенные к внутренней или наружной поверхности, будут отличны друг от друга и равны соответственно

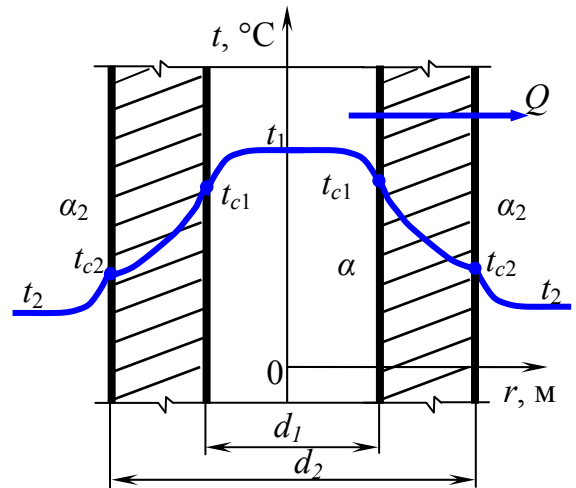


Рис. 1.52. Теплопередача через однослойную цилиндрическую стенку

$$q_1 = \frac{Q}{\pi d_1 l} = \frac{k_n}{d_1} (t_1 - t_2), \quad (1.203)$$

$$q_2 = \frac{Q}{\pi d_2 l} = \frac{k_n}{d_2} (t_1 - t_2). \quad (1.204)$$

Величину, обратную линейному коэффициенту теплопередачи, обозначают R_n , м·К/Вт, и называют *полным линейным термическим сопротивлением теплопередачи через цилиндрическую стенку*

$$R_n = \frac{1}{k_n} = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}, \quad (1.205)$$

где $\frac{1}{\alpha_1 d_1}$ и $\frac{1}{\alpha_2 d_2}$ – термические сопротивления теплоотдачи; $\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}$ – термическое сопротивление однослойной цилиндрической стенки.

Температуры внутренней и наружной поверхностей цилиндрической стенки t_{c1} и t_{c2} , °С, определяются по формулам

$$t_{c1} = t_1 - \frac{Q}{\alpha_1 d_1 \pi l}, \quad (1.206)$$

$$t_{c2} = t_2 + \frac{Q}{\alpha_2 d_2 \pi l}. \quad (1.207)$$

При переносе теплоты через многослойную цилиндрическую стенку, имеющую n слоев, тепловой поток Q , Вт, будет равен

$$Q = \frac{\pi l (t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}}}. \quad (1.208)$$

1.6.4. Критический диаметр изоляции

Тепловой изоляцией называют всякое покрытие горячей поверхности, которое способствует снижению потерь теплоты в окружающую среду. Для тепловой изоляции могут быть использованы любые материалы с низкой теплопроводностью – пробка, минеральная вата, пенополиуретан, пенополистирол и другие, но теплоизоляционными считаются только те материалы, коэффициент теплопроводности которых $\lambda \leq 0,2$ Вт/(м·°С).

Анализ формулы полного линейного термического сопротивления теплопередачи цилиндрической стенки показывает, что тепловые потери изолированных трубопроводов уменьшаются не пропорционально увеличению толщины изоляции.

Рассмотрим условие, при котором материал, используемый для изоляции трубы, будет уменьшать тепловые потери.

Пусть цилиндрическая труба покрыта однослойной изоляцией. При постоянных α_1 , α_2 , d_1 , d_2 , λ_1 , λ_2 , t_1 и t_2 рассмотрим, как будет изменяться полное термическое сопротивление при изменении толщины изоляции.

Уравнение полного термического сопротивления двухслойной цилиндрической стенки имеет вид

$$R_{\lambda} = \frac{1}{k_{\lambda}} = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_3}, \quad (1.209)$$

где d_3 – наружный диаметр изоляции, м; λ_2 – коэффициент теплопроводности изоляции, Вт/(м·К).

При увеличении внешнего диаметра изоляции d_3 увеличивается сопротивление слоя изоляции $\left(\frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} \right)$, но одновременно уменьшается сопротивление теплоотдачи $\left(\frac{1}{\alpha_2 d_3} \right)$ на наружной поверхности изоляции.

Возьмем первую производную от правой части уравнения (1.209) по d_3 и приравняем ее к нулю, в результате получим

$$\frac{d(R_{\lambda})}{d(d_3)} = \frac{1}{2\lambda_2 d_3} - \frac{1}{\alpha_2 d_3^2} = 0. \quad (1.210)$$

Тогда *критический диаметр изоляции* $d_{кр}$, отвечающий экстремальной точке кривой функции $R_{\lambda} = f(d_3)$, определяется формулой

$$d_{кр} = d_3 = \frac{2\lambda_2}{\alpha_2}. \quad (1.211)$$

Из уравнения (1.211) следует, что критический диаметр изоляции не зависит от размеров трубопровода. Он будет тем меньше, чем меньше коэффициент

теплопроводности изоляции и чем больше коэффициент теплоотдачи α_2 от наружной поверхности изоляции к окружающей среде.

Вторая производная от R_l больше нуля. Следовательно, критический диаметр соответствует минимуму теплового сопротивления и максимуму теплового потока (рис. 1.53).

Анализ уравнения (1.211) показывает, что если наружный диаметр тепловой изоляции $d_{из}$ увеличивается, но остается меньше $d_{кр}$, то тепловые потери возрастают и будут больше теплотерь голого трубопровода (кривая AK). При равенстве $d_{из} = d_{кр}$ теплотери в окружающую среду (точка K) являются максимальными. При дальнейшем увеличении наружного диаметра изоляции $d_{из} > d_{кр}$ теплотери будут чуть меньше, чем при $d_{из} = d_{кр}$ (кривая BK). Только при $d_{из} = d_3$ тепловые потери вновь станут такими же, как и для неизолированного трубопровода.

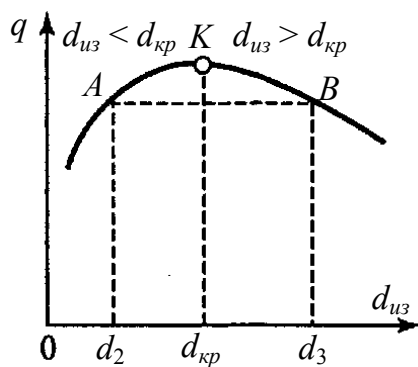


Рис. 1.53. Зависимость тепловых потерь от диаметра теплоизоляции

Следовательно, для эффективной работы теплоизоляции необходимо, чтобы критический диаметр был меньше внешнего диаметра оголенного трубопровода, т. е. чтобы $d_{кр} \leq d_2$ (рис. 1.53). Таким образом, для того чтобы изоляция вызвала уменьшение теплотерь цилиндрической стенки по сравнению с голым трубопроводом, при данном наружном диаметре трубы d_2 и заданном коэффициенте теплоотдачи α_2 , необходимо, чтобы

$$\lambda_{из} \leq \frac{\alpha_2 d_2}{2}. \quad (1.212)$$

Например, для изоляции трубопровода диаметром $d_2 = 30$ мм имеется шлаковая вата, теплопроводность которой $\lambda_{из} = 0,1$ Вт/(м·К), коэффициент теплоотдачи $\alpha_2 = 4,0$ Вт/(м²·К). Целесообразно ли применять в данном случае в качестве изоляции шлаковую вату?

Критический диаметр изоляции $d_{кр} = 2\lambda_{из} / \alpha_2 = 2 \cdot 0,1 / 4 = 0,05$ м = 50 мм.

Так как $d_{кр} > d_2$, шлаковую вату в рассматриваемом случае применять нецелесообразно. Для нашей задачи коэффициент $\lambda_{из}$ должен быть меньше, т. е. $\lambda_{из} \leq 4 \cdot 0,03 / 2 = 0,06$ Вт/(м·К).

1.6.5. Интенсификация теплопередачи

Практика эксплуатации теплообменных аппаратов и оборудования требует наилучших условий передачи теплоты от горячей среды к холодной. Эти условия главным образом зависят от значения коэффициента теплопередачи. Однако численного значения коэффициента теплопередачи k , Вт/(м²·К), недостаточно для установления влияния на его величину различных факторов. Для этого необходимо знать все термические сопротивления теплопередачи.

Рассмотрим влияние термических сопротивлений теплопередачи на значение коэффициента k на примере.

Определим коэффициент теплопередачи k , Вт/(м²·К), для чугунного радиатора системы отопления. Примем, что теплопередача происходит через однослойную плоскую стенку толщиной $\delta = 10$ мм, коэффициент теплопроводности стенки $\lambda = 10$ Вт/(м·К), коэффициенты теплоотдачи от воды к внутренней поверхности стенки $\alpha_1 = 1000$ Вт/(м²·К), от наружной поверхности стенки к воздуху $\alpha_2 = 10$ Вт/(м²·К).

Коэффициент теплопередачи рассчитывается по формуле (1.189)

$$k = \frac{1}{1/1000 + 0,01/10 + 1/10} = 9,98 \left[\frac{Вт}{м^2 \cdot К} \right].$$

Полученное значение коэффициента теплопередачи меньше наименьших значений λ и α_2 , входящих в формулу. Из анализа составляющих выражения для k делаем вывод, что для увеличения коэффициента теплопередачи, а значит и интенсификации самого процесса теплопередачи, необходимо уменьшить максимальное термическое сопротивление. В данном случае необходимо уменьшить величину $1/\alpha_2$ или увеличить сам коэффициент α_2 . Для этого можно, например, свободную конвекцию заменить на вынужденную и устроить обдув радиатора направленным потоком воздуха.

В случае, если коэффициенты α_1 и α_2 достаточно велики, а наибольшим является термическое сопротивление стенки δ/λ , то необходимо уменьшить толщину стенки или взять материал с большей теплопроводностью.

Для интенсификации теплопередачи можно увеличить площадь поверхности теплообмена за счет оребрения (рис. 1.54). Оребренные поверхности используются с той стороны, где коэффициент теплоотдачи очень мал.

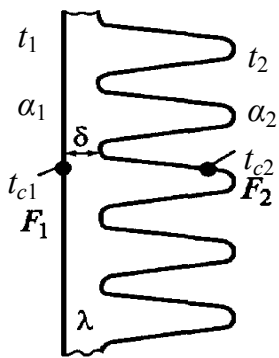


Рис. 1.54. Схема теплопередачи через ребренную стенку

В связи с тем, что поверхность теплообмена с обеих сторон рассматриваемой стенки неодинакова, расчет величин k и q можно выполнять для единицы гладкой или ребренной поверхности.

Отношение площади ребрения к площади гладкой стенки называется *коэффициентом ребрения* $m = F_2 / F_1$.

В этом случае коэффициент теплопередачи k_1 , Вт/(м²·К), через гладкую поверхность стенки (рис. 1.54) равен

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2 m}}. \quad (1.213)$$

При сравнении полученной формулы (1.213) с формулой (1.189) видим, что при ребрении термическое сопротивление, равное $1/\alpha_2$, уменьшилось в m раз.

Коэффициент теплопередачи k_2 , Вт/(м²·К), через ребренную поверхность стенки равен

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} m + \frac{\delta}{\lambda} m + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (1.214)$$

Ребренные поверхности с ребрами различной конфигурации широко применяют в теплообменных аппаратах для интенсификации теплопередачи. Более подробная методика расчета ребренных поверхностей теплообмена приводится в учебниках [4, 6].

1.6.6. Контрольные вопросы

1. Что такое сложный теплообмен?
2. Что называется теплопередачей? Приведите примеры теплопередачи.
3. Описать процесс передачи теплоты через стенку.
4. Как на практике учитывается лучистый теплообмен при теплопередаче и теплоотдаче?
5. Выведите основное уравнение теплопередачи для однослойной плоской стенки.

6. Что называется коэффициентом теплопередачи?
7. Что называется полным термическим сопротивлением, и из каких величин оно складывается?
8. Передача теплоты через многослойную плоскую стенку и коэффициент теплопередачи для нее.
9. Как определяются температуры поверхностей стенки?
10. Передача теплоты через однослойную цилиндрическую стенку: вывод уравнения.
11. Линейный коэффициент теплопередачи через однослойную цилиндрическую стенку: дать определение.
12. Уравнение полного термического сопротивления через многослойную цилиндрическую стенку.
13. Тепловой поток и коэффициент теплопередачи через многослойную цилиндрическую стенку.
14. Определение температур внутренней и наружной поверхностей цилиндрической стенки.
15. Что называется критическим диаметром изоляции, и как он определяется?
16. Какие требуются условия, чтобы изоляция уменьшала потери теплоты?
17. В каких случаях и за счет чего можно интенсифицировать теплопередачу?
18. В каких случаях применяют ребристые стенки?
19. Теплопередача и коэффициент теплопередачи через ребристую стенку.
20. Какое существует общее правило для интенсификации теплопередачи?

1.7. Массообмен

1.7.1. Основные понятия массообмена

Многие процессы теплообмена, протекающие в природе и технике, сопровождаются процессами переноса массы вещества. Эти процессы имеют широкое распространение при различных видах технологической обработки материалов во многих отраслях современного производства.

В технологических установках встречаются следующие массообменные процессы: абсорбция и адсорбция газов и паров; десорбция газов из жидкостей и твердых поглотителей; перегонка жидкостей; экстракция жидких и твердых

веществ; кристаллизация и растворение твердых веществ; сушка влажных материалов и др.

В этих процессах наблюдается не только передача теплоты внутри обрабатываемого материала (теплообмен), но и одновременно перемещение вещества одного компонента в другой, т. е. *массообмен*. Поэтому в расчетах технологических процессов необходимо учитывать закономерности одновременного перемещения теплоты и вещества.

Одним из видов массообмена является диффузия. *Диффузией* называют самопроизвольный процесс проникновения одного вещества в другое в направлении установления внутри них равновесного распределения концентраций.

Когда наблюдается четкая граница между взаимодействующими веществами, перенос вещества происходит вследствие так называемой *молекулярной диффузии*. Причиной возникновения молекулярной диффузии является тепловое движение молекул. В других случаях перенос вещества осуществляется не только вследствие молекулярной диффузии, но и вследствие интенсивного перемешивания отдельных частей взаимодействующих веществ (конвекции). Такая диффузия называется *конвективной* (или молярной).

Переход вещества из одной фазы в другую путем молекулярной и конвективной диффузий называется *конвективным массообменом*. Этот процесс протекает до тех пор, пока не установится подвижное фазовое равновесие, при котором из одного вещества в другое переходит столько молекул, сколько из второго в первое.

Количество вещества, проходящего в единицу времени через данную поверхность в направлении нормали к ней, называется *потокм массы*. Он обозначается через G и измеряется в кг/с. *Плотность потока массы* g – это поток массы, проходящий через единицу поверхности: $g = dG / dF$, кг/(с·м²).

1.7.2. Причины возникновения и виды диффузии

Причиной возникновения потока массы является либо неравномерное распределение концентрации вещества (*концентрационная диффузия*), либо неоднородность температурного поля (*термодиффузия*), либо неоднородность полного давления (*бародиффузия*).

Если в двухкомпонентной смеси отсутствует макродвижение, а температура и давление постоянны по объему системы, то плотность потока массы одного из компонентов, обусловленного молекулярной диффузией, определяется *законом Фика*: плотность диффузионного потока массы вещества прямо пропорциональна градиенту концентраций или

$$g = -D \frac{\partial C_i}{\partial n}, \quad (1.215)$$

где D – коэффициент диффузии, м²/с; C_i – местная концентрация данного компонента, равная отношению массы компонента к объему смеси, кг/м³; $\partial C_i / \partial n$ – градиент концентрации (вектор), кг/м⁴.

В этом случае движущей силой является градиент концентрации. Так как плотность потока массы направлена в сторону убывания концентрации, а градиент концентрации – в противоположную сторону, то в выражении (1.215) присутствует знак «минус». Закон Фика описывает концентрационную диффузию, в результате которой переносится основная доля вещества.

Если температура по объему смеси неодинакова, то под действием градиента температур также происходит перенос вещества – термическая диффузия. При этом молекулы компонента, масса которых больше, обычно стремятся перейти в область низких температур; если же массы молекул одинаковы, то в холодные области стремятся перейти более крупные молекулы. В результате термодиффузия приводит к образованию градиента концентрации.

Суммарная плотность потока массы i -го компонента за счет молекулярного переноса $g_{м.д.}$, с учетом концентрационной диффузии, термо- и бародиффузии составит

$$g_{м.д.} = -\rho \left(D \nabla m_i + \frac{D_m}{T} \nabla T + \frac{D_\sigma}{P} \nabla P \right), \quad (1.216)$$

где ρ – плотность смеси; $m_i = C_i / \rho$ – относительная массовая концентрация i -го компонента; D_m – коэффициент термодиффузии; D_σ – коэффициент бародиффузии; T, P – температура и давление смеси.

Доля массы в общем потоке, вызванная термодиффузией, незначительна, и только при больших градиентах температур ощущается ее влияние. Бародиффузия проявляется при значительных перепадах давления. В процессах теплообмена такие случаи встречаются редко.

Таким образом, хотя суммарный поток массы любого компонента смеси и является результатом названных трех видов диффузии, но основную роль играет концентрационная диффузия и ее следует учитывать в первую очередь.

Рассмотренное уравнение переноса (1.216) справедливо для неподвижной среды, когда массообмен осуществляется только молекулярным путем. Если же среда движется, то наряду с молекулярной диффузией будет происходить перенос вещества конвекцией.

Суммарная плотность потока массы, обусловленного молекулярным и конвективным переносами, составит

$$g_i = g_{m.d.} + g_{ik}, \quad (1.217)$$

где $g_{m.d.}$ – составляющая потока массы, вызванная молекулярной диффузией; g_{ik} – составляющая потока массы, вызванная конвекцией.

Составляющая потока массы g_{ik} , вызванная конвекцией, будет равна

$$g_{ik} = C_i w, \quad (1.218)$$

где w – скорость перемещения какого-либо объема смеси.

Дифференциальное уравнение массообмена, описывающее распределение массы i -го компонента в движущейся смеси, для несжимаемой жидкости ($\rho = \text{const}$) имеет вид

$$\frac{\partial m_i}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial m_i}{\partial x} + w_y \frac{\partial m_i}{\partial y} + w_z \frac{\partial m_i}{\partial z} = D \nabla^2 m_i. \quad (1.219)$$

Если $w_x = w_y = w_z = 0$, то уравнение (1.219) аналогично дифференциальному уравнению теплопроводности (1.17). Если для температуры и массосодержания ввести одинаковые обозначения, то уравнения по своему внешнему виду не будут отличаться одно от другого. Сравнивая их, можно видеть, что коэффициент диффузии D аналогичен коэффициенту температуропроводности a .

1.7.3. Массоотдача, уравнения массоотдачи

Практический интерес представляют процессы массообмена и теплообмена при испарении, конденсации, сорбции, десорбции и т. п. Например, при испарении жидкости образующийся пар переносится путем диффузии в окружающую парогазовую смесь и одновременно происходит теплоотдача между парогазовой смесью и поверхностью жидкости. Поверхность жидкой фазы (или

межфазная поверхность) в данном случае играет роль, аналогичную роли твердой стенки в процессах теплоотдачи без сопутствующей диффузии.

Поэтому по аналогии с теплоотдачей конвективный массообмен между движущейся средой и межфазной поверхностью называется *массоотдачей*. Ее интенсивность характеризуется коэффициентом массоотдачи.

Плотность потока массы g , кг/(с·м²), можно выразить либо через разность концентраций диффундирующего вещества, либо через разность парциальных давлений этого же вещества. В первом случае расчетное уравнение имеет вид

$$g = \beta(C_n - C_0), \quad (1.220)$$

где β – коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности концентраций диффундирующего вещества, м/с; C_n – концентрация диффундирующего вещества на поверхности раздела фаз (твердой и жидкой), кг/м³; C_0 – концентрация этого же вещества вдали от поверхности раздела фаз, кг/м³.

Из уравнения состояния идеального газа следует, что концентрация i -го компонента равна

$$C_i = P_i / R_i T, \quad (1.221)$$

где P_i – парциальное давление i -го компонента; R_i – газовая постоянная.

Подставляя это выражение в формулу (1.220), получим

$$g = \beta_P(P_n - P_0), \quad (1.222)$$

где β_P – коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности парциальных давлений, с/м; P_n , P_0 – парциальные давления диффундирующего вещества на поверхности раздела фаз и вдали от нее, Па.

Соотношение между коэффициентами массоотдачи устанавливается выражением

$$\beta / \beta_P = RT, \quad (1.223)$$

где R – газовая постоянная, Дж/(кг·К); T – абсолютная температура, К.

Как видно, уравнения (1.220) и (1.222) аналогичны уравнению Ньютона-Рихмана, применяемому для расчета теплоотдачи.

В уравнении (1.220) потенциалом переноса массы является разность концентраций, а в уравнении (1.222) – разность парциальных давлений. Приведенные расчетные формулы справедливы для случая чистой молекулярной диффузии без учета взаимного влияния тепло- и массообмена.

1.7.4. Критерии подобия и критериальные уравнения массообмена

Рассмотрим уравнения энергии, движения и диффузии, описывающие поля температуры, скорости и концентраций в отдельно идущих процессах переноса теплоты, количества движения и вещества. Физические параметры жидкости будем считать постоянными.

Уравнение энергии (без учета диффузионной составляющей теплового потока) имеет вид

$$dt / d\tau = a \nabla^2 t. \quad (1.224)$$

Уравнение движения (без учета массовых сил и при безнапорном движении) выглядит следующим образом

$$d\vec{w} / d\tau = \nu \nabla^2 \vec{w}. \quad (1.225)$$

Уравнение диффузии (без учета термо- и бародиффузии) имеет вид

$$d\rho_i / d\tau = D \nabla^2 \rho_i. \quad (1.226)$$

Уравнения (1.224) – (1.226) по записи аналогичны: они содержат коэффициенты a (коэффициент теплопроводности), ν (коэффициент кинематической вязкости), D (коэффициент диффузии), каждый из которых характеризует соответственно перенос теплоты, импульса и вещества. Единицы измерения a , ν , D одинаковы – м²/с. При подобных условиях однозначности, при $a = \nu = D$ расчетные поля температуры, скорости и концентраций будут подобны. В частности, поля температуры и относительных концентраций будут подобны, если $a = D$.

Аналогия процессов тепло- и массообмена часто используется на практике. Если, например, для теплообмена получено, что критерий Нуссельта $Nu = \varphi(Re, Pr)$, то, исходя из аналогии процессов тепло- и массообмена, полагают диффузионный критерий Нуссельта $Nu_D = \psi(Re, Pr_D)$, при этом функции φ и ψ считают одинаковыми.

Здесь диффузионное число Нуссельта определяется по формуле

$$Nu_D = \beta l / D, \quad (1.227)$$

где β – коэффициент массоотдачи, м/с; l – характерный линейный размер, м; D – коэффициент диффузии, м²/с.

Диффузионное число Прандтля находится как

$$Pr_D = \nu / D. \quad (1.228)$$

Существует также диффузионное число Фурье, учитывающее нестационарность процессов переноса массы вещества за время τ ,

$$Fo_D = D\tau / l^2. \quad (1.229)$$

Эти числа являются аналогами тепловых чисел Nu , Pr , Fo . Строго говоря, указанная аналогия является приближенной.

В некоторые критериальные уравнения тепло- и массообмена входит критерий Гухмана

$$Gu = \frac{T_c - T_m}{T_c}, \quad (1.230)$$

где T_c и T_m – температуры среды по сухому и по мокрому термометрам, К.

А. В. Нестеренко получил при испарении воды со свободной поверхности следующие критериальные уравнения:

$$Nu = A \cdot Re^n Pr^{0,33} Gu^{0,175} \theta^2, \quad (1.231)$$

$$Nu_D = B \cdot Re^m Pr_D^{0,23} Gu^{0,135} \theta^2. \quad (1.232)$$

Здесь $\theta = T_c / T_{нов.}$ – безразмерная температура, $T_{нов.}$ – температура поверхности.

Постоянные величины A , B , m , и n зависят от критерия Re :

- при $Re = 3,15 \cdot 10^2 \div 2,2 \cdot 10^4$ $A = 0,51$; $n = 0,61$; $B = 0,49$; $m = 0,61$;
- при $Re = 2,2 \cdot 10^4 \div 3,15 \cdot 10^5$ $A = 0,027$; $n = 0,9$; $B = 0,0247$; $m = 0,9$.

Как показывает проведенное сравнение отдельно протекающих процессов тепло- и массообмена, характерной особенностью массообменного процесса является наличие поперечного потока массы ($w_{y,c} \neq 0$). По-разному могут изменяться физические параметры, существенные для процессов переноса энергии и массы. Различны и граничные условия этих процессов. В результате аналогия между тепло- и массообменом нарушается. Однако в некоторых случаях она может использоваться для приближенных расчетов.

1.7.5. Контрольные вопросы

1. Что такое массообмен? В каких технологических процессах и установках он встречается (привести примеры)?
2. Что такое диффузия? Какие виды диффузии Вам известны?
3. Чем обусловлены процессы термо- и бародиффузии?
4. Как определяется и в чем измеряется плотность потока массы?
5. Запишите закон Фика для молекулярной диффузии.
6. По какому уравнению определяется суммарная плотность потока массы, учитывающая концентрационную, термо- и бародиффузию?
7. Запишите дифференциальное уравнение массообмена.
8. Что такое массоотдача?
9. Какими уравнениями описывается процесс массоотдачи?
10. Как связаны между собой коэффициенты теплоотдачи, отнесенные к разности концентраций и к разности давлений?
11. Какие критерии подобия используются для описания процессов массообмена?
12. Существует ли аналогия между процессами теплообмена и массообмена.

1.8. Тепломассообменные аппараты

1.8.1. Классификация тепломассообменных аппаратов

Тепломассообменные аппараты – это устройства, в которых осуществляются процессы тепло- и массообмена между двумя или несколькими средами. Последние принято называть *теплоносителями*. Если аппарат предназначен только для передачи теплоты от одной среды к другой, то часто его называют *теплообменником*.

Тепломассообмен между теплоносителями является одним из наиболее важных и часто используемых в технике процессов. Практически во всех машинах и аппаратах любые преобразования энергии из одного вида в другой, а также передача энергии и вещества от одного теплоносителя к другому осуществляются при помощи тепломассообмена. Например, получение пара заданных параметров в современном парогенераторе основано на процессе передачи теп-

лоты от одного теплоносителя (горячих продуктов сгорания) к другому (воде). Тепломассообмен имеет место в конденсаторах и градирнях тепловых электростанций, воздухоподогревателях доменных печей и теплоиспользующих установках химической промышленности и во многих других устройствах.

Рабочие процессы, происходящие в тепломассообменных аппаратах, могут быть самыми разнообразными: нагрев, охлаждение, испарение, кипение, конденсация, плавление, затвердевание и более сложные процессы, являющиеся комбинацией перечисленных. В процессе теплообмена может участвовать несколько теплоносителей: теплота от одного из них может передаваться нескольким и от нескольких – одному. Поэтому тепломассообменные аппараты можно классифицировать *по назначению* – подогреватели, конденсаторы, охладители, испарители, паропреобразователи и т. п. Однако эта классификация является не очень удобной, поскольку каждый тепломассообменный аппарат предназначен для какого-то конкретного рабочего процесса, а таких процессов в технике довольно много.

Более удобно классифицировать тепломассообменные аппараты *по принципу действия*: на рекуперативные, регенеративные, смесительные и теплообменные устройства с внутренними источниками теплоты.

Рекуперативные теплообменные аппараты представляют собой устройства, в которых две жидкости с различными температурами текут в пространстве, разделенном твердой стенкой. Теплообмен происходит за счет конвекции и теплопроводности стенки, а если хоть одна из жидкостей является излучающим газом, то и за счет теплового излучения. Примером таких аппаратов являются котлы, подогреватели, конденсаторы, выпарные аппараты и др.

При теплообмене в аппаратах такого типа тепловой поток в каждой точке поверхности разделительной стенки сохраняет постоянное направление. Процесс теплообмена протекает непрерывно и имеет обычно стационарный характер. На рис. 1.55 показан пример рекуперативного теплообменника, в котором один из теплоносителей протекает внутри труб, находящихся внутри кожуха, а второй омывает наружные поверхности этих труб. Поэтому такие аппараты называют

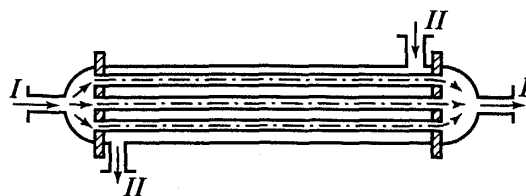


Рис. 1.55. Простейший рекуперативный теплообменник кожухотрубного типа: I – горячий теплоноситель; II – холодный теплоноситель

кожухотрубными. Стенка, которая омывается с обеих сторон теплоносителями, называется *рабочей поверхностью* теплообменника.

В настоящее время в системах теплоснабжения вместо кожухотрубных подогревателей все чаще устанавливаются пластинчатые теплообменники, которые также относятся к рекуперативным аппаратам (рис. 1.56).

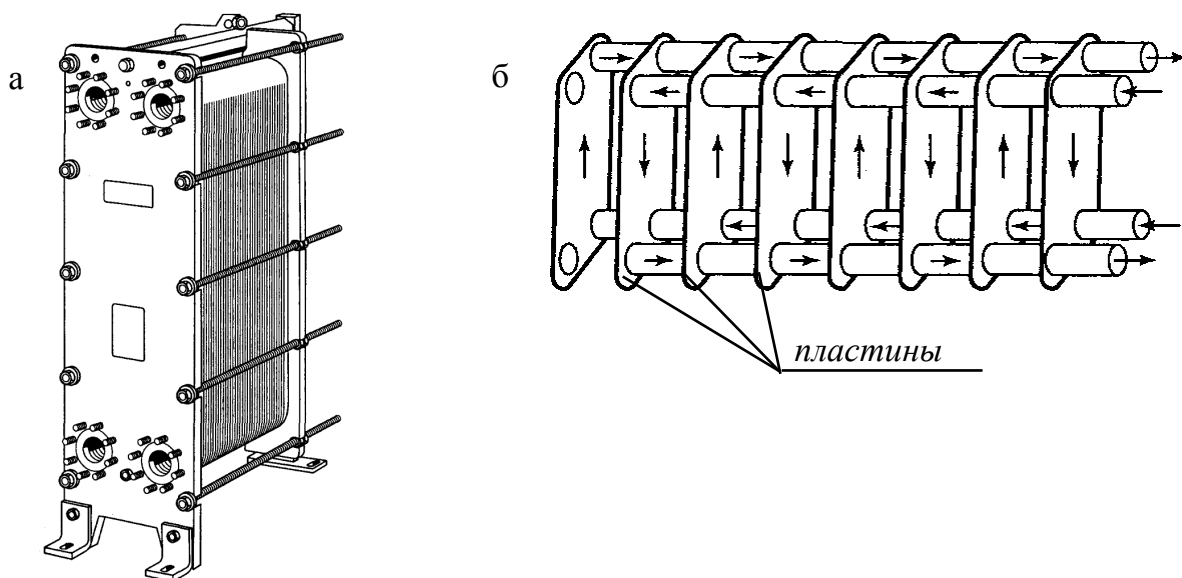


Рис. 1.56. Пластинчатый водо-водяной теплообменник: общий вид (а); схема движения теплоносителей (б)

Пластинчатые теплообменники обладают целым рядом преимуществ по сравнению с кожухотрубными:

- коэффициент теплопередачи в 3 – 4 раза больше, чем кожухотрубных, благодаря специальному гофрированному профилю пластин;
- рабочая поверхность в 3 – 4 раза меньше, поэтому они более компактны и обладают меньшей металлоемкостью;
- легко разбираются, быстро чистятся, можно быстро заменить прокладку или пластину и увеличить поверхность теплообмена.

Регенеративные теплообменники – это такие аппараты, в которых одна и та же поверхность нагрева через определенные промежутки времени омывается то горячей, то холодной жидкостью (рис. 1.57, 1.58). Поверхность нагрева регенератора называется *теплоаккумулирующей насадкой*. Сначала насадка отбирает (аккумулирует) теплоту от горячего теплоносителя *I* и нагревается, а затем отдает энергию холодному теплоносителю *II*. В разные периоды времени теп-

лообмена (нагрев или охлаждение поверхности нагрева) направление теплового потока в каждой точке поверхности нагрева изменяется на противоположное.

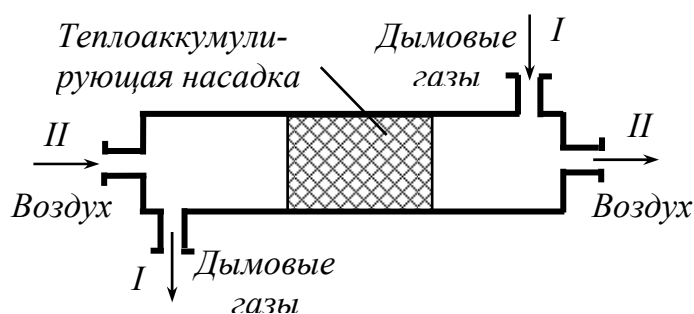


Рис. 1.57. Простейший регенеративный теплообменник с неподвижной насадкой:
I – горячий теплоноситель; II – холодный теплоноситель

Таким образом, в регенераторах теплообмен всегда происходит в нестационарных условиях, тогда как рекуперативные теплообменные аппараты большей частью работают в стационарном режиме. Типичным примером регенеративных аппаратов являются воздухоподогреватели мартеновских и доменных печей.

Теплоаккумулирующая насадка регенеративных аппаратов может быть выполнена из различных материалов и при работе аппарата оставаться неподвижной или перемещаться.

В качестве примера на рис. 1.58 представлена схема регенеративного воздухоподогревателя котельного агрегата, с вращающейся насадкой. Ротор регенератора имеет насадку из тонких гофрированных стальных листов, которая медленно вращается со скоростью 2 – 5 об/мин. К кожуху присоединяются воздушный и газовый короба. Во время работы теплообменника при вращении ротора нагретые элементы насадки непрерывно переходят из полости горячих газов в полость холодного воздуха, а охладившиеся элементы – наоборот.

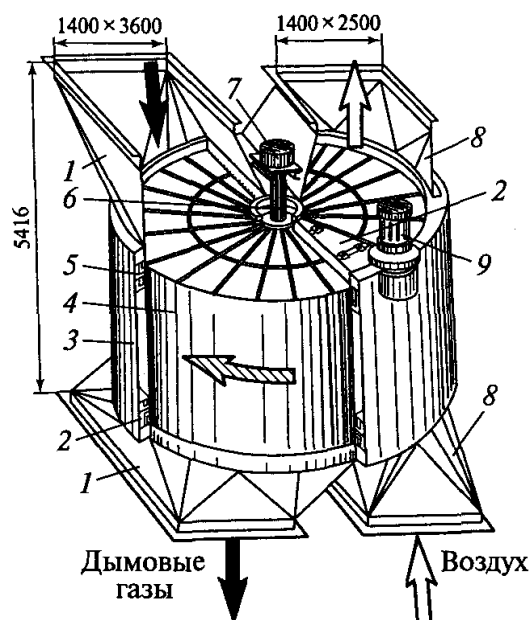


Рис. 1.58. Регенеративный воздухоподогреватель с вращающейся насадкой:
1 – газовые патрубки; 2, 5 – радиальное и периферийное уплотнения; 3 – неподвижный наружный кожух; 4 – насадка; 6 – вал ротора; 7 – верхний и нижний подшипники; 8 – корпус; 9 – крышка

Смесительные теплообменные аппараты – это устройства, в которых осуществляется теплообмен при непосредственном контакте и смешении горячей и холодной сред. Поэтому такие аппараты иногда называют *контактными* (рис. 1.59). Наиболее важным фактором в рабочем процессе смесительного теплообменного аппарата является поверхность соприкосновения теплоносителей, которая создается в насадке или на тарелках за счет разбиения теплоносителей на тонкие струйки.

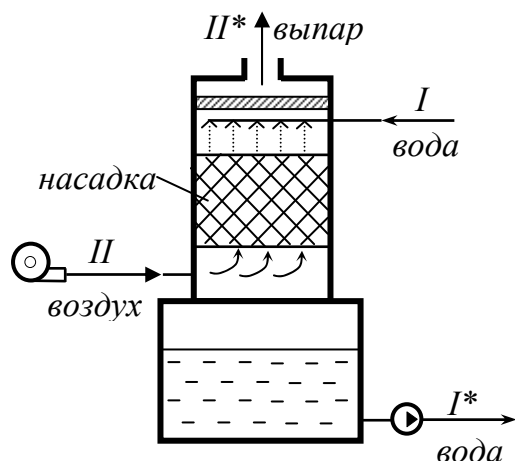


Рис. 1.59. Принципиальная схема смесительного теплообменного аппарата:

I, I^* – первый теплоноситель с начальными и конечными параметрами;
 II, II^* – второй теплоноситель с начальными и конечными параметрами

в насадке или на тарелках за счет разбиения теплоносителей на тонкие струйки. Типичным примером таких теплообменников являются градирни тепловых электрических станций. В градирнях вода охлаждается атмосферным воздухом. Воздух непосредственно соприкасается с водой и перемешивается с паром, возникающим из-за частичного испарения воды. Кроме градирен, к смесительным теплообменным аппаратам относятся деаэраторы, декарбонизаторы, контактные экономайзеры, скрубберы и другие.

В теплообменниках с внутренними источниками энергии применяются не два, как обычно, а один теплоноситель, который отводит теплоту, выделенную в самом аппарате. Примером таких аппаратов могут служить ядерные реакторы, электронагреватели и другие устройства. Независимо от принципа действия теплообменные аппараты, применяющиеся в различных областях техники, как правило, имеют свои специальные названия. Эти названия определяются технологическим назначением и конструктивными особенностями теплообменных устройств. Однако с теплотехнической точки зрения все аппараты имеют одно назначение – передачу теплоты и вещества от одного теплоносителя к другому или поверхности твердого тела к движущимся теплоносителям. Последнее и определяет те общие положения, которые лежат в основе теплового расчета любого теплообменного аппарата.

1.8.2. Тепловой расчет рекуперативных теплообменных аппаратов

Тепловые расчеты теплообменных аппаратов могут быть конструктивными и поверочными.

Конструктивные (проектные) тепловые расчеты выполняются при проектировании новых аппаратов, целью расчета является определение поверхности теплообмена.

Поверочные тепловые расчеты выполняются в случае, если известна поверхность нагрева теплообменного аппарата и требуется определить количество переданной теплоты и конечные температуры рабочих жидкостей.

Тепловой расчет теплообменных аппаратов сводится к совместному решению уравнений теплового баланса и теплопередачи. Эти два уравнения лежат в основе любого теплового расчета.

Рассмотрим стационарный режим работы теплообменника, изображенного на рис. 1.60.

Уравнение теплового баланса для такого теплообменника выглядит следующим образом:

$$Q = G_1 C_1 (t_1' - t_1'') \eta_n = G_2 C_2 (t_2'' - t_2'). \quad (1.233)$$

Здесь и в дальнейшем индекс «1» означает, что данная величина отнесена к горячему теплоносителю, а индекс «2» – к холодному. Обозначение (штрих) соответствует данной величине на входе в теплообменник, (два штриха) – на выходе.

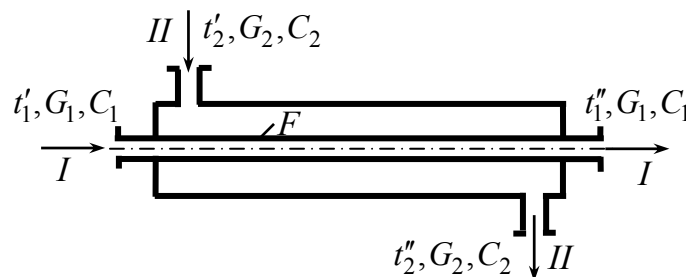


Рис. 1.60. Принципиальная схема рекуперативного теплообменного аппарата типа «труба в трубе»

Для аппаратов с изменением агрегатного состояния одного из теплоносителей уравнение можно записать в виде

$$Q = D_1 (i_1 - i_k) \eta_n = G_2 C_2 (t_2'' - t_2'). \quad (1.234)$$

В уравнениях (1.233) и (1.234) Q – тепловая производительность, Вт; G_1 и G_2 – расходы теплоносителей, не изменяющих агрегатного состояния, кг/с; D_1 – расход теплоносителя, изменяющего агрегатное состояние, кг/с; C_1 и C_2 – теплоемкости теплоносителей, Дж/(кг·К); t_1 и t_2 – температуры теплоносителей, °С; i_1 и i_k – энтальпии пара и конденсата, Дж/кг; η_n – коэффициент, учитывающий потери теплоты аппаратом в окружающую среду.

На основе уравнений (1.233) и (1.234) определяют расходы теплоносителей:

а) для теплообмена без изменения агрегатного состояния теплоносителей

$$G_1 = \frac{Q}{C_1(t_1' - t_1'')\eta_n} \quad \text{и} \quad G_2 = \frac{Q}{C_2(t_2'' - t_2')\eta_n}; \quad (1.235)$$

б) для теплообмена с изменением агрегатного состояния одного из теплоносителей

$$D_1 = \frac{G_2 C_2 (t_2'' - t_2')}{(i_1 - i_k)\eta_n}. \quad (1.236)$$

Поверхность нагрева теплообменника определяют из уравнения теплопередачи:

$$Q = kF\Delta t_{cp}, \quad (1.237)$$

где k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°С); F – площадь поверхности теплообмена, м²; Δt_{cp} – средний по поверхности температурный напор между теплоносителями, °С.

При конструктивном расчете теплообменных аппаратов тепловая производительность Q , Вт, задается, а требуется определить площадь поверхности теплообмена F , м². Последняя находится из уравнения (1.237)

$$F = \frac{Q}{k\Delta t_{cp}}. \quad (1.238)$$

Из этого уравнения следует, что при нахождении поверхности теплообмена задача сводится к вычислению коэффициента теплопередачи k , Вт/(м²·°С), и усредненного по всей поверхности температурного напора Δt_{cp} , °С.

Коэффициент теплопередачи для плоской стенки может быть найден по формуле (1.193). В случае цилиндрической стенки расчет также можно произ-

водить по формуле (1.193), при этом погрешность расчета не будет превышать 1 – 3 %.

Для обеспечения наилучших условий теплопередачи необходимо, чтобы средний температурный напор между теплоносителями был максимальным. Характер изменения температур теплоносителей вдоль поверхности нагрева зависит от схемы их движения и соотношения их водяных эквивалентов.

1.8.3. Понятие водяного эквивалента. Схемы движения теплоносителей в теплообменных аппаратах

Под *водяным эквивалентом* W , Вт/°С, понимают произведение удельной изобарной теплоемкости c , Дж/(кг·°С), на массовый расход теплоносителя G , кг/с,

$$W = c \cdot G. \quad (1.239)$$

Тогда уравнение (1.233) без учета потерь в окружающую среду можно записать в следующем виде:

$$W_1(t'_1 - t''_1) = W_2(t''_2 - t'_2). \quad (1.240)$$

Из последнего уравнения можно получить отношение водяных эквивалентов

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{t''_2 - t'_2}{t'_1 - t''_1}. \quad (1.241)$$

На практике встречаются различные схемы движения горячих и холодных теплоносителей. Движение теплоносителей может быть прямоточным (рис. 1.61 а), противоточным (рис. 1.61 б), перекрестным (рис. 1.61 в) сложным, представляющим собой комбинацию нескольких простых (рис. 1.61 г, д).

В зависимости от того осуществляется прямоток или противоток, и величины водяных эквивалентов получается четыре характерные пары изменения температур теплоносителей вдоль поверхности нагрева (рис. 1.62 а, б и 1.63 а, б).

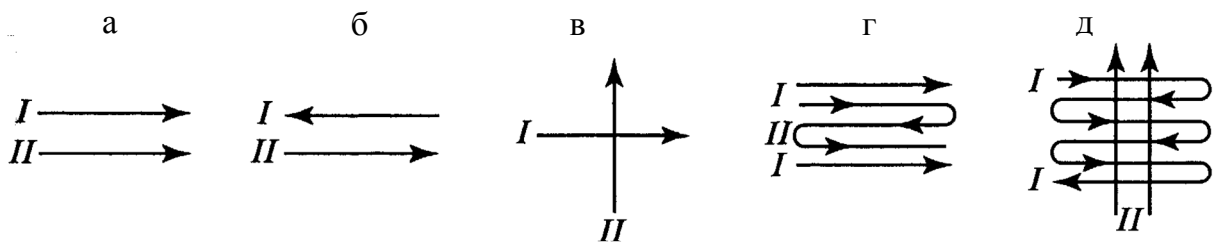


Рис. 1.61. Схемы движения теплоносителей в теплообменниках: прямоток (а); противоток (б); перекрестный ток (в); одновременно прямоток и противоток (г); многократно перекрестный ток (д)

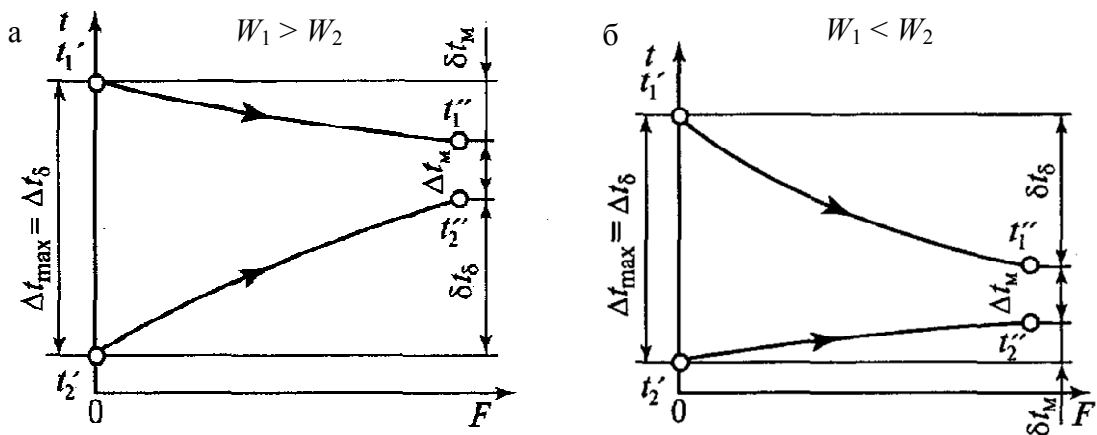


Рис. 1.62. Изменение температур теплоносителей по поверхности теплообменного аппарата при прямотоке

Из графиков на рис. 1.62 и 1.63, а также из уравнения (1.241) следует, что большее изменение температуры по поверхности теплообмена получается для того теплоносителя, у которого водяной эквивалент меньше.

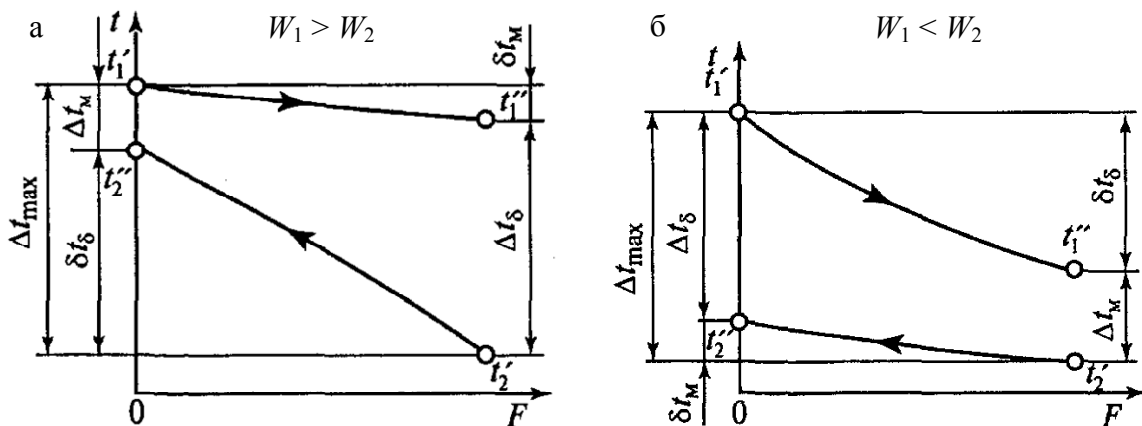


Рис. 1.63. Изменение температур теплоносителей по поверхности теплообменного аппарата при противотоке

По графикам видно, что при прямотоке температура t_1'' всегда больше, чем t_2'' , а при противотоке температура t_2'' может быть больше, чем t_1'' . Следовательно, при одной и той же начальной температуре холодной жидкости t_2' при противотоке ее можно нагреть до более высокой температуры, чем при прямотоке. За счет этого фактора среднее значение температурного напора при противотоке больше, чем при прямотоке, поэтому при противотоке теплообменник получается более компактным и менее металлоемким.

В результате, противоточная схема движения теплоносителей в теплообменном аппарате является более выгодной по сравнению с прямоточной.

1.8.4. Определение среднего температурного напора

Изменение температур рабочих жидкостей для простейших случаев можно получить аналитическим путем. Рассмотрим простейший теплообменный аппарат, работающий по схеме прямотока (рис. 1.60). Для элемента поверхности теплообмена dF (рис. 1.64) уравнение теплопередачи запишется как

$$dQ = k\Delta t dF. \quad (1.242)$$

При этом температура первичного теплоносителя понизится на dt_1 , а вторичного повысится на dt_2 . Следовательно,

$$dQ = -W_1 dt_1 = W_2 dt_2. \quad (1.243)$$

Решая совместно уравнения (1.242) и (1.243), после интегрирования в пределах от 0 до F и от $\Delta t'$ до $\Delta t''$ получим выражение для определения среднего по поверхности температурного напора Δt_{cp} , °С

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}}. \quad (1.244)$$

Здесь $\Delta t'$, $\Delta t''$ – разности температур теплоносителей на входе и на выходе из аппарата, °С.

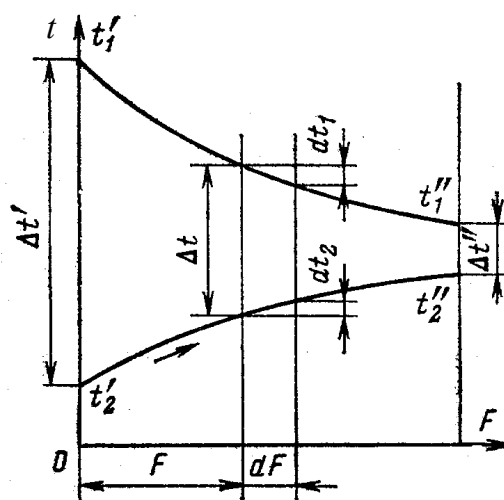


Рис. 1.64. Изменение разности температур теплоносителей вдоль поверхности нагрева

Формула (1.244) справедлива только для прямоточной схемы движения теплоносителей.

В противоточном теплообменном аппарате теплоносители движутся навстречу друг другу и значения Δt на концах определяются уже по разности температур на входе греющего теплоносителя и на выходе нагреваемого и наоборот.

Для противоточной схемы движения разность температур теплоносителей на выходе из теплообменника может быть больше, чем на входе. Поэтому формулу (2.250) часто записывают в следующем виде:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{m}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{m}}}, \quad (1.245)$$

где Δt_{δ} , Δt_{m} – большая и меньшая разности температур между греющим и нагреваемым теплоносителем со стороны входа и выхода из теплообменника, °С.

Последняя формула может быть использована как при прямотоке, так и при противотоке. Полученная по формуле (1.245) разность температур Δt_{cp} называется *среднелогарифмическим температурным напором*.

Формула (1.245) справедлива для простейших схем аппаратов при условии постоянства массового расхода теплоносителей и коэффициента теплопередачи вдоль всей поверхности теплообмена.

В тех случаях, когда температура теплоносителей вдоль поверхности теплообмена изменяется незначительно и $\Delta t_{m}/\Delta t_{\delta} \geq 0,6$, среднюю разность температур можно вычислять как среднюю арифметическую из крайних напоров по формуле

$$\Delta t_{cp}^{ap} = 0,5(\Delta t_{\delta} + \Delta t_{m}) = \frac{t_1' + t_1''}{2} - \frac{t_2' + t_2''}{2}. \quad (1.246)$$

При расчете среднего температурного напора для аппаратов с перекрестным током и более сложными схемами движения теплоносителей сначала определяют среднелогарифмический температурный напор, как для чисто противоточных аппаратов, а затем вычисляют вспомогательные величины P и R по формулам

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'}, \quad (1.247)$$

$$R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'}. \quad (1.248)$$

По рассчитанным значениям P и R из специальных вспомогательных графиков, один из которых изображен на рис. 1.65, берется поправка $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$.

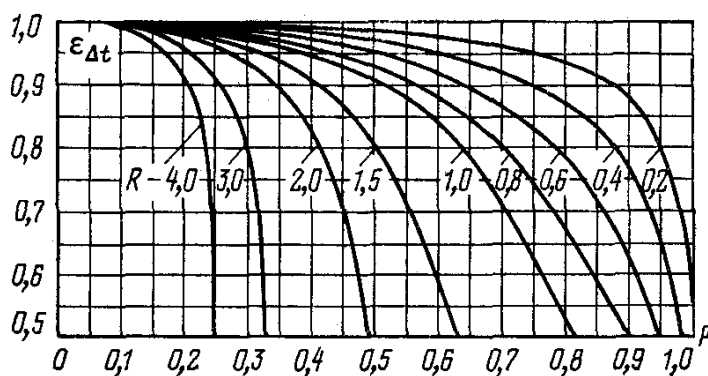


Рис. 1.65. График для определения поправки $\varepsilon_{\Delta t}$ при одновременном перекрестном токе и противотоке

Средний температурный напор в данном случае найдется как

$$\Delta t_{cp}^{cl} = \Delta t_{cp} \varepsilon_{\Delta t}, \quad (1.249)$$

где Δt_{cp} – среднелогарифмический температурный напор для противоточного теплообменника, определяемый по формуле (1.245).

1.8.5. Определение конечных температур теплоносителей

Во многих случаях по заданным температурам теплоносителей на входе в теплообменный аппарат t_1' и t_2' , °С, известным значениям площади поверхности теплообмена F , m^2 , и значению коэффициента теплопередачи k , Вт/($m^2 \cdot K$), необходимо определить конечные температуры теплоносителей t_1'' и t_2'' , °С, и тепловую производительность Q , Вт, аппарата. Такую задачу приходится решать при поверочном расчете, когда теплообменник уже имеется или, по крайней мере, спроектирован. В основе расчетов лежат уравнения теплового баланса (1.240) и теплопередачи (1.237).

Рассмотрим случай, когда температура вдоль поверхности теплообмена изменяется незначительно ($\Delta t_m / \Delta t_0 \geq 0,6$) и распределение температуры по длине

поверхности можно принять линейным. Для этого случая средний температурный напор можно рассчитать по формуле (1.246).

Из уравнения теплового баланса (1.240) определяем t_1'' и t_2'' , °С, по формулам

$$t_1'' = t_1' - Q/W_1, \quad (1.250)$$

$$t_2'' = t_2' + Q/W_2. \quad (1.251)$$

Подставив полученные значения t_1'' и t_2'' в уравнение (1.246), получим

$$\Delta t_{cp}^{ap} = (t_1' - t_2') - \left(\frac{1}{2W_1} + \frac{1}{2W_2} \right) Q. \quad (1.252)$$

Подставив правую часть выражения (1.252) в уравнение теплопередачи (1.237) и решив последние относительно Q , Вт, получим

$$Q = \frac{t_1' - t_2'}{\frac{1}{kF} + \frac{1}{2W_1} + \frac{1}{2W_2}}. \quad (1.253)$$

Вычислив по формуле (1.253) значение Q , Вт, и подставив его в уравнения (1.250) и (1.251), найдем искомые температуры теплоносителей t_1'' и t_2'' , °С, на выходе из аппарата.

Приведенная методика расчета является приближенной и пригодна только для ориентировочных расчетов. В общем случае характер изменения температур вдоль поверхности теплообмена не является линейным, а зависит от водяных эквивалентов, площади поверхности теплообмена и схемы движения теплоносителей. Поэтому для прямотока и противотока формулы будут разными.

Для прямоточной схемы движения теплоносителей получены следующие уравнения:

$$t_1'' = t_1' - (t_1' - t_2')\Pi, \quad (1.254)$$

$$t_2'' = t_2' + (t_1' - t_2') \frac{W_1}{W_2} \Pi. \quad (1.255)$$

Здесь Π – вспомогательный параметр, который находится по формуле

$$\Pi = \frac{1 - e^{-(1+W_1/W_2)kF/W_1}}{1 + W_1/W_2}. \quad (1.256)$$

Тепловая производительность Q_{Π} , Вт, для прямоточного теплообменника определяется по формуле

$$Q_{\Pi} = W_1(t'_1 - t'_2)\Pi. \quad (1.257)$$

Для противоточной схемы движения теплоносителей получены следующие уравнения:

$$t''_1 = t'_1 - (t'_1 - t'_2)Z, \quad (1.258)$$

$$t''_2 = t'_2 + (t'_1 - t'_2)\frac{W_1}{W_2}Z. \quad (1.259)$$

Здесь Z – вспомогательный параметр, который находится по формуле

$$Z = \frac{1 - e^{-(1-W_1/W_2)kF/W_1}}{1 - \frac{W_1}{W_2} \cdot e^{-(1-W_1/W_2)kF/W_1}}. \quad (1.260)$$

Тепловая производительность Q_Z , Вт, для противоточного теплообменника определяется по формуле

$$Q_Z = W_1(t'_1 - t'_2)Z. \quad (1.261)$$

Тепловая производительность Q_Z , Вт, противоточного теплообменника при одинаковых начальных температурах теплоносителей t'_1 и t'_2 , °С, всегда будет больше, чем тепловая производительность Q_{Π} , Вт, прямоточного теплообменника.

1.8.6. Контрольные вопросы

1. Какие устройства называются тепломассообменными аппаратами?
2. Как классифицируются тепломассообменные аппараты?
3. Опишите принцип работы и приведите примеры рекуперативных, регенеративных, смешительных тепломассообменных аппаратов и теплообменников с внутренними источниками энергии.
4. Укажите достоинства и недостатки кожухотрубных и пластинчатых теплообменников.
5. По каким схемам осуществляется движение теплоносителей в тепломассообменных аппаратах?

6. Запишите формулу для определения водяного эквивалента.
7. Приведите графики изменения температур рабочих жидкостей в аппаратах с прямотоком и противотоком.
8. Какие бывают виды тепловых расчетов теплообменников, в чем их отличие?
9. Напишите основные уравнения, применяемые при тепловом расчете рекуперативных аппаратов?
10. По каким формулам определяются среднелогарифмический и среднеарифметический температурные напоры?
11. Как определить средний температурный напор для теплообменника со сложной схемой движения теплоносителей?
12. Как определяются конечные температуры теплоносителей в аппаратах с прямотоком и противотоком?

2. ПРАКТИКУМ ПО ДИСЦИПЛИНЕ

2.1. Тесты по дисциплине

2.1.1. Тест к теме 1. Элементарные способы переноса теплоты.

Теплопроводность

1. Передача теплоты при непосредственном соприкосновении тел или внутри твердого тела, обусловленная тепловым движением микрочастиц, называется:

- а) теплоотдачей;
- б) теплопроводностью;
- в) теплопередачей;
- г) температуропроводностью;
- д) тепломассообменом.

2. Существуют следующие физически элементарные способы передачи теплоты:

- а) конвекция, теплопередача, лучистый теплообмен;
- б) теплопроводность, конвективный теплообмен, излучение;
- в) лучистый теплообмен, конвекция, теплопроводность;

г) теплоотдача, конвекция, лучистый теплообмен.

3. Температурное поле – это:

- а) количество теплоты, передаваемое в единицу времени через единицу поверхности;
- б) геометрическое место точек, имеющих в данный момент времени одинаковую температуру;
- в) совокупность значений температур во всех точках рассматриваемого тела в данный момент времени;
- г) тепловая энергия, передаваемая от одного тела к другому в течение какого-то времени.

4. Изотермические поверхности:

- а) не пересекаются;
- б) пересекаются;
- в) совпадают одна с другой;
- г) замыкаются на себя.

5. Двумерное нестационарное температурное поле можно представить в виде следующей математической зависимости:

- а) $t = f(x, y, z, \tau)$;
- б) $t = f(x, y, z)$;
- в) $t = f(y, z, \tau)$;
- г) $t = f(x, y, \tau)$;
- д) $t = f(x, y)$;
- е) $t = f(x, z, \tau)$.

6. Зависимость коэффициента теплопроводности от температуры является линейной:

- а) для теплоизоляционных материалов;
- б) для металлов;
- в) для газов;
- г) для жидкостей.

7. Температурный градиент – это вектор, направленный:

- а) перпендикулярно нормали к изотермической поверхности в сторону уменьшения температуры;
- б) параллельно к изотермической поверхности в сторону возрастания температуры;

- в) по нормали к изотермической поверхности в сторону возрастания температуры;
- г) по нормали к изотермической поверхности в сторону убывания температуры.

8. Значение коэффициента теплопроводности воды с увеличением температуры:

- а) возрастает;
- б) сначала возрастает, потом убывает;
- в) сначала убывает, потом возрастает;
- г) убывает;
- д) остается постоянным.

9. Закон распределения температуры внутри тела в начальный момент времени задается с помощью следующих условий однозначности:

- а) физических;
- б) геометрических;
- в) граничных;
- г) начальных.

10. Дифференциальное уравнение теплопроводности для трехмерного нестационарного температурного поля без внутренних источников теплоты можно представить в виде:

- а) $\overline{grad} t = \vec{n}_o \frac{\partial t}{\partial n}$;
- б) $q = -\lambda \cdot \overline{grad} t$;
- в) $\partial t / \partial \tau = a \nabla^2 t$;
- г) $\lambda = \lambda_0 (1 + bt)$.

2.1.2. Тест к теме 2. Теплопроводность при стационарном и нестационарном режимах

1. Если температурное поле в твердой стенке изменяется во времени, то процесс теплопроводности будет:

- а) стационарным;
- б) постоянным;
- в) нестабильным;

- г) непостоянным;
- д) стабильным;
- е) нестационарным.

2. При прохождении теплового потока через однослойную плоскую стенку с постоянным коэффициентом теплопроводности в условиях стационарного теплового режима изменение температуры в стенке будет происходить:

- а) по экспоненте;
- б) по гиперболе;
- в) по логарифмической кривой;
- г) по прямой линии;
- д) по параболе.

3. Термическое сопротивление плоской стенки представляет собой:

- а) количество теплоты, выделяемой в единице объема в единицу времени;
- б) падение температуры при прохождении через стенку удельного теплового потока, равного единице;
- в) количество теплоты, проходящее в единицу времени через единицу поверхности стенки;
- г) разность температур между наружной и внутренней поверхностями стенки.

4. Тепловой поток, проходящий через трехслойную плоскую стенку, будет:

- а) больше в четыре раза для 1-го слоя, чем для 3-го слоя;
- б) больше в два раза для 2-го слоя, чем для 3-го слоя;
- в) меньше в три раза для 1-го слоя, чем для 3-го слоя;
- г) меньше в два раза для 2-го слоя, чем для 3-го слоя;
- д) одинаков для 1-го, 2-го и 3-го слоев.

5. Тепловой проводимостью стенки называется:

- а) отношение толщины стенки к коэффициенту теплопроводности стенки;
- б) отношение коэффициента теплопроводности стенки к ее толщине;
- в) отношение коэффициента теплопроводности стенки к произведению ее плотности и удельной теплоемкости;
- г) отношение разности температур на поверхностях стенки к ее толщине.

6. Уравнение теплопроводности для однослойной цилиндрической стенки имеет вид:

$$\text{а) } Q = \frac{2\pi\lambda l(t_1 - t_2)}{\ln \frac{r_2}{r_1}};$$

$$\text{б) } Q = \frac{2\pi l(t_1 - t_{n+1})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}};$$

$$\text{в) } Q = \frac{l(t_1 - t_2)}{\frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}};$$

$$\text{г) } Q = \frac{2\pi\lambda l(t_1 - t_2)}{\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2}}.$$

7. Для математического описания нестационарного процесса теплопроводности дифференциальное уравнение необходимо дополнить условиями однозначности, в том числе граничными условиями:

- а) I рода;
- б) II рода;
- в) III рода;
- г) IV рода;

8. При нестационарных процессах теплопроводности наиболее быстро температура изменяется:

- а) на поверхности тела;
- б) в центральной плоскости тела;
- в) одинаково на поверхности и в центральной плоскости тела;
- г) в произвольных точках.

9. При охлаждении неограниченной пластины в условиях нестационарного режима необходимо определить вспомогательную переменную μ , которая связана с периодической функцией:

- а) $y_1 = \operatorname{tg} \mu$;
- б) $y_1 = \cos \mu$;
- в) $y_1 = \operatorname{arctg} \mu$;
- г) $y_1 = \operatorname{ctg} \mu$;

д) $y_1 = \sin \mu$;

е) $y_1 = \arcsin \mu$.

10. В каком случае при нестационарном охлаждении неограниченной пластины температура по толщине пластины распределяется равномерно, и кривая температур остается почти параллельной оси X для любого момента времени?

а) Если число $Bi \rightarrow +\infty$;

б) если число $Bi \rightarrow -\infty$;

в) если число $Bi < 0,1$;

г) если $0,1 \leq Bi < 100$;

д) если число $Bi > 100$.

2.1.3. Тест к теме 3. Конвективный теплообмен

1. Конвективный теплообмен – это сложный вид теплообмена, при котором совместно протекают процессы:

а) теплообмена и массообмена;

б) конвекции и теплоотдачи;

в) теплопроводности и конвекции;

г) теплопередачи и конвекции.

2. В качестве теплоносителей в процессах тепломассообмена используются следующие вещества:

а) вода и водяной пар;

б) воздух и продукты сгорания топлива;

в) минеральные масла и органические жидкости;

г) ртуть и расплавленные металлы;

д) все вышеперечисленные варианты.

3. Тонкий слой жидкости вблизи поверхности тела, в котором происходит изменение скорости жидкости от значения скорости невозмущенного потока вдали от стенки до нуля, непосредственно на стенке, называется:

а) тепловым пограничным слоем;

б) гидродинамическим пограничным слоем;

в) ламинарным подслоем турбулентного пограничного слоя;

г) турбулентным подслоем ламинарного пограничного слоя.

4. В уравнении теплоотдачи Ньютона-Рихмана удельный тепловой поток равен произведению коэффициента теплоотдачи на разность температур:
- наружной и внутренней поверхностей стенки;
 - горячего и холодного теплоносителей;
 - поверхности твердого тела и текущей жидкости;
 - внутренней и наружной поверхностей стенки;
 - текущей жидкости и поверхности твердого тела.
5. В общем случае значение коэффициента теплоотдачи зависит от следующих величин:
- характера течения и скорости движения жидкости;
 - коэффициента теплопроводности и коэффициента кинематической вязкости;
 - формы и размеров тела;
 - плотности жидкости и ее удельной теплоемкости;
 - всех вышеперечисленных величин.
6. Если в дифференциальном уравнении энергии, устанавливающим связь между пространственным и временным изменением температуры в любой точке движущейся жидкости, проекции вектора скорости $w_x = w_y = w_z = 0$, то уравнение энергии превращается:
- в дифференциальное уравнение теплопроводности;
 - в дифференциальное уравнение теплоотдачи;
 - в дифференциальное уравнение движения;
 - в дифференциальное уравнение неразрывности.
7. Критерий подобия Грасгофа характеризует:
- режим движения жидкости;
 - теплообмен на границе жидкость-стенка;
 - соотношение между теплопроводностью и конвекцией;
 - нестационарность процессов;
 - физические свойства жидкости;
 - свободную конвекцию.
8. Первая теорема подобия (теорема Ньютона) гласит:
- любая зависимость между переменными, характеризующими какое-либо явление, может быть представлена в виде зависимости между критериями подобия;

- б) подобные между собой явления имеют численно одинаковые критерии подобия;
- в) подобны те явления, условия однозначности которых подобны, и критерии подобия, составленные из условий однозначности численно одинаковы;
- г) при полном подобии физических явлений все величины, характеризующие данные явления, должны находиться в определенных соотношениях для сходственных точек и сходственных моментов времени.

9. Для нестационарных процессов конвективного теплообмена критериальное уравнение может быть представлено в виде:

- а) $Nu = f(Re, Gr, Fo, Pr)$;
- б) $Nu = f(Pe, Gr, Pr, Bi)$;
- в) $Nu = f(Pe, Bi, Fo, Pr)$;
- г) $Nu = f(Re, Gr, Pe, Pr)$.

10. Согласно π -теореме физическое уравнение, содержащее $n \geq 2$ размерных величин, из которых $k \geq 1$ величин имеют независимую размерность, после приведения к безразмерному виду будет содержать следующее количество безразмерных величин:

- а) $n + k$;
- б) $n(k - 1)$;
- в) $n(k + 1)$;
- г) $n - k$;
- д) $(n - 1)k$;
- е) $(n + 1)k$.

2.1.4. Тест к теме 4. Частные случаи конвективного теплообмена

1. В критериальном уравнении конвективного теплообмена отношение $(Pr_{ж}/Pr_{см})^{0,25}$ учитывает:

- а) свободную конвекцию;
- б) направление теплового потока;
- в) поправку на начальный участок;
- г) физические свойства жидкости.

2. При ламинарном течении жидкости в трубах коэффициент теплоотдачи изменяется по длине канала при условии:

- а) $l/d > 50$;
- б) $l/d \leq 50$;
- в) $l/d < 50$;
- г) $l/d \geq 50$.

3. В критериальном уравнении конвективного теплообмена для турбулентного течения жидкости в трубах, в отличие от уравнения для ламинарного течения, отсутствует:

- а) критерий Рейнольдса;
- б) критерий Прандтля;
- в) критерий Нуссельта;
- г) критерий Грасгофа.

4. При поперечном омывании одиночного цилиндра наибольшее значение коэффициента теплоотдачи наблюдается:

- а) в лобовой части (при значении угла $\varphi = 0^\circ$);
- б) в кормовой части (при значении угла $\varphi = 180^\circ$);
- в) в боковой части (при значении угла $\varphi = 90^\circ$);
- г) не изменяется по поверхности при любом значении угла φ .

5. При использовании критериальных уравнений, полученных В. П. Исаченко для расчета конвективного теплообмена в пучках труб, за определяющий размер принимают:

- а) длину трубы;
- б) наружный диаметр трубы;
- в) внутренний диаметр трубы;
- г) эквивалентный диаметр межтрубного пространства.

6. Если коэффициент теплоотдачи третьего ряда коридорного пучка труб принять за 100%, то коэффициент теплоотдачи второго ряда этого пучка составит:

- а) 60%;
- б) 80%;
- в) 70%;
- г) 90%.

7. Для воздуха критериальное уравнение при любом частном случае конвективного теплообмена в стационарных условиях может быть представлено в виде:

а) $Nu = f(Fo)$;

б) $Nu = f(Re)$;

в) $Nu = f(Gr)$;

г) $Nu = f(Pr)$.

8. Расчет конвективного теплообмена в замкнутом пространстве производят с помощью:

а) эквивалентного коэффициента теплоотдачи;

б) эквивалентного коэффициента теплопроводности;

в) эквивалентного коэффициента теплопередачи;

г) эквивалентного коэффициента температуропроводности.

9. При кипении жидкости на поверхности твердого тела наиболее интенсивный рост значений коэффициента теплоотдачи наблюдается в области:

а) естественной конвекции;

б) критической точки;

в) пленочного режима;

г) пузырькового режима.

10. При пленочной конденсации пара в случае ламинарного движения пленки конденсата теплообмен осуществляется путем:

а) конвекции и теплопроводности;

б) теплопроводности;

в) теплоотдачи;

г) теплопередачи.

2.1.5. Тест к теме 5. Лучистый теплообмен

1. Тепловой поток, излучаемый на всех длинах волн с единицы поверхности тела по всем направлениям, называется:

а) интегральным лучистым потоком;

б) излучательной способностью;

в) интенсивностью излучения;

г) тепловым излучением.

2. Тело, поглощающее все падающее на него излучение, называется:

- а) абсолютно белым;
- б) абсолютно черным;
- в) абсолютно прозрачным;
- г) серым.

3. Отношение поверхностной плотности потока собственного интегрального излучения данного тела к поверхностной плотности потока интегрального излучения абсолютно черного тела при той же температуре называется:

- а) степенью черноты;
- б) коэффициентом излучения;
- в) коэффициентом поглощения;
- г) излучательной способностью абсолютно черного тела;
- д) коэффициентом проницаемости.

4. Известно, что с ростом температуры максимум излучения смещается в сторону более коротких волн, – это закон:

- а) Стефана-Больцмана;
- б) Кирхгофа;
- в) Планка;
- г) Вина.

5. Математически закон Стефана-Больцмана для абсолютно черного тела можно представить в виде:

а) $\frac{E_1}{A_1} = \frac{E_2}{A_2} = \dots = \frac{E_n}{A_n} = E_0$;

б) $E_0 = C_0 \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^4$;

в) $E_0 = \sigma_0 T^4$;

г) $\varepsilon = E / E_0$.

6. Согласно закону Ламберта, интенсивность излучения зависит от его направления, определяемого углом φ , который оно образует с нормалью к поверхности, и максимальное излучение имеет место при значении угла φ , равном:

- а) 90° ;
- б) 60° ;
- в) 30° ;

- г) 0° ;
- д) 45° ;
- е) 40° .

7. При лучистом теплообмене между двумя параллельными поверхностями приведенный коэффициент излучения определяется по формуле:

а)
$$C_{np} = \frac{1}{1/C_1 + 1/C_2 - 1/C_0};$$

б)
$$C_{np} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_0} \right)};$$

в)
$$C_{np} = 1/C_1 + 1/C_2 - 1/C_0;$$

г)
$$C_{np} = \varepsilon_1 C_1 + \varepsilon_2 C_2.$$

8. При установке трех экранов между двумя параллельными поверхностями с одинаковой степенью черноты ($\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_{ЭК}$) количество излучаемой энергии уменьшится:

- а) в 3 раза;
- б) в 4 раза;
- в) в 6 раз;
- г) в 2 раза;
- д) в 5 раз;
- е) в 9 раз.

9. Излучают и поглощают тепловую энергию:

- а) все газы одинаково;
- б) двухатомные газы;
- в) одноатомные газы;
- г) трехатомные газы;
- д) многоатомные газы.

10. Для излучающего газа степень черноты ε_2 зависит:

- а) от абсолютной температуры;
- б) от парциального давления газа в смеси;
- в) от пути пробега излучения;
- г) от всех вышеуказанных величин.

2.1.6. Тест к теме 6. Теплопередача

1. Теплопередача – это сложный вид теплообмена, при котором теплота передается:

- а) от одной подвижной горячей среды к другой подвижной холодной среде через твердую стенку;
- б) от одной холодной поверхности твердого тела к другой горячей поверхности этого тела;
- в) от одной движущейся горячей среды к холодной поверхности твердого тела;
- г) от горячей поверхности твердого тела к холодной движущейся среде;
- д) во всех предыдущих случаях.

2. Коэффициент теплопередачи k измеряется в следующих единицах:

- а) Вт/м²;
- б) Вт/(м·°С);
- в) Вт/м;
- г) Вт/(м·К);
- д) Вт/(м²·К);
- е) Вт/(м²·°С).

3. Для вывода уравнения теплопередачи исходными являются следующие уравнения:

- а) теплопроводности;
- б) теплоотдачи;
- в) критериальные;
- г) теплового баланса;
- д) все вышеперечисленные.

4. Полное термическое сопротивление через однослойную плоскую стенку находится по формуле:

а) $R = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}$;

б) $R = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}$;

$$в) R = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}};$$

$$г) R = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}.$$

5. Линейный коэффициент теплопередачи – это:

- а) количество теплоты, проходящей через единицу поверхности стенки в единицу времени от горячего к холодному теплоносителю при разности температур между ними в один градус;
- б) тепловой поток, проходящий через один квадратный метр поверхности при разности температур между поверхностью тела и окружающей средой в один градус;
- в) количество теплоты, проходящей через один метр длины трубы в единицу времени от горячего теплоносителя к холодному при разности температур между ними в один градус;
- г) количество теплоты, проходящее в единицу времени через единицу поверхности.

6. Теплоизоляционными считаются те материалы, коэффициент теплопроводности которых

- а) $\lambda \geq 0,2 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$;
- б) $\lambda > 0,2 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$;
- в) $\lambda < 0,2 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$;
- г) $\lambda \leq 0,2 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$.

7. Критический диаметр изоляции трубопровода зависит от следующих параметров:

- а) температуры наружной поверхности трубы и ее наружного диаметра;
- б) толщины стенки трубы и коэффициента теплопроводности теплоизоляции;
- в) наружного диаметра трубы и коэффициента теплоотдачи от наружной поверхности трубы к окружающей среде;
- г) коэффициента теплоотдачи от наружной поверхности трубы к окружающей среде и коэффициента теплопроводности теплоизоляции.

8. Для эффективной работы тепловой изоляции необходимо, чтобы критический диаметр:
- а) был меньше наружного диаметра изоляции;
 - б) был меньше внешнего диаметра оголенного трубопровода;
 - в) был больше внутреннего диаметра трубопровода;
 - г) был больше внешнего диаметра оголенного трубопровода.
9. Коэффициентом оребрения трубы называется отношение:
- а) площади гладкой поверхности трубы к площади оребренной поверхности;
 - б) площади оребренной поверхности трубы к площади гладкой поверхности;
 - в) площади каждого ребра к площади гладкой поверхности;
 - г) суммы площадей поверхностей всех ребер к площади оребренной поверхности.
10. Для интенсификации процесса теплопередачи осуществляют следующие мероприятия:
- а) увеличивают температурный напор между теплоносителями;
 - б) применяют трубы с оребрением;
 - в) увеличивают толщину тепловой изоляции;
 - г) применяют материалы с высокими коэффициентами теплопроводности;
 - д) уменьшают максимальное термическое сопротивление;
 - е) все вышеперечисленные мероприятия.

2.1.7. Тест к теме 7. Массообмен

1. Самопроизвольный процесс проникновения одного вещества в другое в направлении установления внутри них равновесного распределения концентраций называют:
- а) потоком массы;
 - б) конвекцией;
 - в) диффузией;
 - г) массообменом.
2. Плотность потока массы – это поток массы, проходящий через единицу:

- а) объема;
- б) длины;
- в) массы;
- г) поверхности.

3. Плотность потока массы при молекулярной диффузии определяется по закону:

- а) Фурье;
- б) Фика;
- в) Ламберта;
- г) Кирхгофа;
- д) Вина;
- е) Планка.

4. Если движущей силой переноса вещества является разность температур, то происходит:

- а) концентрационная диффузия;
- б) термодиффузия;
- в) бародиффузия;
- г) конвективная диффузия.

5. При молекулярной диффузии результирующий поток массы представляет собой сумму:

- а) конвективной и молекулярной диффузии;
- б) термодиффузии и бародиффузии;
- в) концентрационной, термодиффузии и бародиффузии;
- г) концентрационной, конвективной и бародиффузии.

6. Конвективный массообмен между движущейся средой и жидкой (или твердой) поверхностью называется:

- а) массоотдачей;
- б) молекулярной диффузией;
- в) массопереносом;
- г) потоком массы.

7. При массоотдаче плотность потока массы диффундирующего вещества можно выразить через произведение коэффициента массоотдачи на разность:

- а) концентраций;
- б) температур;

в) парциальных давлений;

г) удельных объемов.

8. Коэффициенты массоотдачи, отнесенные к разности концентраций и к разности парциальных давлений, связаны между собой соотношением:

а) $\beta / \beta_P = RT$;

б) $\beta / \beta_P = R(T_0 - T_P)$;

в) $\beta / \beta_P = P / RT$;

г) $\beta / \beta_P = R(P_n - P_0)$.

9. Имеется ли аналогия между процессами теплообмена и массообмена?

а) Нет, не имеется;

б) да, имеется, но не всегда соблюдается;

в) да, имеется полная аналогия;

г) да, имеется частичная аналогия.

10. Диффузионное число Нуссельта определяется по формуле:

а) $Nu_D = \alpha l / \lambda$;

б) $Nu_D = v / D$;

в) $Nu_D = \beta l / D$;

г) $Nu_D = D \tau / l^2$.

2.1.8. Тест к теме 8. Тепломассообменные аппараты

1. Теплообменные аппараты, в которых две жидкости с различными температурами текут в пространстве, разделенном твердой стенкой, называются:

а) регенеративными;

б) смесительными;

в) рекуперативными;

г) с внутренними источниками теплоты.

2. К смесительным тепломассообменным аппаратам относятся:

а) декарбонизаторы;

б) контактные экономайзеры;

в) конденсаторы турбин;

г) градирни;

д) пароперегреватели котлов;

- е) деаэраторы;
- ж) все вышеперечисленные аппараты.

3. Поверхность нагрева регенеративного подогревателя представляет собой:

- а) теплоаккумулирующую насадку;
- б) трубный пучок;
- в) каскад тарелок с отверстиями;
- г) все вышеперечисленные варианты.

4. Целью поверочного теплового расчета теплообменника является определение:

- а) площади поверхности теплообмена;
- б) коэффициента теплопередачи;
- в) количества переданной теплоты;
- г) начальных температур теплоносителей;
- д) конечных температур теплоносителей;
- е) всех вышеперечисленных параметров.

5. Какие уравнения лежат в основе тепловых расчетов теплообменных аппаратов?

- а) Теплоотдачи и теплопроводности;
- б) теплопередачи и теплоотдачи;
- в) теплопередачи и теплового баланса;
- г) теплопроводности и теплового баланса;
- д) теплоотдачи и теплопередачи.

6. Под водяным эквивалентом понимают произведение:

- а) $W = C(t_1 - t_2)$;
- б) $W = kF\Delta t_{cp}$;
- в) $W = C \cdot G$;
- г) $W = G(t_1 - t_2)$.

7. Если в теплообменном аппарате два теплоносителя текут параллельно друг другу во взаимно противоположных направлениях, то такая схема движения называется:

- а) прямотоком;
- б) перекрестным током;
- в) противотоком;

г) многократно перекрестным током.

8. Больше изменение температуры по поверхности теплообмена получается для той жидкости, у которой:

- а) водяной эквивалент меньше;
- б) начальная температура меньше;
- в) начальная температура больше;
- г) водяной эквивалент больше;
- д) конечная температура больше;
- е) конечная температура меньше.

9. Среднеарифметический температурный напор может быть определен по формуле:

$$\text{а) } \Delta t_{cp} = \ln \left(\frac{t'_1 + t''_1}{2} - \frac{t'_2 + t''_2}{2} \right);$$

$$\text{б) } \Delta t_{cp} = \frac{1}{2} \cdot \ln(\Delta t_{\delta} + \Delta t_{\text{м}});$$

$$\text{в) } \Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}};$$

$$\text{г) } \Delta t_{cp} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}}.$$

10. При расчете среднего температурного напора для аппарата со сложной схемой движения теплоносителей поправочный коэффициент умножают на среднеарифметический температурный напор, определенный как для:

- а) противоточного аппарата;
- б) прямоточного аппарата;
- в) аппарата с перекрестным током;
- г) поперечно-противоточного аппарата.

2.2. Задачи

2.2.1. Теплопроводность через стенки при стационарном режиме

Задача 1. Стены сушильной камеры выполнены из слоя красного кирпича $\delta_1=250$ мм и слоя строительного войлока толщиной δ_2 , мм. Температура на внешней поверхности кирпичного слоя $t_1 = 110$ °С и на внешней поверхности войлочного слоя $t_2 = 25$ °С. Коэффициенты теплопроводности красного кирпича $\lambda_1 = 0,7$ Вт/(м·°С) и строительного войлока $\lambda_2 = 0,0465$ Вт/(м·°С). Вычислить температуру $t_{1,2}$, °С, в месте соприкосновения слоев (контакт считать идеальным) и толщину войлочного слоя δ_2 , мм, при условии, что удельные тепловые потери $q = 100$ Вт/м². Нарисовать схему изменения температур в стенке.

Решение

Изобразим двухслойную плоскую стенку, через которую проходит удельный тепловой поток q , Вт/м² (рис. 3.1).

Из уравнения теплопроводности для первого слоя плоской стенки выразим и определим температуру $t_{1,2}$, °С, в месте соприкосновения слоев кирпича и войлока.

$$q = \frac{\lambda_1}{\delta_1} (t_1 - t_{1,2}) \Rightarrow t_{1,2} = t_1 - \frac{q\delta_1}{\lambda_1},$$

$$t_{1,2} = 110 - \frac{100 \cdot 250}{0,7} = 74,29^\circ\text{C}.$$

Зная температуру $t_{1,2}$, из уравнения теплопроводности для второго (войлочного) слоя можно определить его толщину

$$q = \frac{\lambda_2}{\delta_2} (t_{1,2} - t_2) \Rightarrow \delta_2 = \frac{\lambda_2}{q} (t_{1,2} - t_2),$$

$$\delta_2 = \frac{0,0465(74,29 - 25)}{100} = 0,023 \text{ м}.$$

Строим график изменения температур в двухслойной плоской стенке (рис. 2.1).

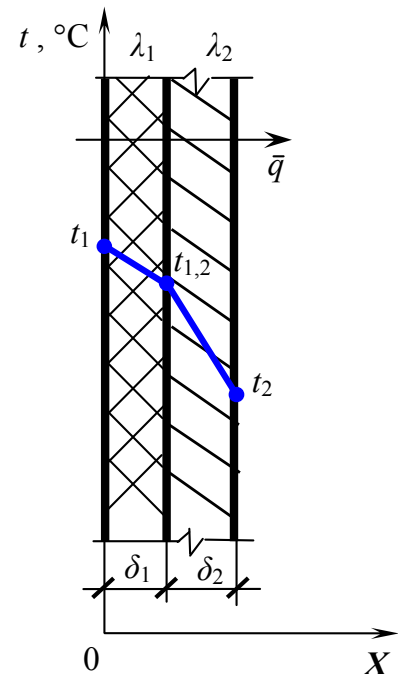


Рис. 2.1. Схема изменения температур в двухслойной стенке

Ответ: $t_{1,2} = 74,29 \text{ }^\circ\text{C}$; $\delta_2 = 23 \text{ мм}$.

Задача 2. Определить потери теплоты Q , Вт, через стенку из красного кирпича длиной $l = n$, м, шириной $h = 0,5n$, м, и толщиной $\delta = 250 \text{ мм}$ (n – номер варианта), если температуры на поверхностях стенки равны соответственно $t_1 = 110 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_2 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, для красного кирпича $\lambda = 0,7 \text{ Вт/(м}\cdot\text{ }^\circ\text{C)}$.

Задача 3. Определить коэффициент теплопроводности материала стенки, если при толщине ее $\delta = 10n \text{ мм}$ и разности температур на поверхностях $\Delta t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ плотность теплового потока $q = 145 + 0,1n$.

Задача 4. Стальной трубопровод диаметрами $d_1 = 100 \text{ мм}$ и $d_2 = 110 \text{ мм}$ с коэффициентом теплопроводности $\lambda_1 = 50 \text{ Вт/(м}\cdot\text{ }^\circ\text{C)}$ покрыт изоляцией в два слоя $\delta_1 = \delta_2 = 50 \text{ мм}$ (рис. 3.2). Температуры внутренней поверхности трубы $t_1 = (230 + n) \text{ }^\circ\text{C}$, наружной поверхности трубы $t_4 = 50 \text{ }^\circ\text{C}$. Определить потери тепла с 1 м длины трубопровода, температуры между слоями $t_2, t_3, \text{ }^\circ\text{C}$, и температуру $t, \text{ }^\circ\text{C}$, в слое изоляции на расстоянии $d = (120 + n)$, мм. Первый слой изоляции трубы имеет коэффициент теплопроводности $\lambda_2 = 0,06 \text{ Вт/(м}\cdot\text{ }^\circ\text{C)}$; второй слой изоляции $\lambda_3 = 0,12 \text{ Вт/(м}\cdot\text{ }^\circ\text{C)}$. Нарисовать схему изменения температур в стенке.

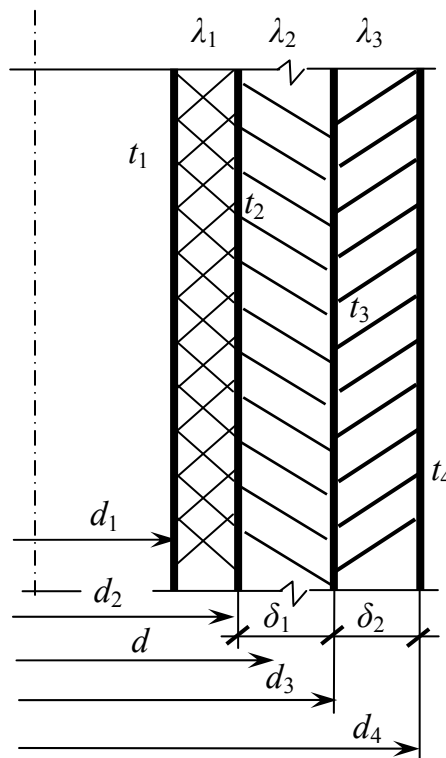


Рис. 2.2. Трехслойная цилиндрическая стенка (к задаче 4)

2.2.2. Частные случаи конвективного теплообмена

Задача 5. Определить коэффициент теплоотдачи α от воздуха, протекающего со скоростью $w = 10$ м/с, к стенке прямой трубы диаметром $d = 0,1$ м и длиной $l = 2$ м. Средняя температура воздуха $t_{жс} = 120$ °С. При $t_{жс} = 120$ °С: $\lambda_{жс} = 0,0334$ Вт/(м·°С); $\nu_{жс} = 25,45 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

Решение

При данных условиях определяем число Рейнольдса

$$Re = wd/\nu_{жс} = 10 \cdot 0,1 \cdot 10^6 / 25,45 = 39\,200.$$

Число $Re > 10\,000$, режим движения воздуха турбулентный. Подставляя значение числа Рейнольдса в уравнение (1.101), получим

$$Nu_{жсd} = 0,018 Re_{жсd}^{0,8} \bar{\varepsilon}_l = 0,018 \cdot 39\,200^{0,8} \cdot 1,13 = 96,28.$$

Так как $l/d = 2/0,1 = 20 < 50$, то в уравнение введена поправка $\bar{\varepsilon}_l = 1,13$, найденная по табл. 1.3 данного учебного пособия.

Коэффициент теплоотдачи находится по формуле

$$\alpha = Nu_{жсd} \lambda_{жс} / d = 96,28 \cdot 0,0334 / 0,1 = 32,16 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С}).$$

Ответ: $\alpha = 32,16$ Вт/(м²·°С).

Задача 6. Определить коэффициент теплоотдачи α и количество переданной теплоты Q , Вт, при течении жидкости в горизонтальной трубе диаметром $d = 0,001n$ м и длиной $l = 5 + 0,1n$ м, если скорость $w = (0,1 + 1/10n)$ м/с; температура воды $t_{жс} = 80$ °С, температура стенки трубы $t_{ст} = 20$ °С. При $t_{жс} = 80$ °С: $\lambda_{жс} = 0,675$ Вт/(м·°С), $\nu_{жс} = 0,365 \cdot 10^{-6}$ м²/с, $\beta_{жс} = 6,32 \cdot 10^{-4}$ 1/К, $Pr_{жс} = 2,21$. При $t_{ст} = 20$ °С: $Pr_{ст} = 7,02$.

Задача 7. Определить коэффициент теплоотдачи α от нагретой вертикальной поверхности цилиндра к среде в условиях свободной конвекции, если длина трубы $l = 1 + 0,1n$ м, среда – воздух с температурой $t_{жс} = 30$ °С, при которой $Pr_{жс} = 0,701$, $\lambda_{жс} = 2,67 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·°С), $\nu_{жс} = 16 \cdot 10^{-6}$ м²/с, $\beta_{жс} = 3,3 \cdot 10^{-3}$ 1/К.

Задача 8. Гладкая пластина шириной $b = 1,5$ м и длиной $l = 1,5 + 0,2n$ м обтекается продольным потоком воздуха с температурой $t_{жс} = 20$ °С и со скоростью $w = (4 + 1/10n)$ м/с. Вычислить коэффициент теплоотдачи α , Вт/(м²·°С), и

тепловой поток Q , Вт, если температура поверхности плиты $t_{cm} = 80 - 0,5n$ °С. При $t_{жс} = 20$ °С: $\lambda_{жс} = 0,0223$ Вт/(м·°С), $\nu_{жс} = 15,06 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

2.2.3. Лучистый теплообмен между твердыми телами

Задача 9. Рассчитать теплообмен излучением между двумя параллельно расположенными поверхностями с температурами $T_1 = 800$ К и $T_2 = 400$ К. Коэффициент излучения первой поверхности $C_1 = 5,1$, второй $C_2 = 4,2$ Вт/(м²·К⁴). Потерю тепла боковыми поверхностями не учитывать.

Решение

Удельный лучистый поток между параллельными поверхностями определяется по уравнению

$$q_{1,2} = C_{np} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right].$$

Приведенный коэффициент излучения C_{np} определяется по формуле

$$C_{np} = \frac{1}{1/C_1 + 1/C_2 - 1/C_0} = \frac{1}{1/5,1 + 1/4,2 - 1/5,67} = 3,88 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К}^4 \text{)}.$$

Подставляя полученное значение C_{np} в первое уравнение, имеем

$$q_{1,2} = 3,88 \left[\left(\frac{800}{100} \right)^4 - \left(\frac{400}{100} \right)^4 \right] = 14\,899 \text{ Вт/м}^2.$$

Ответ: $q_{1,2} = 14\,899$ Вт/м².

Задача 10. Определить удельный лучистый поток при теплообмене между двумя параллельно расположенными поверхностями с температурами $T_1 = (780 + n)$ К и $T_2 = 400$ К. Коэффициент излучения первой поверхности $C_1 = (5 + 0,01n)$, второй $C_2 = 4,2$ Вт/(м²·К⁴). Потерю тепла боковыми поверхностями не учитывать. Как изменится теплообмен, если при тех же условиях будет $C_2 = 0,42$ Вт/(м²·К⁴)?

Задача 11. В цехе установлен цилиндрический стальной подогреватель без изоляции, который излучает тепловую энергию со всей поверхности. Поверхность подогревателя имеет коэффициент излучения $C_1 = 5,2$ Вт/(м²·К⁴); температура наружной поверхности $T_1 = (410 + n)$ К; длина подогревателя $l = 1,5 + 0,1n$ м; диаметр подогревателя $d = 1$ м. Температура помещения $T_2 = 300$ К и коэффи-

циент излучения его стен $C_2=3,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$; длина помещения 10 м, ширина 8 м, высота 4 м. Определить количество теплоты, передаваемое излучением между поверхностями подогревателя и помещения.

Задача 12. Между двумя поверхностями установлен экран, коэффициенты излучения экрана и поверхностей одинаковы и равны $C_{\text{экр}} = C_1 = C_2 = 4,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$, температуры поверхностей равны соответственно $T_1 = 500+10n$, $T_2 = 280+n \text{ К}$. Определить лучистый поток между поверхностями до и после установки экрана, а также температуру экрана.

2.2.4. Теплопередача. Среднелогарифмический температурный напор

Задача 13. Определить плотность теплового потока, проходящего через плоскую стальную стенку толщиной $\delta = 10 \text{ мм}$ с коэффициентом теплопроводности $\lambda = 50 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$, а также коэффициент теплопередачи, если температура газов с одной стороны стенки $t_1 = 1127 ^\circ\text{С}$, а температура кипящей воды с другой стороны $t_2 = 227 ^\circ\text{С}$, коэффициент теплоотдачи от газов к стенке $\alpha_1 = 100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$, и от стенки к кипящей воде $\alpha_2 = 5000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$.

Решение

Коэффициент теплопередачи для однослойной плоской стенки определяем по формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{100} + \frac{0,01}{50} + \frac{1}{5000}} = 96,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}).$$

Плотность теплового потока находим по уравнению

$$q = k(t_1 - t_2) = 96,2(1127 - 227) = 86580 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Ответ: $k = 96,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$; $q = 86,6 \text{ кВт}/\text{м}^2$.

Задача 14. Дана плоская стенка в два слоя: толщина слоев $\delta_1 = 0,001n$ и $\delta_2 = 0,01n \text{ м}$, коэффициенты теплопроводности $\lambda_1 = 50$ и $\lambda_2 = 0,05 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$. Со стороны тонкого слоя стенки – греющий теплоноситель, со стороны толстого слоя – нагреваемый. Температура греющего теплоносителя $t_1 = 200+n ^\circ\text{С}$, температура холодного теплоносителя $t_2 = 50 ^\circ\text{С}$. Определить величину удельного теплового потока q и коэффициент теплопередачи k , если известны коэф-

коэффициенты теплоотдачи $\alpha_1 = 5000$ и $\alpha_2 = 30$ Вт/(м²·°С). Изобразить график изменения температур внутри стенки.

Задача 15. Коэффициент теплопередачи через наружное ограждение помещения $k = 0,8 + 0,02n$ Вт/(м²·°С), коэффициент теплоотдачи от внутреннего воздуха к стене $\alpha_1 = 6,9 + 0,2n$ Вт/(м²·°С). Определить: на сколько градусов изменится температура внутренней поверхности стены t_{n1} , если температура наружного воздуха t_2 понизилась на 25°С, а температура внутреннего воздуха t_1 понизилась на 5°С.

Задача 16. В теплообменном аппарате холодный теплоноситель нагревается от температуры $t_2' = 10$ °С до $t_2'' = 100 + n$ °С, при этом горячий теплоноситель охлаждается с температуры $t_1' = 160 + 10n$ °С до $t_1'' = 150$ °С. Определить среднелогарифмический температурный напор для прямоточной и противоточной схем движения теплоносителей. Нарисовать графики изменения температур вдоль поверхности нагрева. Сделать вывод, какая схема движения теплоносителей выгодней.

2.3. Лабораторные работы

2.3.1. Лабораторная работа №1. Определение коэффициента теплопроводности теплоизоляционных материалов методом пластины

Цель работы. Целью данной работы является углубление знаний по теории теплопроводности, изучение методики экспериментального определения коэффициента теплопроводности λ , Вт/(м·°С), теплоизоляционных материалов и получение навыков в проведении экспериментальных научно-исследовательских работ. При выполнении работы необходимо найти значение коэффициента теплопроводности исследуемого материала для трех-четырех различных режимов (по мощности нагревателя) и построить график зависимости коэффициента теплопроводности от температуры материала.

Методика. Сущность экспериментов состоит в измерении теплового потока Q , Вт, прошедшего через исследуемые образцы известной площади F , м², и толщины δ , м, измерении разности температур Δt , °С, на поверхностях образцов

и последующем вычислении коэффициента теплопроводности λ , Вт/(м·°С), по уравнению Фурье для стационарного теплового режима:

$$\lambda = \frac{Q\delta}{\Delta tF}. \quad (2.1)$$

Лабораторная установка. Внешний вид лабораторной установки представлен на рис. 2.3, а ее принципиальная схема – на рис. 2.4. Лабораторная установка представляет собой функциональное единство трех систем: системы регулирования и изменения напряжения, подаваемого на электронагреватель 4 (рис. 2.4), системы измерения температуры на поверхностях образцов и системы отвода теплоты от испытуемых образцов (системы охлаждения).

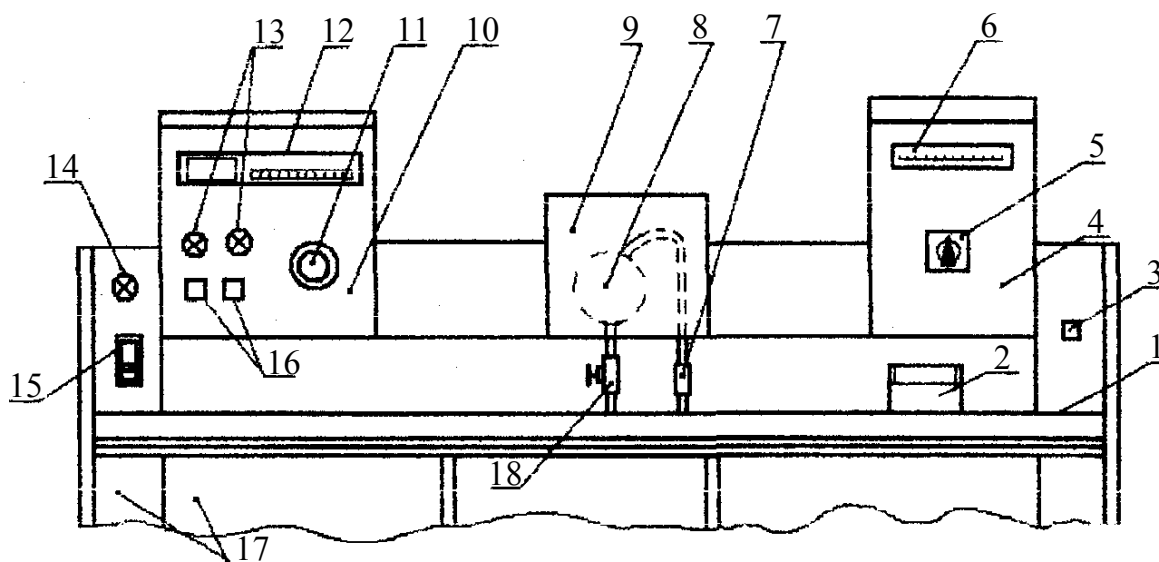


Рис. 2.3. Внешний вид лабораторной установки:

1 – стол; 2 – микрокалькулятор, 3 – кнопка включения микрокалькулятора; 4 – блок температуры; 5 – переключатель термодпар; 6 – измеритель температуры (прибор МВУ6-41А); 7 – поплавок; 8 – рабочий элемент; 9 – кожух рабочего элемента; 10 – блок мощности; 11 – рукоятка автотрансформатора (ЛАТР-2М); 12 – вольтметр (прибор Ц43.18); 13 – сигнальные лампы «нагрев» и «перегрузка»; 14 – сигнальная лампа «сеть»; 15 – автоматический выключатель «сеть»; 16 – переключатель включения и выключения нагревателя; 17 – обшивка; 18 – кран

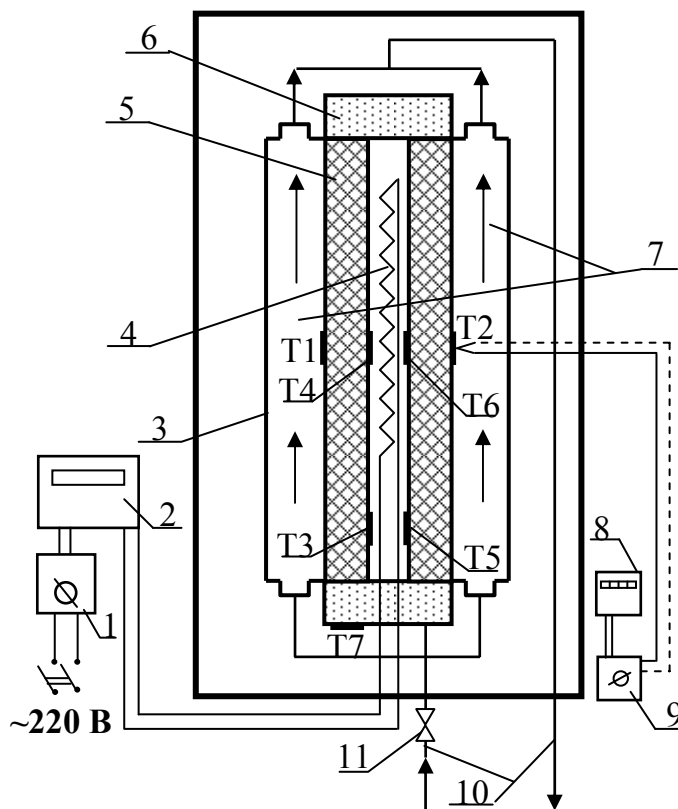
Система регулирования и измерения напряжения состоит из задающего автотрансформатора 1 (рис. 2.3) и вольтметра 2. Необходимое напряжение электронагревателя устанавливается поворотом автотрансформатора и контролируется вольтметром. Автотрансформатор и вольтметр размещены в блоке мощно-

сти 10 (рис. 2.3). Там же расположены два переключателя для выключения нагревателя и сигнальной лампы «нагрев» и «перегрузка».

Система измерения температуры состоит из шести термопар Т1 – Т6 (хромель – копель), установленных на поверхностях образцов (рис. 2.4) и термопары Т7, установленной вблизи кожуха, переключателя термопар 9 и измерительного прибора 8. Последние образуют блок температуры 4 (рис. 2.3).

Рис. 2.4. Принципиальная схема лабораторной установки:

- 1 – автотрансформатор;
- 2 – вольтметр;
- 3 – рабочий элемент;
- 4 – электронагреватель;
- 5 – испытуемые образцы;
- 6 – теплоизоляция;
- 7 – холодильники;
- 8 – измерительный прибор температуры;
- 9 – переключатель термопар;
- 10 – трубы подвода и отвода воды;
- 11 – кран регулирования расхода воды через холодильники;
- Т1, Т2, Т3, ... , Т7 – термопары



Термопара представляет собой два проводника из различных, специально подобранных материалов (медь – константан, хромель – копель, платина – платинородий и др.). Концы проводников сварены или спаяны между собой. Если температура одного спаев (горячего) выше, чем температура другого (холодного), то в цепи термопары возникает электродвижущая сила (ЭДС), зависящая от разности температур горячего и холодного спаев. Если измерить ЭДС термопары, то можно определить температуру горячего спаев.

Система охлаждения включает в себя холодильники 7, трубопроводы 10 подвода и отвода воды, а также кран регулирования расхода воды 11 (рис. 2.4).

Тепловой поток от нагревателя, проходя через испытуемые образцы, поступает в холодильники и отводится с охлаждающей водой.

Включением выключателя 15 (рис. 2.3) подается напряжение на установку – загорается сигнальная лампа «сеть».

При нажатии переключателя 16 загорается сигнальная лампа «нагрев», срабатывает реле, и нагреватель подключается к автотрансформатору. При напряжении на автотрансформаторе выше допустимого срабатывает другое реле, замыкающий контакт которого включает сигнальную лампу «перегрузка», а размыкающий контакт отключает автотрансформатор от нагревателя.

Подготовка установки к работе:

1. Проверить исправность заземления.
2. Открыть кран 18 подвода воды (рис. 2.3) и установить расход воды $0,6 \pm 0,02 \text{ м}^3/\text{ч}$ ($0,17 \pm 0,006 \text{ л/с}$).
3. Подключить установку к общей сети лаборатории напряжением 220 В.
4. Включить выключатель «сеть» – загорается сигнальная лампа «сеть».
5. Включить прибор 12 блока мощности (рис. 2.3).
6. Убедиться в исправности системы нагрева путем кратковременного (в течение 2 – 3 с) нажатия на кнопочный выключатель «нагрев». При этом должна загореться лампа «нагрев».

Порядок работы:

1. Включить нагреватель установки кнопкой «нагрев».
2. Рукояткой автотрансформатора установить напряжение на нагревателе U_n от 27 до 35 В и по истечении 30 – 40 мин, убедившись в стабильности показаний термомпар, приступить к записи их показаний в протоколе испытаний (табл. 3.1). Положению переключателя термомпар «1», «2», ... , «7» соответствует подключение термомпар Т1, Т2 ... , Т7.
3. Повторить предыдущий пункт при напряжениях $U_n = 36\text{--}45 \text{ В}$ и $U_n = 46\text{--}64 \text{ В}$. При этом переход на последующий режим осуществлять без перерывов и без отключения питания. Время установления стационарного режима (30 – 40 мин) контролировать по стабильности показаний термомпар.
4. По окончании эксперимента:
 - выключить подачу питания кнопочным выключателем;
 - выключить прибор блока мощности;
 - выключить питание выключателем «сеть»;
 - закрыть кран подачи воды.

Протокол испытаний

№ п/п	U_n	Показания термопар							$Q_{подв}$	$Q_{ном}$	λ	σ	t_{cp}
		1	2	3	4	5	6	7					
	В	°С							Вт	Вт	Вт/(м·К)	%	°С

Обработка результатов опыта:

Для каждого режима значение коэффициента теплопроводности λ , Вт/(м·К) подсчитывается по формуле

$$\lambda = \frac{(Q_{подв} - Q_{ном})\delta}{(\Delta t_1 + \Delta t_2)F}, \quad (2.2)$$

где $Q_{подв}$ – подведенный тепловой поток, Вт; $Q_{ном}$ – тепловой поток потерь, Вт; δ – толщина образцов, м; Δt_1 , Δt_2 – разности температур на образцах, °С; F – площадь образцов, м².

$$F = 2 \frac{\pi D^2}{4} = 0,5\pi D^2, \quad (2.3)$$

где D – диаметр образцов, м.

В данной установке используются образцы толщиной $\delta = 5$ мм и диаметром $D = 140$ мм. Остальные величины, входящие в формулу (2.2), определяются следующим образом:

а) подведенный тепловой поток $Q_{подв}$, Вт:

$$Q_{подв} = \frac{U_n^2}{R_n}, \quad (2.4)$$

где U_n – напряжение на нагревателе, В; R_n – сопротивление нагревателя, Ом. В данной установке $R_n = 43,3$ Ом;

б) тепловой поток потерь $Q_{ном}$, Вт:

$$Q_{ном} = 2\pi r_{cp} H \frac{\lambda_k}{r_n - r_{вн}} \left(\frac{t_4 + t_6}{2} - t_7 \right), \quad (2.5)$$

где r_{cp} , r_n , $r_{вн}$, H , λ_k – соответственно средний, наружный и внутренний радиусы кожуха, высота кожуха, коэффициент теплопроводности материала кожуха; t_4 , t_6 , t_7 – температуры, измеренные с помощью соответствующих термопар.

Для данной установки эти величины, подставляемые в формулу (2.5) равны: $r_{cp} = 168$ мм; $r_n = 190$ мм; $r_{вн} = 146$ мм; $H = 11$ мм; $\lambda_k = 0,08$ Вт/(м·К).

После подстановки вышеперечисленных числовых значений получим:

$$Q_{nom} = 0,021 \left(\frac{t_4 + t_6}{2} - t_7 \right); \quad (2.6)$$

в) разности температур на образцах Δt_1 и Δt_2 , °С, равны соответственно:

$$\Delta t_1 = t_4 - t_1, \quad (2.7)$$

$$\Delta t_2 = t_6 - t_2. \quad (2.8)$$

Относительная погрешность измерения σ подсчитывается по формуле

$$\sigma = \frac{\Delta \lambda}{\lambda} = \frac{\Delta Q_{нодв} + \Delta Q_{nom}}{Q_{нодв} - Q_{nom}} + \frac{2\Delta \delta}{\delta} + \frac{\Delta F}{F} + \frac{\Delta(\Delta t_1)}{\Delta t_1} + \frac{\Delta(\Delta t_2)}{\Delta t_2}, \quad (2.9)$$

где через « Δ » обозначены абсолютные погрешности соответствующих величин.

Для данной установки выражение (2.9) принимает вид

$$\sigma = \frac{\Delta \lambda}{\lambda} = \frac{6,5}{Q_{нодв} - Q_{nom}} + 0,017 + \frac{1,8}{\Delta t_1} + \frac{1,8}{\Delta t_2}. \quad (2.10)$$

Средняя температура материала исследуемых образцов t_{cp} , °С, при каждом режиме испытаний подсчитывается по формуле

$$t_{cp} = \frac{t_1 + t_2 + t_6 + t_4}{4}. \quad (2.11)$$

После окончания расчетов необходимо заполнить протокол испытаний (табл. 2.1) и построить график зависимости λ от t_{cp} .

Отчет по лабораторной работе должен содержать: название и цель работы, основы теории, принципиальную схему лабораторной установки (рис. 2.4), протокол испытаний, расчеты, график $\lambda = f(t_{cp})$ и выводы по работе.

При подготовке к выполнению лабораторной работы, а также к ее защите рекомендуется использовать подразделы 1.1 и 1.2 данного учебного пособия и контрольные вопросы.

Контрольные вопросы.

1. Какова физическая сущность передачи теплоты при теплопроводности?
2. Что такое температурное поле?
3. Что такое температурный градиент?
4. Как записывается уравнение Фурье?
5. Что такое термическое сопротивление плоской стенки?
6. Что такое удельный тепловой поток?
7. Объясните методику определения λ в данной лабораторной работе.
8. Назовите основные части лабораторной установки.
9. С помощью каких устройств измеряется температура в лабораторной работе?
10. Объясните порядок проведения лабораторной работы.
11. Как зависит λ от температуры в данном случае? Чем это можно объяснить?
12. Бывают ли иные зависимости λ от температуры?

2.3.2. Лабораторная работа №2. Исследование работы водо-воздушного теплообменного аппарата при свободном и при вынужденном движении воздуха

Цель работы. Целью данной лабораторной работы является углубление и закрепление знаний по теории теплообмена, изучение конструкции и работы конкретного теплообменника, ознакомление с методикой экспериментального определения коэффициента теплопередачи теплообменника поверхностного типа. При выполнении работы необходимо определить коэффициенты теплопередачи для двух случаев движения воздуха: свободного и вынужденного.

Лабораторная установка. Принципиальная схема лабораторной установки приведена на рис. 2.5. Основной частью установки является теплообменник 1 с горизонтальными ребристыми трубками, выполненными из латуни (использован теплообменник от серийной холодильной установки ФАК-1,5Мз). Греющим теплоносителем является горячая вода, нагреваемым – воздух помещения лаборатории. Для создания свободного движения воздуха (естественной конвекции) служит труба 3, в которой размещен осевой электровентилятор 2. При включении этого вентилятора создается вынужденное движение воздуха через теплообменник 1. Для измерения температуры теплоносителей на входе в

теплообменник и выходе из него служат термометры Т1, Т2, Т3 и Т4. В качестве резервных измерителей температуры могут использоваться термопары.

Для измерения расхода воды служат мерный сосуд (мензурка) и электрический секундомер. При расчете расхода считать $1 \text{ см}^3 = 1 \text{ г} = 10^{-3} \text{ кг}$.

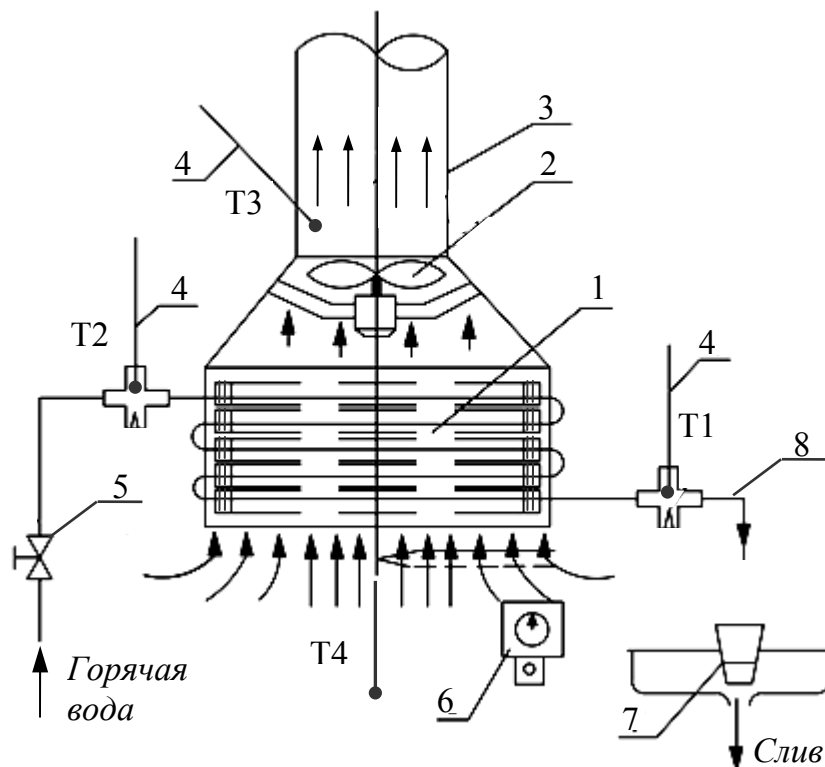


Рис. 2.5. Схема лабораторной установки с водо-воздушным теплообменником:

- 1 – теплообменник; 2 – вентилятор с электрическим двигателем; 3 – труба;
- 4 – термометры; 5 – кран; 6 – электрический секундомер; 7 – мерный сосуд (мензурка); 8 – сливной трубопровод

Методика проведения эксперимента. При выполнении лабораторной работы необходимо провести два опыта: при свободном движении воздуха и вынужденном его движении, создаваемом вентилятором. При каждом опыте необходимо добиться стационарного теплового режима, т. е. показания приборов надо записать по истечении не менее 20 мин. после начала работы теплообменника на соответствующем режиме. Признаком установления стационарного режима является постоянство температур теплоносителей на выходе из теплообменника. Выполняя каждый из опытов, необходимо определить расход воды через теплообменник и температуры теплоносителей (воды и воздуха) на входе и выходе теплообменника. Данные записываются в протокол испытаний (табл. 2.2). Затем необходимо, по примеру, приведенному на рис. 1.63, построить гра-

фики изменения температур воды и воздуха по поверхности теплообмена $T = f(F)$, определить для каждого опыта средний температурный напор и коэффициент теплопередачи теплообменного аппарата. Результаты расчетов также занести в протокол (табл. 2.2). Сделать выводы по работе.

Обработка результатов опыта:

1. Определение расхода греющего теплоносителя (воды) g_2 , кг/с:

$$g_2 = \frac{V}{\tau} \cdot 10^{-3}, \quad (2.12)$$

где V – объем воды, см³, заполнивший мерный сосуд за время τ , с.

2. Определение теплового потока, передаваемого от воды к воздуху:

$$Q_2 = g_2 c_2 (T_2' - T_2''), \quad (2.13)$$

где Q_2 – тепловой поток греющего теплоносителя, Вт; g_2 – расход горячей воды, кг/с; $c_2 = 4187$ Дж/(кг·К) – удельная теплоемкость воды; T_2' , T_2'' – температуры греющего теплоносителя (воды) соответственно на входе и выходе теплообменника, К.

3. Определение среднего температурного напора ΔT_{cp} , К, производится по формулам:

$$\Delta T_{cp} = \frac{\Delta T_{\delta} - \Delta T_m}{\ln \frac{\Delta T_{\delta}}{\Delta T_m}}, \quad (2.14)$$

где ΔT_{δ} и ΔT_m – соответственно, большая и меньшая разности температур между теплоносителями на концах теплообменника (определяются по графикам $T = f(F)$ при $F = 0$ и $F = F_{полн}$).

Если выполняется условие $\Delta T_m / \Delta T_{\delta} \geq 0,6$, то можно пользоваться более простой формулой:

$$\Delta T_{cp} = \frac{T_2' + T_2''}{2} - \frac{T_x' + T_x''}{2}, \quad (2.15)$$

В случае, когда $\Delta T_{\delta} = \Delta T_m$, средний температурный напор не вычисляют, т. к. $\Delta T_{cp} = \Delta T_{\delta} = \Delta T_m$.

4. Коэффициент теплопередачи k , Вт/(м²·К), находится из уравнения теплопередачи:

$$k = \frac{Q_z}{F_{\text{полн}} \Delta T_{\text{ср}}}, \quad (2.16)$$

где $F_{\text{полн}} = 6,205 \text{ м}^2$ – полная поверхность теплообмена данного теплообменного аппарата.

Таблица 2.2

Результаты измерений и расчётов

Опыт	Расход воды			Температура воды				Температура воздуха				Результаты
	$V, \text{ см}^3$	$\tau, \text{ с}$	$g, \text{ кг/с}$	ВХОД		ВЫХОД		ВХОД		ВЫХОД		
				$t, \text{ }^\circ\text{C}$	$T, \text{ К}$	$t, \text{ }^\circ\text{C}$	$T, \text{ К}$	$t, \text{ }^\circ\text{C}$	$T, \text{ К}$	$t, \text{ }^\circ\text{C}$	$T, \text{ К}$	
1. Свободное движение												$Q_z =$ $\Delta T_{\text{ср}} =$ $k =$
2. Вынужденное движение												$Q_z =$ $\Delta T_{\text{ср}} =$ $k =$

При подготовке к выполнению лабораторной работы, а также к ее защите рекомендуется использовать подразделы 1.6 и *Методика проведения эксперимента*. При выполнении лабораторной работы необходимо провести два опыта: при свободном движении воздуха и вынужденном его движении, создаваемом вентилятором. При каждом опыте необходимо добиться стационарного теплового режима, т. е. показание приборов надо записать по истечении не менее 20 мин. после начала работы теплообменника на соответствующем режиме. Признаком установления стационарного режима является постоянство температур теплоносителей на выходе из теплообменника. Выполняя каждый из опытов, необходимо определить расход воды через теплообменник и температуры теплоносителей (воды и воздуха) на входе и выходе теплообменника. Данные записываются в протокол испытаний (табл. 2.2). Затем необходимо, по примеру, приведенному на рис. 1.63, построить графики изменения температур воды и воздуха по поверхности теплообмена $T = f(F)$, определить для каждого опыта средний температурный напор и коэффициент теплопередачи теплооб-

менного аппарата. Результаты расчетов также занести в протокол (табл. 2.2). Сделать выводы по работе.

При подготовке к защите лабораторной работы рекомендуется использовать подразделы 1.6 и 1.8 данного учебного пособия и контрольные вопросы.

Контрольные вопросы.

1. Что называют теплообменным аппаратом?
2. К какому типу относится теплообменный аппарат данной лабораторной установки?
3. Какие схемы движения горячих и холодных теплоносителей встречаются в теплообменных аппаратах?
4. Какая схема движения теплоносителей реализована в используемом теплообменном аппарате?
5. Объясните устройство и принцип действия лабораторной установки.
6. Как определить расход воды в данном теплообменнике?
7. Почему при вынужденном движении воздуха коэффициент теплопередачи больше, чем при свободном?
8. С какой целью трубы теплообменника выполнены ребренными?
9. Почему ребра на трубах выполнены со стороны воздуха, а не воды?
10. Определите расход воздуха в данном теплообменном аппарате.
11. Объясните роль трубы 3 (см. рис. 2.5) в создании свободного движения воздуха через теплообменник.

2.3.3. Лабораторная работа №3. Исследование теплоотдачи от нагретой трубы к воздуху в условиях свободной конвекции

Цель работы. Целью работы является углубление знаний в области конвективного теплообмена, который возможен только в текучей среде (жидкости, газе). В процессе выполнения лабораторной работы исследуется частный случай конвективного теплообмена, называемый теплоотдачей, когда обмениваются теплом поверхность твердого тела и текучая среда (воздух). Отсюда и название определяемого коэффициента – коэффициент теплоотдачи.

Методика. При решении практических задач конвективного теплообмена используется уравнение Ньютона – Рихмана, которое для стационарного процесса записывается в виде

$$Q = \alpha(T_n - T_{жс})F, \quad (2.17)$$

где Q – тепловой поток, передаваемый от поверхности тела (трубы) воздуху, Вт; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); T_n – температура поверхности трубы, К; $T_{жс}$ – температура жидкости (воздуха), К; F – площадь поверхности трубы, м².

Из уравнения (2.17) следует:

$$\alpha = \frac{Q}{F(T_n - T_{жс})}. \quad (2.18)$$

Как видно из формулы (2.18), для определения коэффициента теплоотдачи необходимо произвести следующие измерения:

- количества теплоты, передаваемого в единицу времени (теплого потока) Q , Вт, которое при стационарном (установившемся) тепловом режиме равно мощности электронагревателя W , Вт;
- температуры теплоотдающей поверхности тела (трубы) T_n , К, и омывающей среды (воздуха) $T_{жс}$, К.
- площади теплоотдающей поверхности F , м².

Экспериментальная установка. Основную часть установки (рис. 2.6) представляет отрезок цилиндрической трубы 1 ($d = 16$ мм, $l = 310$ мм), укрепленный с помощью теплоизоляторов 3 на скобе, которая шарнирно соединена со стойкой. Благодаря такой конструкции на данной установке можно исследовать теплоотдачу при различных углах наклона оси трубы к горизонту, т. е. при $\varphi = 0 \div 90^\circ$.

Внутри трубы смонтирован электрический нагреватель 2, питаемый от сети через автотрансформатор, который служит для регулирования мощности нагревателя. Для измерения напряжения тока, протекающего через электронагреватель, служит вольтметр 10. Температура поверхности трубы измеряется с помощью десяти термопар Т1 ÷ Т10, «горячие» спаи которых равномерно заделаны на поверхности трубы и соединены с измерителем температуры 5 и «холодным» спаем 8 посредством переключателя 6. Для определения потерь тепла в местах крепления трубы (через теплоизолятор) предназначены две термопары

T11 и T12, «горячие» спаи которых установлены на наружной поверхности теплоизоляторов. «Холодные» спаи всех термопар 8 размещены в блоке измерения температур, который представляет собой собственно измеритель температур 5, соединенный с переключателем термопар 6. Температура воздуха, окружающего установку, измеряется термометром 4 (рис. 2.6).

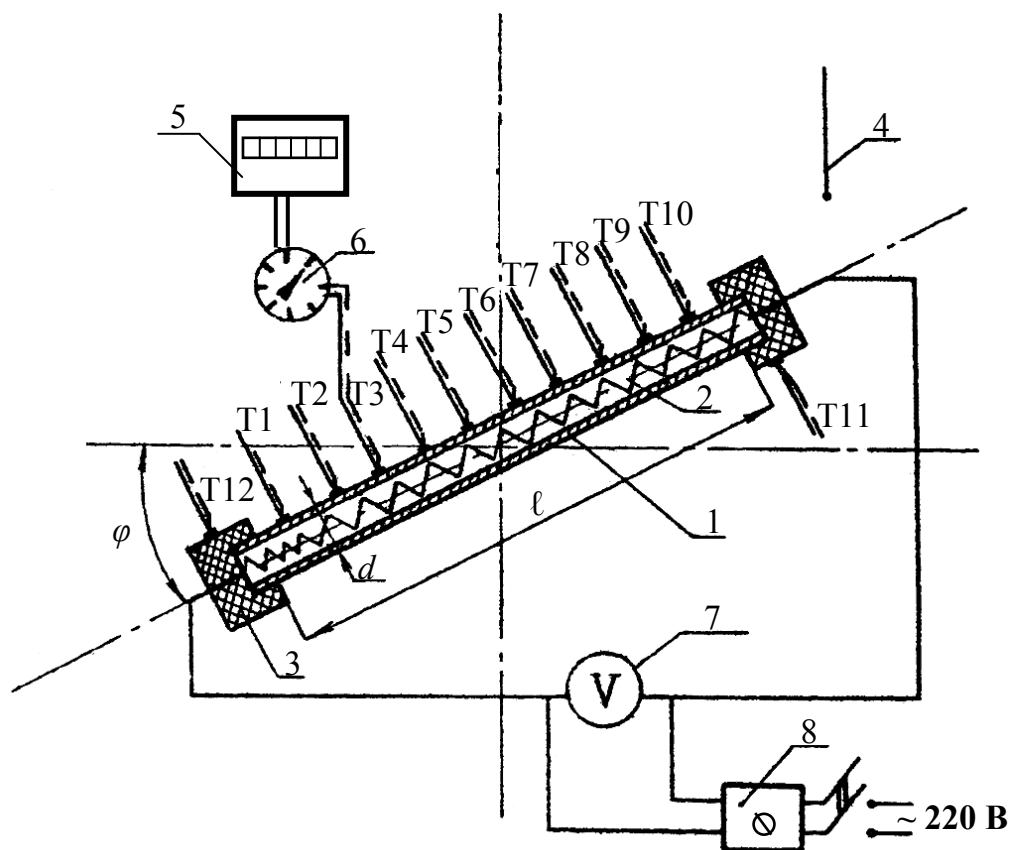


Рис. 2.6. Схема лабораторной установки:

1 – труба (цилиндр); 2 – электронагреватель; 3 – теплоизолятор; 4 – термометр окружающего воздуха; 5 – измеритель температуры; 6 – переключатель термопар; 7 – вольтметр; 8 – автотрансформатор; T1 ÷ T12 – «горячие» спаи термопар

Порядок проведения опыта.

Опыт проводится для трех случаев горизонтальной трубы ($\varphi = 0^\circ$), вертикальной трубы ($\varphi = 90^\circ$) и наклонной трубы ($0 < \varphi < 90^\circ$).

В любом случае для получения достоверного результата необходимо установление стационарного режима теплоотдачи, т. к. уравнение (3.12) применимо только для такого режима. Поэтому нагреватель установки включается заранее (за 30 – 40 мин), чтобы к началу снятия показаний приборов был достигнут ста-

ционарный тепловой режим (о наступлении его можно судить по неизменности показаний термомпар, установленных на поверхности трубы, во времени).

После наступления стационарного режима записывают в протокол (табл. 2.3) следующие показания приборов:

1. Напряжение на нагревателе U , В.
2. Показания термомпар Т1 ÷ Т10, измеряющих температуру поверхности трубы, °С.
3. Температуру окружающего воздуха $t_в$, °С.
4. Показания термомпар Т11 и Т12, установленных на теплоизоляторах, °С.

Таблица 2.3

Протокол опытных данных

φ	U	Температура поверхности трубы, °С											Температура поверхности теплоизоляторов, °С			$t_в$			
		град.	В	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	t_{cp}	11		12	t_u	°С

После окончания опыта установку выключить.

Обработка результатов опыта.

1. Определяем мощность нагревателя W , которая при стационарном тепловом режиме равна тепловому потоку Q , отдаваемому нагретой трубой окружающей среде

$$W = Q = \frac{U^2}{R_n}, \quad (2.19)$$

где U – напряжение на нагревателе, В; R_n – сопротивление нагревателя, Ом ($R_n = 24,1$ Ом).

2. Находим среднюю температуру поверхности трубы t_{cp} , °С

$$t_{cp} = \frac{1}{10} \sum_{i=1}^{10} t_i. \quad (2.20)$$

3. Определяем тепловой поток потерь $Q_{ном}$, Вт, в местах крепления трубы:

$$Q_{ном} = 2q_n F_{зад} = 2 \frac{t_{cp} - t_u}{\delta_в / \lambda_в + \delta_u / \lambda_u} F_{зад}, \quad (2.21)$$

где q_{nom} – удельный тепловой поток потерь, Вт/м²; $F_{зад}$ – поверхность конца трубы в месте заделки в теплоизолятор, м²; $t_u = 0,5(t_{11} + t_{12})$ – средняя температура поверхности изоляторов, °С; δ_v, δ_u – соответственно толщина воздушной прослойки и средняя толщина изолятора в месте заделки трубы, м; λ_v, λ_u – соответственно коэффициенты теплопроводности воздуха и материала теплоизоляторов, Вт/(м·К).

Формула (2.21) для конкретной установки и средних условий эксперимента на ней ($F_{зад} = 8,47 \cdot 10^{-4}$ м²; $\delta_u = 0,011$ м; $\delta_v = 0,001$ м; $\lambda_v = 0,031$ Вт/(м·К); $\lambda_u = 0,3$ Вт/(м·К)) принимает вид

$$Q_{nom} = 2,458 \cdot 10^{-2} (t_{cp} - t_u). \quad (2.22)$$

4. Подсчитываем опытное значение коэффициента теплоотдачи α_{on} , Вт/(м²·К):

$$\alpha_{on} = \frac{Q - Q_{nom}}{(t_{cp} - t_v)F}, \quad (2.23)$$

где $F = \pi dl$ – величина теплоотдающей поверхности трубы, м².

Сравнение результатов опыта с расчетными значениями.

Расчетный коэффициент теплоотдачи α_p , Вт/(м²·К), при сложном теплообмене определяют как сумму конвективного (α_k) и лучистого (α_l) коэффициентов теплоотдачи, то есть

$$\alpha_p = \alpha_k + \alpha_l. \quad (2.24)$$

Величину α_k , Вт/(м²·К), находят с помощью критериальных уравнений с учетом расположения трубы в пространстве.

а) Горизонтальная труба ($\varphi = 0^\circ$).

В этом случае используется критериальное уравнение

$$Nu = C(Gr \cdot Pr)^n, \quad (2.25)$$

где Gr – критерий Грасгофа; Pr – критерий Прандтля; Nu – критерий Нуссельта; C, n – постоянные.

Значения постоянных C и n выбирают в зависимости от величины произведения $Gr \cdot Pr$ по табл. 2.4.

Критерий Грасгофа вычисляют по формуле

$$Gr = \left(\frac{gd^3}{\nu^2} \right) \beta \Delta T, \quad (2.26)$$

где $g = 9,81$ – ускорение свободного падения, м/с^2 ; d – определяющий размер (диаметр трубы), м ; $\Delta T = T_{cp} - T_e$ – температурный напор при данном режиме, К ; T_{cp} , T_e – средние абсолютные температуры поверхности трубы и воздуха, К ; $\beta = 1/T_m$ – коэффициент объемного расширения воздуха, $1/\text{К}$; $T_m = 0,5(T_{cp} + T_e)$ – расчетная температура пограничного слоя, К ; ν – кинематический коэффициент вязкости воздуха, $\text{м}^2/\text{с}$, находят по табл. 2.4 в зависимости от температуры $t_m = T_m - 273$, $^\circ\text{C}$.

Таблица 2.4

Значения постоянных для критериальных уравнений

$Gr \cdot Pr$	C	n
$1 \cdot 10^{-3} \div 5 \cdot 10^2$	1,180	0,125
$5 \cdot 10^2 \div 2 \cdot 10^7$	0,540	0,250
$2 \cdot 10^7 \div 1 \cdot 10^{13}$	0,135	0,333

Критерий Прандтля находят следующим образом:

$$Pr = \nu/a, \quad (2.27)$$

где a – коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$, определяется по табл. 2.5.

Таблица 2.5

Физические параметры сухого воздуха при $P_{атм} = 760$ мм. рт. ст.

Коэффициент	Значения температуры t_m , $^\circ\text{C}$												
	20	30	40	50	60	70	80	90	100	120	140	160	180
$\lambda \cdot 10^2$, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	2,593	2,675	2,756	2,826	2,896	2,966	3,047	3,128	3,233	3,338	3,489	3,640	3,780
$a \cdot 10^5$, $\text{м}^2/\text{с}$	2,142	2,286	2,430	2,572	2,719	2,856	3,019	3,189	3,364	3,683	4,033	4,389	4,750
$\nu \cdot 10^6$, $\text{м}^2/\text{с}$	15,06	16,00	16,96	17,95	18,97	20,02	21,09	22,10	23,13	25,45	27,80	30,09	32,49

Решая уравнение (2.25), находят величину критерия Нуссельта, а затем и α_k , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, по формуле

$$\alpha_k = Nu \cdot \lambda / d, \quad (2.28)$$

где λ – коэффициент теплопроводности воздуха, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, который находят по табл. 2.5.

б) Вертикальная труба ($\varphi = 90^\circ$).

Расчет α_k , Вт/(м²·К), ведется аналогично предыдущему случаю, однако при вычислении критерия Gr в качестве определяющего размера следует взять не диаметр, а длину трубы l , м.

в) Наклонная труба ($0^\circ < \varphi < 90^\circ$).

В этом случае критериальное уравнение имеет вид

$$Nu = 0,42(Gr \cdot \sin \varphi)^{0,25} (1 + 0,023 / \operatorname{tg}^2 \varphi)^{0,125}. \quad (2.29)$$

При расчете критерия Gr определяющим размером в этом случае является диаметр трубы d , м.

Коэффициент лучистой теплоотдачи независимо от φ определяют по формуле

$$\alpha_{\lambda} = 5,67 \cdot \varepsilon \cdot \frac{(T_{cp} / 100)^4 - (T_{\varepsilon} / 100)^4}{T_{cp} - T_{\varepsilon}}, \quad (2.30)$$

где ε – степень черноты поверхности трубы. Для окисленной меди принять $\varepsilon = 0,57$.

Определяют расчетное значение коэффициента теплоотдачи α_p , Вт/(м²·К), по формуле (2.24).

Для сравнения данные опыта и расчетов сводят в таблицу 2.6.

Таблица 2.6

Сравнение опытных и расчетных данных

№ п/п	φ , град	Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м ² ·К)		Расхождение, %
		опытный, $\alpha_{оп}$	расчетный, α_p	
1	0			
2	90			
3				

Отчет по лабораторной работе должен содержать: титульный лист, название и цель работы, основы теории, принципиальную схему лабораторной установки (рис. 2.6), протокол испытаний (табл. 2.3), расчеты, сравнение опытных и расчетных данных (табл. 2.6), выводы по работе.

При подготовке к выполнению лабораторной работы, а также к ее защите рекомендуется использовать подразделы 1.3 и 1.4 данного учебного пособия и контрольные вопросы.

Контрольные вопросы.

1. Что называется конвективным теплообменом?
2. Как записывается уравнение теплоотдачи (уравнение Ньютона – Рихмана)?
3. Каковы физический смысл и единицы измерения коэффициента теплоотдачи?
4. От каких величин зависит коэффициент теплоотдачи?
5. Какие условия лежат в основе теории подобия?
6. Что такое критерий подобия?
7. Какими критериями подобия характеризуется конвективный теплообмен, в чем их физический смысл?
8. Какое уравнение называется критериальным?
9. От каких факторов зависит величина коэффициента теплоотдачи?
10. Объясните порядок проведения опыта.
11. Из каких основных частей состоит лабораторная установка?
12. Как Вы могли бы изменить величину коэффициента теплоотдачи в данной установке?
13. Что Вы понимаете под сложным теплообменом?
14. Как определяется коэффициент теплоотдачи сложного теплообмена?
15. Почему у вертикальной трубы коэффициент теплоотдачи при прочих равных условиях меньше, чем у горизонтальной?

2.3.4. Лабораторная работа №4. Исследование особенностей лучистого теплообмена между твердыми телами

Цель работы. Выполнение данной лабораторной работы позволяет студенту познакомиться с некоторыми основными понятиями и законами лучистого теплообмена, а также с учетом излучения твердого тела при расчете сложных способов теплообмена.

В котельных агрегатах основное количество теплоты передается от продуктов сгорания топлива к рабочему телу (воде или пару) за счет лучистого теплообмена. Лучистая энергия является результатом сложных внутриатомных

процессов, интенсивность которых зависит, в основном, от температуры тела. Носителем лучистой энергии являются электромагнитные колебания, свойства которых определяются длиной волны или частотой.

Лабораторная работа состоит из разделов: 2.3.4.1, 2.3.4.2, 2.3.4.3 и 2.3.4.4. При выполнении этих разделов студент пользуется результатами эксперимента, проведенного им на одной и той же лабораторной установке, описываемой ниже.

Лабораторная установка. Принципиальная схема лабораторной установки приведена на рис. 2.7. Излучатель 1 выполнен в виде двух стальных дисков, соединенных между собой. Излучатель закреплен на подставке так, что торцы дисков находятся в вертикальных плоскостях. Цилиндрические поверхности дисков покрыты тепловой изоляцией 8, поэтому основное излучение происходит с торцов излучателя, которые имеют различные степени черноты. Излучатель нагревается электронагревателем 2, мощность которого можно менять с помощью блока питания 5 и подсчитывать по показаниям вольтметра 4.

Температура торцов излучателя измеряется с помощью термопар 7, милливольтметра 11, переключателя термопар 9. «Холодный» спай термопар помещен в сосуд 10 с тающим льдом или водой. Температура воды измеряется термометром 13.

Количество излучаемой излучателем теплоты регистрируется с помощью прибора 6, называемого термостолбиком. В этом приборе лучистый поток падает на участок плоскости, в котором расположены 50 последовательно соединенных и покрытых копотью спаев термопар, и если термостолбик подсоединить к милливольтметру, то последний зарегистрирует ЭДС, пропорциональную величине лучистого потока. В связи с трудностью градуировки термостолбика, будем в дальнейшем измерять не абсолютную величину лучистого потока, а некоторую условную величину $E_{изм}$, мВ, пропорциональную излучательной способности E . Термостолбик можно подключать к милливольтметру 11 с помощью переключателя 9. Термостолбик 6 можно переставлять по разные стороны излучателя (при исследовании излучения с каждой из поверхностей I и II излучателя).

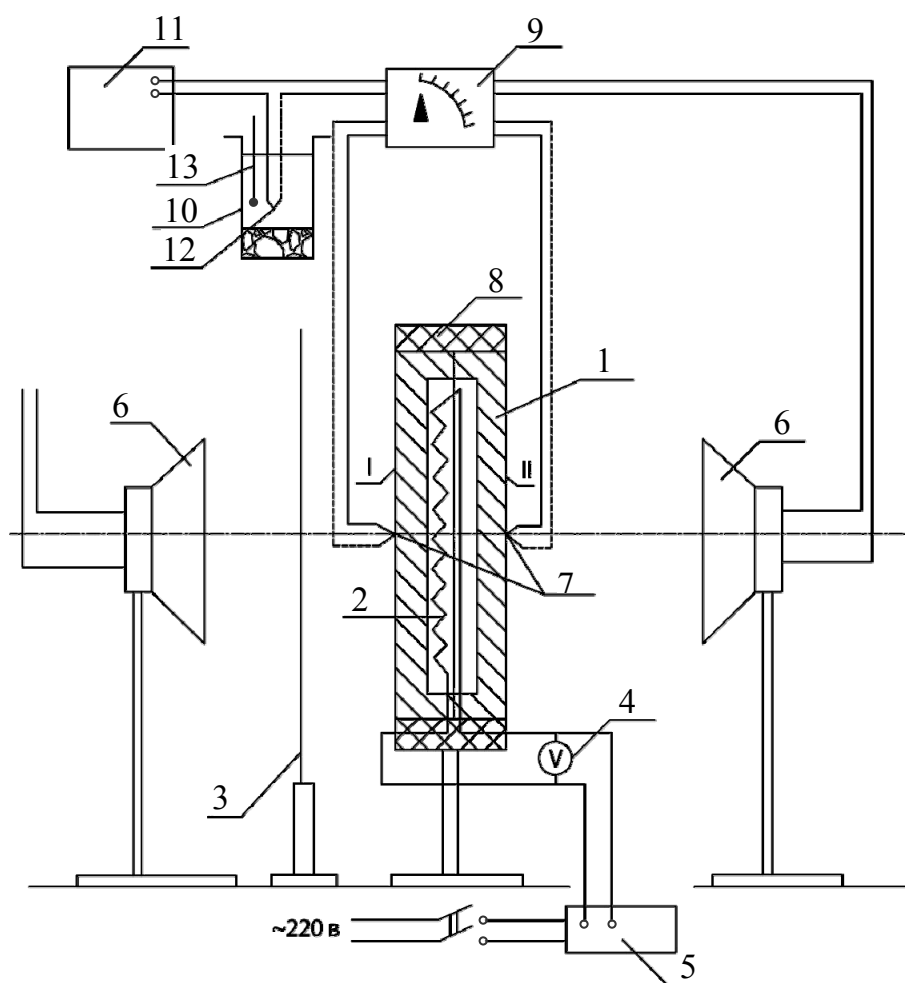


Рис. 2.7. Схема лабораторной установки:

1 – излучатель; 2 – электронагреватель; 3 – экран; 4 – вольтметр; 5 – блок питания; 6 – термостолбик; 7 – горячие спаи термопар; 8 – теплоизоляция; 9 – переключатель; 10 – сосуд с тающим льдом или водой; 11 – милливольтметр; 12 – холодный спай термопар; 13 – термометр

В состав лабораторной установки входят также экраны – листы из различных материалов, устанавливаемые в вертикальной плоскости (параллельной плоскости излучателя) на подставке.

Прежде чем приступить к выполнению опыта, надо внимательно изучить лабораторную установку и методику измерения температуры с помощью термопар.

Методика измерения температуры с помощью термопар. Термопара представляет собой два проводника из различных, специально подобранных материалов (медь-константан, хромель-копель, платина-платинородий и др.). Концы проводников сварены или спаяны между собой (рис. 2.7). Если темпе-

ратура одного спая (горячего) выше, чем температура другого (холодного), то в цепи термопары возникает электродвижущая сила (ЭДС), зависящая от разности температур горячего и холодного спаев. Если измерить ЭДС термопары, то можно определить температуру горячего спая. Для этого нужно знать температуру холодного спая и иметь зависимость ЭДС от разности температур спаев (график или таблицу), полученную опытным путем при градуировке термопары данного типа. Холодный спай обычно помещают в тающий лед ($T_{xc} = 273 \text{ К}$) или в холодную воду, температуру которой измеряют жидкостным термометром.

Таким образом, температура горячего спая термопары T_{zc} , К, может быть найдена по формуле:

$$T_{zc} = T_{xc} + \Delta T, \quad (2.31)$$

где T_{zc} – температура горячего спая термопары, К; T_{xc} – температура холодного спая термопары, К; ΔT – разность температур холодного и горячего спаев, К.

В данной лабораторной работе используются термопары типа хромель-копель (хромель – сплав, содержащий 90% Ni и 10% Cr; копель – сплав, содержащий 56% Cu и 44% Ni). Зависимость между ЭДС таких термопар и температурой дана в табл. 2.7.

Измерение ЭДС термопар производится цифровым милливольтметром типа Ф-214, точность измерения 0,01 мВ, предел измерения 99 мВ.

Рассмотрим пример определения температуры с помощью термопар. При проведении эксперимента холодный спай термопары помещен в сосуд с водой. Измерения с помощью ртутного термометра показали, что температура этой воды $t_{xc} = 29 \text{ }^\circ\text{C}$ ($T_{xc} = 302 \text{ К}$). ЭДС термопары (хромель-копель), измеренная потенциометром, составила $\varepsilon_T = 5,41 \text{ мВ}$. Для определения температуры горячего спая необходимо сначала найти ЭДС, соответствующую температуре холодного спая, для чего, зная температуру t_{xc} , по табл. 2.7 определяем $E_{xc} = 1,91 \text{ мВ}$. Затем определяем ЭДС горячего спая термопары, по формуле:

$$E_{zc} = E_{xc} + \varepsilon_T = 1,91 + 5,41 = 7,32 \text{ мВ}. \quad (2.32)$$

Теперь можно определить температуру горячего спая t_{zc} , $^\circ\text{C}$, по найденной ЭДС $E_{zc} = 7,32 \text{ мВ}$ с помощью табл. 2.7 определяем температуру горячего спая. Она оказалась равной $t_{zc} = 105 \text{ }^\circ\text{C}$ ($T_{zc} = 378 \text{ К}$).

Таблица 2.7

Перевод значений ЭДС термопары хромель-копель в градусы Цельсия

Темпе- ратура горячего спая, °С	ЭДС, мВ									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	0,00	0,07	0,13	0,20	0,26	0,33	0,39	0,46	0,52	0,59
10	0,65	0,72	0,78	0,85	0,91	0,98	1,05	1,11	1,18	1,24
20	1,31	1,38	1,44	1,51	1,57	1,64	1,70	1,77	1,84	1,91
30	1,98	2,05	2,12	2,18	2,25	2,32	2,38	2,45	2,52	2,59
40	2,66	2,73	2,80	2,87	2,94	3,00	3,07	3,14	3,21	3,28
50	3,35	3,42	3,49	3,56	3,63	3,70	3,77	3,84	3,91	3,98
60	4,05	4,12	4,19	4,26	4,33	4,41	4,48	4,55	4,62	4,69
70	4,76	4,83	4,90	4,98	5,05	5,12	5,20	5,27	5,34	5,41
80	5,48	5,56	5,63	5,70	5,78	5,85	5,92	5,99	6,07	6,14
90	6,21	6,29	6,36	6,43	6,51	6,58	6,65	6,73	6,80	6,87
100	6,95	7,03	7,10	7,17	7,25	7,32	7,40	7,47	7,54	7,62
110	7,69	7,77	7,84	7,91	7,99	8,06	8,13	8,21	8,28	8,35
120	8,43	8,50	8,58	8,65	8,73	8,80	8,88	8,95	9,03	9,10
130	9,18	9,25	9,33	9,40	9,48	9,55	9,63	9,70	9,78	9,85
140	9,93	10,00	10,08	10,16	10,23	10,31	10,38	10,46	10,54	10,61
150	10,69	10,77	10,85	10,92	11,00	11,08	11,15	11,23	11,31	11,38
160	11,46	11,54	11,62	11,69	11,77	11,85	11,93	12,00	12,08	12,16
170	12,24	12,32	12,40	12,48	12,55	12,63	12,71	12,79	12,87	12,95
180	13,03	13,11	13,19	13,27	13,36	13,44	13,52	13,60	13,68	13,76
190	13,84	13,92	14,00	14,08	14,16	14,25	14,33	14,41	14,49	14,57
200	14,65	14,73	14,81	14,89	14,98	15,06	15,14	15,22	15,30	15,38
210	15,47	15,55	15,63	15,71	15,79	15,88	15,96	16,04	16,12	16,20
220	16,29	16,37	16,45	16,53	16,61	16,70	16,78	16,86	16,94	17,02
230	17,11	17,19	17,27	17,36	17,44	17,52	17,61	17,69	17,77	17,86
240	17,94	18,02	18,10	18,18	18,27	18,35	18,43	18,51	18,60	18,68
250	18,76	18,84	18,92	19,01	19,09	19,17	19,26	19,34	19,42	19,51
260	19,59	19,67	19,75	19,84	19,92	20,00	20,09	20,17	20,25	20,34
270	20,42	20,50	20,58	20,66	20,74	20,83	20,91	20,99	21,07	21,15

Заметим, что в случаях, подобных рассмотренному, некоторые студенты делают ошибку: они с помощью табл. 2.7 по $\varepsilon_T = 5,41$ мВ ошибочно определяют разность температур $\Delta t = 79$ °С и с ней складывают температуру холодного спая $t_{xc} = 29$ °С. В итоге получается, что температура горячего спая составляет $t_{zc} = 108$ °С, тогда как в действительности $t_{zc} = 105$ °С. Ошибка в данном случае оказалась равной 3 °С.

Порядок проведения опыта.

После включения преподавателем установки необходимо выждать, пока установится стационарный тепловой режим излучателя. Об установлении стационарного режима судят по постоянству показаний милливольтметра, подключенного к любой из термопар 7 (рис. 2.7).

После установления стационарного режима заполняют протокол испытаний (табл. 2.8), в который заносят: напряжение U ; ε_{T1} и ε_{T2} – показания милливольтметра, подключенного к термопарам 7. Затем подключают к милливольтметру термостолбик и измеряют условную величину излучательной способности $E_{1изм}$ и $E_{2изм}$ с двух сторон излучателя и заносят в протокол. Далее помещают экран 3 между излучателем и термостолбиком и записывают значение $E_{изм}^э$ в протокол. По термометру, установленному в лаборатории, определяют температуру воздуха $T_в$.

По окончании измерений и записи данных в протокол переводят нагреватель в новый режим, снова дают выдержку для установления стационарного режима и повторяют все измерения.

Обработка результатов опытов

2.3.4.1. Установление зависимости между излучательной способностью и температурой поверхности тела

Излучательной способностью E называют полное количество энергии, излучаемое с единицы поверхности тела (1 м^2) в единицу времени (1 с).

Согласно закону Стефана-Больцмана излучательная способность E , Вт/м², некоторого «серого» тела равна:

$$E = \varepsilon \cdot C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad (2.33)$$

где ε – степень черноты данного тела; $C_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – коэффициент излучения абсолютно черного тела, т.е. тела, у которого $\varepsilon = 1$; T – абсолютная температура поверхности тела, К.

Таблица 2.8

Протокол испытаний

№ режима	U	ε_{T1}	ε_{T2}	T_1	T_2	$E_{1\text{изм}}$	$E_{2\text{изм}}$	$E_{\text{изм}}^{\circ}$	T_{xc}	$T_{\text{в}}$
	B	MB	MB	K	K	MB	MB	MB	K	K
1										

Если температура одной из поверхностей излучателя, например, 1, на первом (I) и втором (II) режимах равна T_1' и T_1'' , а соответствующие показания термостолбика – $E_{1\text{изм}}'$ и $E_{1\text{изм}}''$, $\text{Вт}/\text{м}^2$, то излучательную способность данной поверхности на указанных режимах можно подсчитать по формулам:

$$E_1' = \varepsilon_1 C_0 \left(\frac{T_1'}{100} \right)^4, \quad (2.34)$$

$$E_1'' = \varepsilon_1 C_0 \left(\frac{T_1''}{100} \right)^4. \quad (2.35)$$

Разделив данные уравнения одно на другое, и, зная принцип работы термостолбика, получим:

$$\frac{E_1'}{E_1''} = \frac{(T_1'/100)^4}{(T_1''/100)^4} = \frac{E_{1\text{изм}}'}{E_{1\text{изм}}''}. \quad (2.36)$$

Поскольку величины T_1' , T_1'' , $E_{1\text{изм}}'$, $E_{1\text{изм}}''$ определяются экспериментально, то можно проверить равенство

$$\frac{(T_1'/100)^4}{(T_1''/100)^4} = \frac{E_{1\text{изм}}'}{E_{1\text{изм}}''}, \quad (2.37)$$

что и является экспериментальной проверкой закона Стефана-Больцмана.

2.3.4.2. Определение относительной степени черноты поверхности твердого тела

Выражение (2.33) закона Стефана-Больцмана для поверхностей I и II излучателя можно записать следующим образом

$$E_1 = \varepsilon_1 C_0 \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \text{для I поверхности}; \quad (2.38)$$

$$E_2 = \varepsilon_2 C_0 \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 - \text{для II поверхности}. \quad (2.39)$$

При данном режиме работы излучателя, переставляя термостолбик 6 (рис. 2.7), можно определить условную излучательную способность поверхностей I и II излучателя – $E_{1\text{изм}}$ и $E_{2\text{изм}}$.

Из принципа работы термостолбика следует, что

$$\frac{E_1}{E_2} = \frac{E_{1\text{изм}}}{E_{2\text{изм}}} \quad \text{или} \quad \frac{\varepsilon_1 C_0 (T_1/100)^4}{\varepsilon_2 C_0 (T_2/100)^4} = \frac{E_{1\text{изм}}}{E_{2\text{изм}}}, \quad (2.40)$$

откуда при известной величине степени черноты I поверхности $\varepsilon_1 = 0,6$ и определенных в эксперименте $T_1, T_2, E_{1\text{изм}}, E_{2\text{изм}}$ можно найти ε_2 – степень черноты II поверхности излучателя:

$$\varepsilon_2 = \frac{\varepsilon_1 (T_1/100)^4 E_{2\text{изм}}}{(T_2/100)^4 E_{1\text{изм}}}. \quad (2.41)$$

2.3.4.3. Определение эффективности экранов при тепловом излучении

При данном режиме после определения с помощью термостолбика $E_{1\text{изм}}$ устанавливают экран 3 (рис. 2.7) между излучателем и термостолбиком. После некоторой выдержки вновь снимают показания термостолбика $E_{1\text{изм}}^{\text{э}}$ и проверяют отношение

$$\frac{E_{1\text{изм}}}{E_{1\text{изм}}^{\text{э}}} \geq 2. \quad (2.42)$$

Эффективность экрана можно проверять и у поверхности II излучателя.

2.3.4.4. Учет лучистого теплообмена при расчете конвективной теплоотдачи

При установившемся тепловом режиме установки количество теплоты, выделяемое электронагревателем в единицу времени (тепловой поток), равно количеству теплоты, отдаваемому поверхностями излучателя окружающей среде в результате конвективного и лучистого теплообмена. В данном разделе лабораторной работы и проверяется это равенство.

В случае конвективного теплообмена (теплоотдачи) тепловой поток Q , Вт, подсчитывают обычно по уравнению Ньютона-Рихмана:

$$Q = \alpha(T_n - T_{жс})F, \quad (2.43)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); T_n – температура поверхности, К; $T_{жс}$ – температура жидкости, К; F – величина поверхности теплоотдачи, м².

Величины α , T_n и $T_{жс}$ условно принимаются постоянными для каждой точки поверхности.

В случаях, когда необходимо кроме теплоотдачи (конвективного теплообмена) учесть лучистый теплообмен, в уравнение (2.43) подставляют коэффициент α_{Σ} , равный сумме двух составляющих α_k и α_{λ} , которые характеризуют соответственно конвективный и лучистый теплообмен.

Коэффициент α_k определяют из критериального уравнения для каждой конкретной задачи. В нашем случае (теплоотдача от вертикальной поверхности к воздуху в режиме свободной конвекции) критериальное уравнение имеет вид:

$$Nu = C(Gr \cdot Pr)^n, \quad (2.44)$$

где Nu – критерий Нуссельта; Gr – критерий Грасгофа; Pr – критерий Прандтля; C, n – постоянные. Для данного случая $C = 0,75$, $n = 0,25$.

Критерий Грасгофа вычисляют по формуле:

$$Gr = \left(\frac{gd^3}{\nu^2} \right) \beta \cdot \Delta T, \quad (2.45)$$

где $g = 9,81$ – ускорение свободного падения, м/с²; d – диаметр излучателя ($d = 140$ мм = 0,14 м); $\beta = 1/T_m$ – коэффициент объемного расширения воздуха, 1/К; $T_m = 0,5(T_n + T_e)$ – расчетная температура пограничного слоя; T_n – температура поверхности, К; T_e – температура воздуха, К; ν – коэффициент кинемати-

ческой вязкости воздуха, м²/с, находят по табл. 2.5 в зависимости от $t_m = T_m - -273, ^\circ\text{C}$.

Критерий Прандтля

$$Pr = \frac{\nu}{a}, \quad (2.46)$$

где a – коэффициент температуропроводности воздуха, м²/с, находят в табл. 2.5 по температуре t_m (аналогично ν).

Решая уравнение (2.44), находят величину критерия Нуссельта, а затем и α_k , Вт/(м²·К), по формуле

$$\alpha_k = \frac{Nu\lambda}{d}, \quad (2.47)$$

где λ – коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м·К), определяемый аналогично ν и a по табл. 2.5.

Коэффициент α_l , Вт/(м²·К), определяют по формуле:

$$\alpha_l = 5,67\varepsilon \frac{(T_n/100)^4 - (T_{жс}/100)^4}{T_n - T_{жс}}, \quad (2.48)$$

где T_n и T_ϵ – соответственно абсолютная температура излучающей поверхности и воздуха, К; ε – степень черноты поверхности излучателя.

Найдя значения α_k , α_l и $\alpha_\Sigma = \alpha_k + \alpha_l$ для I и II поверхности излучателя, определим тепловые потоки, Вт:

$$Q_1 = \alpha_{\Sigma 1}(T_1 - T_\epsilon)F \text{ – для I поверхности,} \quad (2.49)$$

$$Q_2 = \alpha_{\Sigma 2}(T_2 - T_\epsilon)F \text{ – для II поверхности.} \quad (2.50)$$

В этих выражениях $F = \pi d^2/4$, м², площадь поверхности торца излучателя.

Правильность выполненных расчетов и измерений проверяют, составляя уравнение теплового баланса

$$Q_1 + Q_2 = W, \quad (2.51)$$

где $W = U^2/R_{нагр}$ – электрическая мощность нагревателя, установленного внутри излучателя, при данном режиме, равная отношению квадрата напряжения к электрическому сопротивлению нагревателя, Вт.

Отчет по лабораторной работе должен содержать: титульный лист, название и цель работы, основы теории, принципиальную схему лабораторной установки (рис. 2.7), протокол испытаний (табл. 2.8), расчеты, выводы по работе.

При подготовке к выполнению лабораторной работы, а также к ее защите рекомендуется использовать подразделы 1.3, 1.4, 1.5 и 1.6 данного учебного пособия и контрольные вопросы.

Контрольные вопросы.

1. Каковы основные особенности лучистого теплообмена?
2. Какое тело называется абсолютно черным, абсолютно белым и абсолютно прозрачным?
3. В чем сущность законов Планка и Вина?
4. В чем сущность закона Стефана-Больцмана?
5. В чем сущность закона Кирхгофа?
6. Что такое степень черноты? От каких факторов она зависит?
7. Как приблизительно изменится количество излучаемой энергии при установке двух экранов?
8. Что такое излучательная способность тела?
9. Расскажите методику проведения опыта.
10. Назовите основные части лабораторной установки.
11. В чем заключаются основные особенности излучения газов?
12. Какие критерии подобия конвективного теплообмена использовались в данной лабораторной работе?
13. Объясните физический смысл используемых в работе критериев подобия.
14. При выполнении лабораторной работы равенство (2.51) строго не выполняется, причем обычно левая часть меньше правой. Почему?

2.3.5. Лабораторная работа №5. Исследование работы рекуперативного теплообменного аппарата при прямотоке и противотоке

Цель работы. Целью работы является углубление знаний по теории теплопередачи, знакомство с конкретным теплообменником и его особенностями, ознакомление с методикой экспериментального определения коэффициента теплопередачи теплообменника поверхностного типа. При выполнении работы необходимо построить графики температурных полей в теплообменнике и оп-

ределить коэффициенты теплопередачи для двух схем движения теплоносителей: прямоточной и противоточной.

Экспериментальная установка. Установка включает в себя простейший теплообменный аппарат типа «труба в трубе» (рис. 2.8). Горячая вода из бака 2 (подогрев воды производится электронагревателем) проходит по внутренней трубе теплообменного аппарата и стекает на слив. Холодная вода течет из бака 1, проходит по межтрубному пространству теплообменника, где происходит ее нагрев, и стекает на слив.

Холодная вода течет всегда в одном направлении, расход ее регулируется краном К1 (см. схему установки на рис. 2.8). Прямоточное или противоточное движение теплоносителей достигается изменением направления греющей воды во внутренней трубе при помощи кранов, установленных на трубках, подводящих горячую воду к теплообменнику.

При прямотоке краны К3 и К5 закрыты, а краны К4 и К2 открыты. Расход воды регулируется краном К2. При противотоке закрываются краны К4 и К2, а открываются краны К3 и К5. Расход воды в этом случае регулируется краном К5.

Для измерения температуры греющей и холодной воды по длине теплообменника служат термопары в количестве 10 штук. При этом термопары с нечетными номерами (1, 3, 5, 7, 9) служат для измерения температуры греющей воды, а с четными номерами (2, 4, 6, 8, 10) – для измерения температуры холодной воды. Горячие спаи термопар находятся внутри труб, а холодные – соединены с переключателем термопар 12, который соединен с измерителем температуры 13.

Методика проведения эксперимента. Включается электронагреватель для нагрева воды в баке 2 до $t = 30 \div 50$ °С (по показаниям манометрического термометра). Открываются краны на трубках холодной и горячей воды. Один опыт производится по схеме прямотока, а второй – по схеме противотока. Положение кранов не меняется до окончания измерений при данной схеме движения жидкостей.

Порядок измерений следующий:

1. С помощью мерного стакана и электрического секундомера измеряют время и объем заполнения стакана, а затем определяют расходы греющей и холодной воды G , кг/с:

$$G = \frac{V \cdot 10^{-3}}{\tau}, \quad (2.52)$$

где V – объем заполнения стакана, см^3 ; τ – время заполнения, с.

Для каждого теплоносителя делают 3–4 измерения и определяют среднее значение. Данные измерений заносят в протокол (см. табл. 2.9).

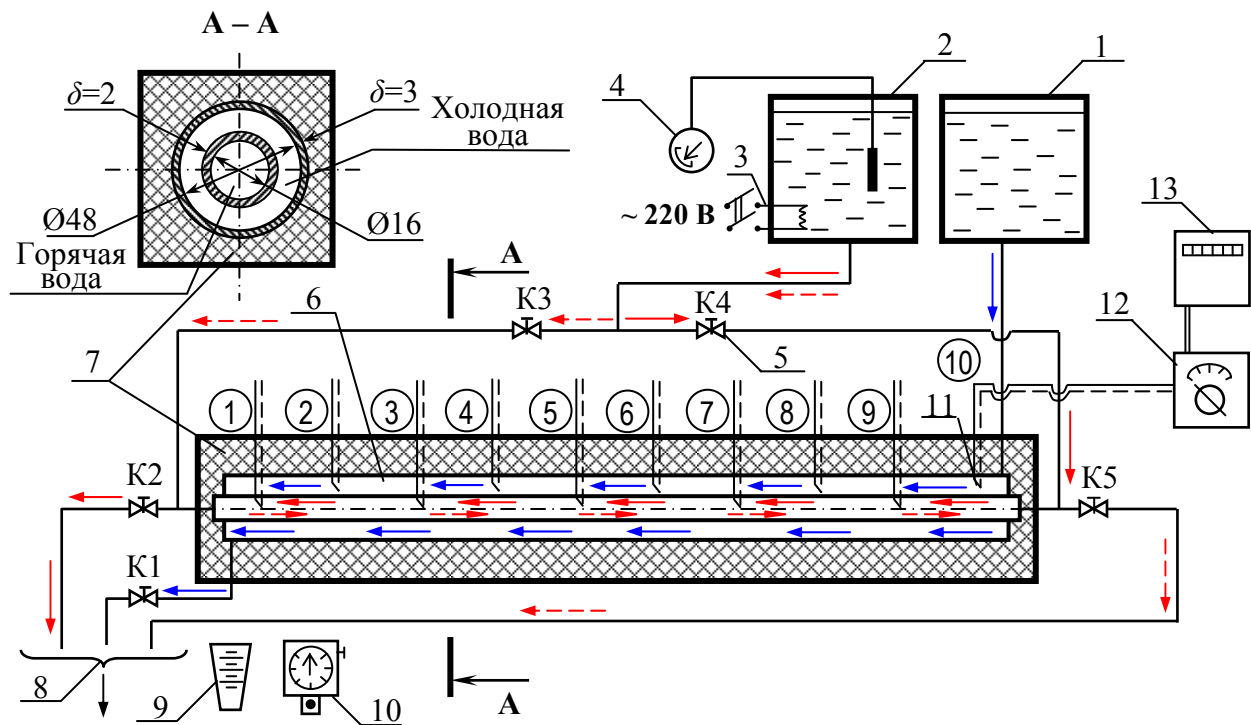


Рис. 2.8. Схема лабораторной установки:

- 1 – бак с холодной водой; 2 – бак с горячей водой; 3 – электронагреватель; 4 – манометрический термометр; 5 – кран; 6 – теплообменник; 7 – теплоизоляция; 8 – слив; 9 – мерный сосуд; 10 – электросекундомер; 11 – горячий спай термопары; 12 – переключатель термопар; 13 – измеритель температуры

2. После получения установившегося теплового режима (через 20 – 30 мин после начала работы теплообменника) измеряют температуры жидкостей по длине аппарата. Установившийся режим характеризуется постоянством температур во всех сечениях. Данные по измерению температур также заносят в протокол табл. 2.9.

3. Строят графики изменения температуры теплоносителей по длине теплообменника (поверхность теплообмена – поверхность внутренней трубы –

пропорциональна длине). По оси абсцисс откладывается поверхность теплообмена (длина), на которой равномерно размещаются термомпары, а по оси ординат – температура (в удобном для построения масштабе). Вид графиков $t = f(F)$ показан в данном учебном пособии (подраздел 1.8, рис. 1.63). Поскольку первые и последние термомпары расположены не у самого входа или выхода теплоносителей, построенные по точкам кривые изменения температур необходимо экстраполировать (продлить) на всю длину теплообменника.

Обработка результатов эксперимента

1. Определяются тепловые потоки по обоим теплоносителям и для каждой схемы движения с помощью следующих уравнений:

$$Q_2 = G_2 \cdot c_2 (t'_2 - t''_2), \quad (2.53)$$

$$Q_x = G_x \cdot c_x (t''_x - t'_x), \quad (2.54)$$

где Q_2, Q_x – тепловые потоки, определяемые соответственно по горячей и холодной воде, Вт; G_2, G_x – средние расходы горячей и холодной воды, кг/с; c_2, c_x – теплоемкость воды; t'_2, t'_x – температуры горячей и холодной воды на входе в теплообменник, °С; t''_2, t''_x – температуры горячей и холодной воды на выходе из теплообменника, °С.

Значения температур t'_2, t'_x, t''_2, t''_x берутся с графиков $t = f(F)$. Значения теплоемкостей горячей и холодной воды принять $c = c_2 = c_x = 4187 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}) = 4,187 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

2. Проверяется тепловой баланс $Q_2 = Q_x$, Вт.

В случае отсутствия баланса надо объяснить причину и определить среднюю величину теплового потока Q_{cp} , Вт

$$Q_{cp} = 0,5(Q_2 + Q_x). \quad (2.55)$$

3. Определяются среднелогарифмические температурные напоры Δt_{cp} для прямотока и противотока по следующей формуле:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\bar{\theta}} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{\theta}}}{\Delta t_m}}, \quad (2.56)$$

где $\Delta t_{\bar{o}}$, Δt_m – большая и меньшая разности температур между греющим и нагреваемым теплоносителем со стороны входа и выхода из теплообменника, °С, определяемые по графикам $t = f(F)$.

При противотоке может быть случай, когда $\Delta t_{\bar{o}} = \Delta t_m$. Среднеарифметический температурный напор при этом определять не следует, т. к. $\Delta t_{cp} = \Delta t_{\bar{o}} = \Delta t_m$.

Таблица 2.9

Протокол результатов измерений и расчетов

Схема	Горячая вода			Холодная вода			Горячая вода		Холодная вода		Результаты расчетов
	V , см ³	τ , с	G , кг/с	V , см ³	τ , с	G , кг/с	№ терм.	t , °С	№ терм.	t , °С	
Прямоток							1		2		$Q_z =$
							3		4		$Q_x =$
							5		6		$Q_{cp} =$
							7		8		$\Delta t_{cp} =$
	$G_z =$			$G_x =$			9		10		$k =$
Противоток							1		2		$Q_z =$
							3		4		$Q_x =$
							5		6		$Q_{cp} =$
							7		8		$\Delta t_{cp} =$
	$G_z =$			$G_x =$			9		10		$k =$

4. Подсчитываются значения коэффициента теплопередачи k , Вт/(м²·К), для прямотока и противотока по формуле

$$k = \frac{Q_{cp}}{F \cdot \Delta t_{cp}}, \quad (2.57)$$

Поверхность теплопередачи F , м², данного теплообменника равна

$$F = \pi dl, \quad (2.58)$$

где $d = 0,02$ м – наружный диаметр внутренней трубы; $l = 1,5$ м – длина внутренней трубы.

Результаты расчетов: Q_z , Q_x , Q_{cp} , Δt_{cp} , k надо занести в протокол (табл. 2.9).

Отчет по лабораторной работе должен содержать: титульный лист, название и цель работы, основы теории, принципиальную схему лабораторной уста-

новки (рис. 2.8), протокол испытаний (табл. 2.9), графики изменения температур вдоль поверхности нагрева, расчеты, вывод по работе.

При подготовке к выполнению лабораторной работы, а также к ее защите рекомендуется использовать материал подраздела 1.8 данного учебного пособия и контрольные вопросы.

Контрольные вопросы

1. Как записывается уравнение теплопередачи?
2. Физический смысл и единицы измерения коэффициента теплопередачи.
3. Что такое средний логарифмический температурный напор, и как он вычисляется?
4. Каковы особенности работы теплообменника по схемам «прямоток» и «противоток»?
5. Какая схема движения теплоносителей прямоток или противоток выгоднее? Почему?
6. Объяснить устройство лабораторной установки по исследованию работы теплообменного аппарата.
7. Расскажите последовательность проведения опыта.
8. Как изменяется коэффициент теплопередачи в процессе эксплуатации теплообменника и по каким причинам?
9. Как Вы могли бы повысить эффективность данного теплообменника?

2.4. Расчетно-графическая работа. Теплопередача через цилиндрические стенки

2.4.1. Содержание расчетно-графической работы

От протекающей в трубе горячей воды с температурой $t_{вд}$, °С, теплота передается через цилиндрическую стенку определенной толщины окружающему воздуху с температурой $t_{вх}$, °С (см. рис. 2.9). Используя заданные значения коэффициентов теплоотдачи от воды к внутренней поверхности трубы α_1 , Вт/(м²·К), и от внешней поверхности трубы к воздуху помещения α_2 , Вт/(м²·К), требуется:

1. Подсчитать удельные тепловые потоки q_1 и q_2 , Вт/м², для внутренней и наружной поверхностей трубы, а также тепловой поток q_ℓ , Вт, проходящий через 1 м длины трубы (по оси) для следующих случаев:

- а) гладкая совершенно чистая труба диаметром d_3 и толщиной δ_2 , м, изготовленная из алюминиевого сплава АД 31 без накипи и тепловой изоляции;
- б) труба по пункту а, но со слоем накипи толщиной δ_1 , м, со стороны воды;
- в) труба по пункту б, но со стороны воздуха покрытая слоем тепловой изоляции толщиной δ_3 , м.

2. Определить аналитически (рассчитать) температуры внутренней и наружной поверхностей трубы (по п. 1, случаи а, б, в) и температуры между отдельными слоями трубы (по п. 1, случаи б, в).

3. Построить с соблюдением масштаба график изменения температуры в трехслойной цилиндрической стенке (по п. 1, случай в). В пределах слоя тепловой изоляции линию изменения температуры строить по двум промежуточным точкам.

4. Рассчитать тепловой поток q_ℓ , Вт, для трубы по п. 1, случай в, но увеличив коэффициент теплопроводности изоляции λ_3 , Вт/(м·К), в 10 раз. Результат сравнить со значением q_ℓ , Вт, полученным для чистой трубы (по п. 1, случай а). По результатам сравнения сделать вывод, используя понятие критического диаметра изоляции.

2.4.2. Исходные данные

Выбор исходных данных студент производит по номеру варианта, который задается преподавателем в виде трехзначного числа. Причем величины, необходимые для расчета, берутся из таблиц 2.10, 2.11 и 2.12 следующим образом: первая цифра соответствует номеру столбца в табл. 2.10, вторая – в табл. 2.11, третья – в табл. 2.12. Например, задан вариант № 345: согласно первой цифре данные берутся из третьего столбца табл. 2.10, согласно второй цифре – из четвертого столбца табл. 2.11, согласно третьей цифре – из пятого столбца табл. 2.12.

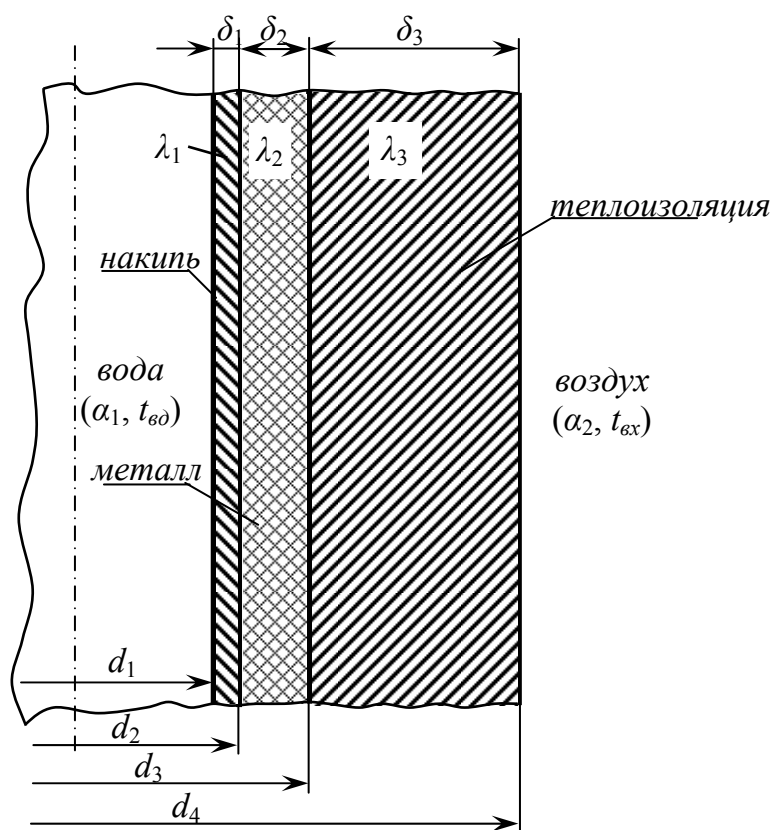


Рис. 2.9. Схема трехслойной цилиндрической стенки

Таким образом, студент получает следующие исходные данные:

1. Наружный диаметр трубы d_3 , мм.
2. Толщина стенки трубы δ_2 , мм.
3. Температура воды t_{60} , °С.
4. Температура воздуха t_{6x} , °С.
5. Коэффициент теплоотдачи от воды к внутренней поверхности трубы α_1 , Вт/(м²·К).
6. Коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности трубы к воздуху α_2 , Вт/(м²·К).
7. Толщина слоя накипи δ_1 , мм.
8. Толщина слоя теплоизоляции δ_3 , мм.
9. Коэффициент теплопроводности накипи $\lambda_1 = 2$ Вт/(м·К) (для всех вариантов).
10. Коэффициент теплопроводности металла трубы (алюминиевый сплав АД 31) $\lambda_2 = 110$ Вт/(м·К) (для всех вариантов).
11. Коэффициент теплопроводности теплоизоляции λ_3 , Вт/(м·К).

Таблица 2.10

Исходные данные

Величина, мм	Первая цифра варианта				
	1	2	3	4	5
δ_1	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4
δ_2	15,0	17,5	25,0	30,0	35,0
δ_3	25,0	30,0	35,0	40,0	45,0
d_3	52,0	60,0	80,0	100,0	110,0

Таблица 2.11

Исходные данные

Величина	Вторая цифра варианта				
	1	2	3	4	5
$t_{вд}, ^\circ\text{C}$	120	125	130	135	140
$\alpha_1, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	1600	1650	1700	1750	1800
$\lambda_3, \text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	0,080	0,065	0,070	0,075	0,072

Таблица 2.12

Исходные данные

Величина	Третья цифра варианта				
	1	2	3	4	5
$t_{вх}, ^\circ\text{C}$	5	10	15	20	25
$\alpha_2, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	8	9	10	11	12

2.4.3. Методика расчета

Для выполнения расчетов следует использовать следующие уравнения.

Уравнение теплоотдачи от воды к внутренней поверхности трубы:

$$q_\ell = \alpha_1(t_{вд} - t_{св})\pi d_{вн}. \quad (2.59)$$

Уравнение теплопроводности через однослойную цилиндрическую стенку (чистая труба):

$$q_\ell = \frac{2\pi(t_{св} - t_{сн})}{\frac{1}{\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}}. \quad (2.60)$$

Уравнение теплопроводности через многослойную цилиндрическую стенку (труба со слоем накипи изнутри и теплоизоляцией снаружи):

$$q_{\ell} = \frac{2\pi(t_{св} - t_{сн})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}}. \quad (2.61)$$

Уравнение теплоотдачи от наружной поверхности трубы к воздуху:

$$q_{\ell} = \alpha_2(t_{сн} - t_{вх})\pi d_n. \quad (2.62)$$

В этих уравнениях: q_{ℓ} – удельный тепловой поток через стенку отрезка трубы длиной по оси 1 м, Вт/м; α_1, α_2 – коэффициенты теплоотдачи со стороны воды и со стороны воздуха, Вт/(м²·К); $t_{св}, t_{сн}$ – температуры соответственно внутренней и наружной поверхности трубы, °С; $t_{вд}, t_{вх}$ – температуры воды и воздуха соответственно, °С; $d_n, d_{вн}$ – соответственно наружный и внутренний диаметр трубы, м; i – номер слоя трубы, причем нумерация выполнена от оси трубы (1 слой – слой накипи, 2 – слой металлическая стенка трубы, 3 слой – теплоизоляция, см. рис. 2.9); n – общее число слоев многослойной цилиндрической стенки; d_i, d_{i+1} – соответственно внутренний и наружный диаметры i -го слоя, м; λ_i – коэффициент теплопроводности i -го слоя, Вт/(м·К).

Для определения q_{ℓ} нужно решить две системы уравнений, состоящие из уравнений (2.59), (2.60), (2.62) или (2.59), (2.61), (2.62), таким образом, чтобы в итоговом выражении не присутствовали неизвестные температуры $t_{св}, t_{сн}$. Найдя q_{ℓ} , определяем с помощью уравнений (2.59) и (2.62) температуры поверхностей $t_{св}$ и $t_{сн}$.

Для того чтобы определить температуры между слоями трубы или промежуточную температуры в слое изоляции (для построения графика), нужно использовать соответствующее уравнение теплопроводности, составленное для каждого слоя, в котором искомая температура являлась бы единственным неизвестным.

Удельные тепловые потоки через 1 м² внутренней q_1 , Вт/м², и наружной q_2 , Вт/м², поверхностей трубы следует вычислять по формулам

$$q_1 = \frac{q_{\ell}}{\pi d_{вн}}, \quad (2.63)$$

$$q_2 = \frac{q_{\ell}}{\pi d_n}. \quad (2.64)$$

Отчет по расчетно-графической работе должен содержать: титульный лист с названием работы, фамилией студента и номером варианта; задание; исходные данные; расчетную часть; график изменения температур внутри трехслойной стенки; выводы.

2.5. Вопросы итогового контроля по дисциплине

1. Основные понятия и определения тепломассообмена: температурное поле, изотермическая поверхность, температурный градиент, количество теплоты, тепловой поток, плотность теплового потока, температурный напор.

2. Теплопроводность. Закон Фурье. Коэффициент теплопроводности. Дифференциальное уравнение теплопроводности.

3. Условия однозначности при решении задач теплообмена: геометрические, физические, начальные, граничные. Граничные условия первого, второго и третьего рода.

4. Теплопроводность через однослойную и многослойную плоские стенки при стационарном режиме. Понятие термического сопротивления стенки.

5. Теплопроводность через однослойную и многослойную цилиндрические стенки, через шаровую стенку при стационарном режиме.

6. Теплопроводность неограниченной пластины при нестационарном режиме.

7. Конвективный теплообмен. Уравнение Ньютона-Рихмана. Коэффициент теплоотдачи. Режимы движения жидкостей. Пограничный слой.

8. Система дифференциальных уравнений конвективного теплообмена: уравнения теплоотдачи, энергии, движения и неразрывности.

9. Критерии и числа подобия. Критериальное уравнение конвективного теплообмена в общем виде.

10. Частные случаи конвективного теплообмена: ламинарное и турбулентное движение жидкости в трубах; продольное обтекание пластины, поперечное обтекание одиночного цилиндра; поперечное омывание коридорного и шахматного пучков труб.

11. Теплоотдача при свободной конвекции у горизонтальных и вертикальных поверхностей, свободная конвекция в ограниченном пространстве.

12. Теплоотдача при кипении жидкости. Режимы кипения. Коэффициент теплоотдачи при кипении.
13. Теплоотдача при конденсации пара, режимы конденсации.
14. Теплоотдача в жидких металлах.
15. Основные понятия лучистого теплообмена: лучистый поток, излучательная способность, интенсивность излучения, коэффициенты отражения, поглощения, проницаемости.
16. Основные законы лучистого теплообмена: Планка, Вина, Стефана-Больцмана, Кирхгофа, Ламберта.
17. Лучистый теплообмен между твердыми телами: параллельные пластины; поверхности, находящиеся одна внутри другой. Экраны при лучистом теплообмене. Особенности излучения газов.
18. Основные понятия массообмена. Диффузия и ее виды. Закон Фика. Конвективный массообмен.
19. Массоотдача. Уравнения массоотдачи. Критерии подобия и критериальные уравнения конвективного массообмена.
20. Теплопередача. Сложный теплообмен. Основные понятия. Суммарный коэффициент теплоотдачи.
21. Теплопередача через плоскую стенку. Коэффициент теплопередачи. Полное термическое сопротивление теплопередаче через однослойную плоскую стенку.
22. Теплопередача через цилиндрическую стенку. Коэффициент теплопередачи.
23. Полное термическое сопротивление теплопередаче через цилиндрическую стенку. Критический диаметр изоляции. Интенсификация теплопередачи.
24. Теплообменные аппараты. Определение. Классификация. Основные типы теплообменных аппаратов.
25. Виды теплового расчета теплообменников. Тепловой расчет теплообменного аппарата рекуперативного типа.
26. Понятие водяного эквивалента. Схемы движения жидкостей. Сравнение прямоточной и противоточной схем движения теплоносителей.
27. Понятие среднего температурного напора в теплообменном аппарате.
28. Определение конечных температур рабочих жидкостей в теплообменном аппарате.

2.6. Словарь терминов

Абсолютно белое тело – тело, отражающее все падающее на него излучение.

Абсолютно прозрачное тело – тело, пропускающее через себя все падающее на него излучение.

Абсолютно черное тело – тело, поглощающее все падающее на него излучение.

Бародиффузия – диффузия, причиной возникновения которой является неоднородность полного давления.

Безразмерная координата – координата, отнесенная к характерному линейному размеру.

Безразмерная температура – представляет собой отношение избыточной температуры тела в произвольный момент времени к избыточной температуре в начальный момент времени.

Безразмерное количество теплоты – количество теплоты, переданное телу или телом за определенное время к начальной внутренней энергии тела.

Водяной эквивалент – произведение массового расхода теплоносителя на его удельную изобарную теплоемкость.

Вторичная физическая величина – величина, которая может быть выражена через другие первичные величины согласно определениям или физическим законам.

Граничные условия – разновидность условий однозначности, задают распределение физических параметров на поверхности тела для каждого момента времени.

Диффузия – самопроизвольный процесс проникновения одного вещества в другое в направлении установления внутри них равновесного распределения концентраций.

Диффузия конвективная – процесс диффузии, происходящий главным образом за счет интенсивного перемешивания отдельных частей взаимодействующих веществ.

Диффузия молекулярная – диффузия, обусловленная тепловым движением молекул.

Излучение – процесс распространения теплоты с помощью электромагнитных волн.

Изотермическая поверхность – геометрическое место точек, имеющих в данный момент времени одинаковую температуру.

Интегральный лучистый поток – суммарное количество энергии всех длин волн, излучаемое с поверхности тела в единицу времени.

Интенсивность излучения – представляет собой плотность потока интегрального излучения, отнесенную к рассматриваемому интервалу длин волн.

Капельный режим конденсации – процесс конденсации, происходящий на не полностью смачиваемой поверхности, когда конденсат осаждается на ней в виде капель.

Кипение – процесс парообразования, характеризующийся возникновением новых свободных поверхностей раздела жидкой и паровой фаз внутри жидкости, нагретой выше температуры насыщения.

Количество теплоты – тепловая энергия, передаваемая от одного тела к другому в течение какого-то времени.

Конвективный массообмен – переход вещества из одной фазы в другую путем молекулярной и конвективной диффузий.

Конвективный теплообмен – сложный вид теплообмена, при котором совместно протекают процессы конвекции и теплопроводности.

Конвекция – перенос теплоты с помощью движущейся жидкотекучей среды или газового потока.

Конвекция вынужденная – теплообмен при движении жидкости под действием внешних сил, например, создаваемых насосом, вентилятором, компрессором.

Конвекция свободная – конвекция, возникающая за счет разности давлений (плотности), обусловленной неоднородностью температурного поля жидкости.

Конденсация – переход вещества из газообразного состояния в жидкое.

Концентрационная диффузия – диффузия, причиной возникновения которой является неравномерное распределение концентрации вещества.

Коэффициент поглощения – отношение части лучистой энергии, поглощенной телом, ко всей падающей на тело энергии излучения.

Коэффициент облученности – учитывает долю излучения первого тела, которая воспринимается вторым телом.

Коэффициент оребрения – отношение площади оребренной поверхности трубы к площади гладкой поверхности.

Коэффициент отражения – отношение части лучистой энергии, отраженной телом, ко всей падающей на тело энергии излучения.

Коэффициент проницаемости – отношение части лучистой энергии, прошедшей сквозь тело, ко всей падающей на тело энергии излучения.

Коэффициент теплоотдачи – тепловой поток, проходящий через 1 м^2 поверхности при разности температур между поверхностью тела и окружающей средой в 1 градус, значение характеризует интенсивность теплообмена между поверхностью тела и жидкостью.

Коэффициент теплопередачи – количество теплоты, проходящей через единицу поверхности стенки в единицу времени от горячего к холодному теплоносителю при разности температур между ними в 1 градус.

Коэффициент теплопроводности – тепловой поток, проходящий через единицу поверхности при единичном температурном градиенте.

Критериальное уравнение – зависимость между каким-либо определяемым критерием подобия и другими определяющими критериями подобия.

Критерий подобия – безразмерное соотношение параметров, характеризующих процесс, которое у подобных явлений в сходственных точках в сходственные моменты времени имеет численно одинаковое значение.

Критический диаметр изоляции – величина, характеризующая эффективность применения тепловой изоляции, не зависит от размеров изолируемого трубопровода, а зависит от коэффициента теплопроводности изоляции и наружного коэффициента теплоотдачи.

Линейный коэффициент теплопередачи – количество теплоты, проходящей через 1 м трубы в единицу времени от горячего теплоносителя к холодному при разности температур между ними в 1 градус.

Лучистый теплообмен – процесс распространения теплоты с помощью электромагнитных волн.

Массообмен – перенос вещества одного или нескольких компонентов из одной среды в другую.

Массоотдача – конвективный массообмен между движущейся средой и межфазной поверхностью.

Начальные условия – разновидность условий однозначности, задают закон распределения температуры внутри тела в начальный момент времени, применяются для нестационарных процессов.

Неограниченная пластина – пластина, длина и ширина которой намного больше ее толщины.

Нестационарный процесс теплопроводности – процесс, происходящий при условиях, когда поле температуры в теле изменяется не только в пространстве, но и во времени.

Определяющая скорость – скорость среды, использованная при выводе какого-либо конкретного критериального уравнения.

Определяющая температура – температура среды, использованная при выводе какого-либо конкретного критериального уравнения.

Определяющий размер – размер тела (поверхности, канала, трубы и т. д.), использованный при выводе какого-либо конкретного критериального уравнения.

Первичная физическая величина – величина, которая характеризует какое-либо физическое явление непосредственно, без связи с другими величинами.

Пленочный режим кипения – процесс кипения жидкости, при котором пузырьки пара соединяются и образуют паровую пленку, которая полностью покрывает поверхность нагрева и отделяет ее от жидкости.

Пленочный режим конденсации – процесс конденсации, происходящий на полностью смачиваемой поверхности, когда конденсирующийся насыщенный пар образует сплошную пленку конденсата определенной толщины.

Плотность потока массы – поток массы, проходящий через единицу поверхности.

Плотность теплового потока – количество теплоты, проходящее в единицу времени через единицу поверхности (второе название – удельный тепловой поток).

Поверхностная плотность потока интегрального излучения – тепловой поток, излучаемый на всех длинах волн с единицы поверхности тела по всем направлениям.

Пограничный гидродинамический слой – тонкий слой жидкости вблизи поверхности тела, в котором происходит изменение скорости жидкости от значения скорости невозмущенного потока вдали от стенки до нуля, непосредственно на стенке.

Пограничный тепловой слой – тонкий слой жидкости вблизи поверхности тела, в котором происходит изменение температуры жидкости от температуры стенки до температуры невозмущенного потока вдали от стенки.

Подобие геометрическое – подобие углов, линейных размеров, геометрических фигур и т. д.

Подобие кинематическое – подобие распределения скоростей в сходственных точках.

Полное подобие физических явлений – этот вид подобия означает, что все величины, характеризующие данное явление, должны находиться в определенных соотношениях для сходственных точек и сходственных моментов времени.

Полное термическое сопротивление теплопередачи – величина, обратная коэффициенту теплопередачи, представляет собой сумму термических сопротивлений теплоотдачи и внутреннего термического сопротивления стенки.

Поток массы – количество вещества, проходящего в единицу времени через данную поверхность в направлении нормали к ней.

Пузырьковый режим кипения – процесс кипения жидкости, при котором происходит образование отдельных пузырьков на поверхности нагрева, их движение после отрыва от поверхности и интенсивное перемешивание жидкости.

Пучок труб коридорный – несколько труб, расположенных рядами, друг за другом.

Пучок труб шахматный – несколько труб, расположенных в шахматном порядке.

Рабочая поверхность теплообменника – представляет собой твердую стенку, которая с обеих сторон омывается теплоносителями, и через которую происходит теплопередача.

Размерность – выражение *вторичной* (производной) физической величины через *первичные* (основные).

Регенеративный теплообменный аппарат – аппарат, в котором одна и та же поверхность нагрева через определенные промежутки времени омывается то горячей, то холодной жидкостью.

Рекуперативный теплообменный аппарат – представляет собой устройство, в котором две жидкости с различными температурами текут в пространстве, разделенном твердой стенкой.

Серое тело – тело, для которого коэффициенты поглощения, отражения, проницаемости не равны единице и не зависят от длины волны падающего излучения.

Сложный теплообмен – это теплообмен, при котором теплота передается с помощью двух или трех простых способов (теплопроводностью, конвекцией и излучением).

Смесительный теплообменник – устройство, в котором осуществляется теплообмен при непосредственном контакте и смешении горячей и холодной сред.

Среднеарифметический температурный напор – средний по поверхности теплообмена температурный напор в теплообменном аппарате, равный большей разности за вычетом меньшей разности температур на концах теплообменника, деленных на натуральный логарифм отношения этих разностей.

Степень черноты – отношение поверхностной плотности потока собственного интегрального излучения данного тела к поверхностной плотности потока интегрального излучения абсолютно черного тела при той же температуре.

Температурное поле – совокупность значений температур во всех точках рассматриваемого тела или части пространства в данный момент времени.

Температурное поле нестационарное – температурное поле, в котором температура изменяется с течением времени.

Температурное поле стационарное – температурное поле, в котором температура не изменяется с течением времени.

Температурный градиент – вектор, направленный по нормали к изотермической поверхности в сторону возрастания температуры и численно равный производной от температуры по этому направлению.

Температурный напор – разность температур между поверхностями тел или телом и теплоносителем, или между горячим и холодным теплоносителями.

Теплоаккумулирующая насадка – поверхность нагрева регенеративного теплообменного аппарата.

Тепловая изоляция – покрытие горячей поверхности, которое способствует снижению потерь теплоты в окружающую среду.

Тепловая проводимость стенки – отношение коэффициента теплопроводности материала стенки к ее толщине, величина обратная термическому сопротивлению стенки.

Тепловой поток – количество теплоты, передаваемое в единицу времени.

Тепловой расчет теплообменников конструктивный – выполняется при проектировании новых аппаратов, целью расчета является определение поверхности теплообмена.

Тепловой расчет теплообменников поверочный – выполняется в случае, если известна поверхность нагрева теплообменного аппарата, целью расчета является определение количества переданной теплоты и конечных температур рабочих жидкостей.

Тепловые лучи – электромагнитные волны (лучи) с длиной волны от 0,8 до 400 мкм, их еще называют инфракрасными.

Тепломассообмен – наука о закономерностях переноса теплоты и вещества в пространстве или совместное протекание процессов тепло- и массообмена.

Тепломассообменный аппарат – устройство, в котором осуществляются процессы тепло- и массообмена между двумя или несколькими средами.

Теплоносители – подвижные среды, которые участвуют в процессах тепломассообмена.

Теплообмен – процесс переноса теплоты от более нагретых тел к менее нагретым.

Теплообменник с внутренними источниками энергии – устройство, в котором применяются не два, как обычно, а один теплоноситель, который отводит теплоту, выделенную в самом аппарате.

Теплоотдача – вид конвективного теплообмена, когда теплотой обмениваются поверхность твердого тела и жидкость, движущаяся у этой поверхности.

Теплопередача – сложный вид теплообмена, при котором теплота передается от одной подвижной горячей среды к другой подвижной холодной среде через твердую стенку всеми способами.

Теплопроводность – передача теплоты внутри одного тела или при непосредственном соприкосновении тел, обусловленная тепловым движением микрочастиц (атомов, молекул).

Термическое сопротивление стенки – отношение толщины стенки к ее коэффициенту теплопроводности, показывает величину падения температуры при прохождении через стенку удельного теплового потока, равного единице.

Термическое сопротивление теплоотдачи – отношение единицы к коэффициенту теплоотдачи.

Термодиффузия – диффузия, причиной возникновения которой является неоднородность температурного поля.

Условия однозначности – определяют частные особенности протекающих процессов, дополняют дифференциальные уравнения, бывают геометрическими, физическими, *начальными* и *граничными*.

Центры парообразования – отдельные точки поверхности теплообмена, в которых происходит зарождение пузырьков пара, это могут быть неровности самой стенки, микротрещины поверхности нагрева, частицы накипи, а также адсорбированные на поверхности нагрева газы.

Эквивалентный коэффициент теплопроводности – коэффициент теплопроводности условного однородного тела с такими же свойствами проводить теплоту, как и движущаяся под действием свободной конвекции среда, находящаяся в ограниченном пространстве между двумя параллельными поверхностями.

Экран – тонкий металлический лист с большой отражательной способностью, устанавливаемый между излучателем и обогреваемым элементом для снижения потока излучения.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Рассмотренный в учебном пособии материал не охватывает всего объема задач, встречающихся на практике. Непрерывное развитие науки и техники постоянно выдвигает перед специалистами, работающими в области теплотехники и теплообмена, новые и разнообразные задачи, требует от инженера умения самостоятельно и творчески использовать основные законы, методики и расчетные уравнения, освоенные при изучении данной дисциплины.

Большой вклад в развитие учения о теплообмене сделан отечественными учеными В. М. Кирпичевым, М. А. Михеевым, А. А. Гухманом, Г. Н. Кружилиным, С. С. Кутателадзе, А. В. Лыковым, Д. А. Лабунцовым, А. И. Леонтьевым, Б. С. Петуховым, В. И. Субботиным и многими другими.

Многие задачи, еще недавно решавшиеся только узкими специалистами в данной области, сегодня могут быть решены в условиях производства. При этом инженер должен достаточно глубоко понимать физические особенности рассматриваемых процессов и уметь математически описать исследуемые явления.

В настоящее время в связи с развитием компьютерной техники значительно расширились возможности прикладного использования теории теплообмена. Поэтому можно утверждать, что теплообмен – интенсивно развивающаяся наука, требующая сочетания теоретических и экспериментальных путей исследования проблем.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Брюханов, О. Н. Теплообмен: учебное пособие / О. Н. Брюханов, С. Н. Шевченко. – М.: АСВ, 2005. – 460 с.
2. Нащекин, В. В. Техническая термодинамика и теплопередача: учеб. пособие / В. В. Нащекин. – 4-е изд., стер. – М.: Аз-бук, 2008. – 469 с.
3. Мирам, А. О. Техническая термодинамика. Теплообмен / А. О. Мирам, В. А. Павленко. – М.: АСВ, 2011. – 352 с.
4. Кудинов, А. А. Теплообмен: учебное пособие для вузов / А. А. Кудинов – М.: ИНФРА-М, 2012. – 374 с.

5. Цветков, Ф. Ф. Тепломассообмен: учеб. пособие для студ. вузов / Ф. Ф. Цветков, Б. А. Григорьев. – М.: Изд-во МЭИ, 2006. – 549 с.
6. Исаченко, В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М.: Энергия, 1981. – 416 с.
7. Орлов, М. Е. Тепломассообмен: учебно-методический комплекс / М. Е. Орлов. Ульянов. гос. техн. ун-т. – Ульяновск: УлГТУ, 2005. – 138 с.
8. Цветков, Ф. Ф. Задачник по тепломассообмену: учеб. пособие для студ. вузов / Ф. Ф. Цветков, Р. В. Керимов, В. И. Величко. – М.: МЭИ, 2008. – 195 с.
9. Краснощеков, В. А. Задачник по теплопередаче / В. А. Краснощеков, А. С. Сукомел. – М.: Энергия, 1980. – 288 с.
10. Жуховицкий, Д. Л. Сборник задач по теплопередаче: учебное пособие / Д. Л. Жуховицкий. – Ульяновск: УлГТУ, 1998. – 82 с.
11. Теплопередача через цилиндрические стенки: методические указания к расчетно-графической работе / Сост. М. Е. Орлов. – Ульяновск: УлГТУ, 2005. – 11 с.
12. Техническая термодинамика и теплопередача. Лабораторный практикум. / Сост. Д. Л. Жуховицкий. – Ульяновск: УлГТУ, 2000. – 87 с.

Учебное электронное издание

ОРЛОВ Михаил Евгеньевич

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТЕПЛОТЕХНИКИ. ТЕПЛОМАССООБМЕН

Учебное пособие

Технический редактор М. В. Теленкова

Объем данных 1,94 Мб. ЭИ № 142.

Печатное издание

ЛР № 020640 от 22.10.97

Подписано в печать 11.09.2013. Формат 60×84/16.

Усл. печ. л. 11,86. Тираж 80 экз. Заказ 841.

Ульяновский государственный технический университет

432027, г. Ульяновск, ул. Сев. Венец, д. 32.

ИПК «Венец» УлГТУ, 432027, г. Ульяновск, ул. Сев. Венец, д. 32.

Тел.: (8422) 778-113.

Е-mail: venec@ulstu.ru

<http://www.venec.ulstu.ru>