

Белорусский национальный технический университет

Факультет Энергетический

Кафедра «Промышленная теплоэнергетика и теплотехника»

СОГЛАСОВАНО

Заведующий кафедрой

 В.А. Седнин

«01» 02 2024 г

СОГЛАСОВАНО

Декан факультета

 Е.Г. Пономаренко

«01» 02 2024 г

**ЭЛЕКТРОННЫЙ УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС ПО
УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЕ**

Тепломассообмен

для специальности 7-07-0712-02 «Теплоэнергетика и теплотехника»

Составители: Бобич А.А.
Прокопеня И.Н.
Янчук В.В.

Рассмотрено и утверждено

на заседании Совета энергетического факультета « 28 » декабря 2023 г
протокол № 4

Минск БНТУ 2024

Перечень материалов

1. Теоретический раздел:

- «Тепломассообмен» – конспект лекций;

2. Практический раздел:

- «Тепломассообмен» – методические указания и контрольные задания, методические указания к расчетно-графической работе, лабораторный практикум, методические указания по выполнению лабораторных работ;

3. Контроль знаний:

- «Тепломассообмен» – перечень вопросов, выносимых на экзамен, комплект тестов;

4. Вспомогательный раздел:

- «Тепломассообмен» – типовая программа для учреждения высшего образования.

Пояснительная записка

Целью изучения дисциплины, на базе разработанного электронного учебно-методического комплекса (далее – ЭУМК) является формирование у студентов необходимых знаний в области экспериментального и расчетно-теоретического исследования процессов тепло- и массообмена в теплоэнергетических и теплотехнологических процессах и установках.

Основная задача ЭУМК – приобретение навыков в проведении тепловых расчетов и решении практических задач, связанных с тепломассообменом в элементах энергетических и теплотехнологических установок.

ЭУМК по дисциплине «Тепломассообмен» представляет собой комплект систематизированных учебных и методических материалов и предназначен для подготовки студентов дневной и заочной форм обучения специальности 7-07-0712-02 «Теплоэнергетика и теплотехника».

Теоретический раздел ЭУМК содержит конспект лекций, сформированный в соответствии с основными разделами и темами типовой программы дисциплины «Тепломассообмен».

Практическая часть состоит из учебного пособия к практическим занятиям, лабораторного практикума, инструкций по лабораторным работам, расчетно-графических работ;

Раздел контроля знаний содержит экзаменационные вопросы и комплект тестов;

Вспомогательный раздел содержит:

- утвержденную типовую программу по дисциплине «Тепломассообмен»;
- список литературы (основной и дополнительный), которая может быть использована студентами при подготовке к занятиям и сдачи экзамена или зачета;

Предлагаемый ЭУМК по учебной дисциплине «Тепломассообмен» направлен на получение теоретических знаний и практических навыков по программе курса и имеет своей целью оказание учебно-методической помощи студентам в успешном изучении данной учебной дисциплины.

ЭУМК направлен на повышение эффективности образовательного процесса и организацию целостности системы учебно-предметной деятельности, что является одним из важнейших направлений стратегических инноваций в обучении.

Рекомендации по организации работы с ЭУМК оговариваются ведущим преподавателем на первом учебном занятии.

СОДЕРЖАНИЕ РАЗДЕЛОВ

1. КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ
2. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ И КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ
3. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЕ
4. ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ
5. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ
6. ПЕРЕЧЕНЬ ВОПРОСОВ, ВЫНОСИМЫХ НА ЭКЗАМЕН
7. КОМПЛЕКТ ТЕСТОВ ДЛЯ КОНТРОЛЯ ЗНАНИЙ
8. ТИПОВАЯ ПРОГРАММА ДЛЯ УЧРЕЖДЕНИЯ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ

Электронный учебно-методический комплекс

Теоретический раздел

ТЕПЛОМАССООБМЕН

Конспект лекций

Минск 2024

СОДЕРЖАНИЕ

	ВВЕДЕНИЕ. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕОРИИ ТЕПЛООБМЕНА	5
1	ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ ПРИ СТАЦИОНАРНОМ РЕЖИМЕ	8
1.1	Температурное поле	8
1.2	Температурный градиент	8
1.3	Тепловой поток. Закон теплопроводности Фурье	10
1.4	Коэффициент теплопроводности	11
2	ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОЕ УРАВНЕНИЕ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ.....	14
2.1	Дифференциальное уравнение теплопроводности	14
2.2	Условия однозначности	17
2.3	Связь между правой декартовой, прямоугольной, цилиндрической и сферической системами координат	18
3	ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ ЧЕРЕЗ ПЛОСКУЮ СТЕНКУ ПРИ СТАЦИОНАРНОМ РЕЖИМЕ.....	20
3.1	Теплопроводность через однослойную плоскую стенку при граничных условиях I рода.	20
3.2	Теплопроводность через плоскую многослойную стенку	22
3.3	Теплопередача через плоскую однослойную стенку при граничных условиях III рода	23
3.4	Теплопередача через многослойную плоскую стенку при граничных условиях III рода	25
3.5	Теплопроводность через плоскую стенку при граничных условиях II, III рода	27
3.6	Определение температуры на границе слоёв плоской многослойной стенки графическим методом	29
4	ПЕРЕНОС ТЕПЛОТЫ ЧЕРЕЗ ЦИЛИНДРИЧЕСКУЮ СТЕНКУ	30
4.1	Теплопроводность через цилиндрическую однородную, однослойную стенку при граничных условиях I рода	30
4.2	Теплопередача через однослойную и многослойную цилиндрические стенки при граничных условиях III рода	33
4.3	Критический диаметр изоляции	36
5	ПЕРЕНОС ТЕПЛОТЫ ЧЕРЕЗ ШАРОВУЮ СТЕНКУ	39
5.1	Перенос теплоты теплопроводностью через шаровую стенку при граничных условиях I рода	39
5.2	Теплопередача через одно- и многослойную шаровые стенки (граничные условия III рода)	41
6	ОБОБЩЕННЫЙ МЕТОД РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ СТАЦИОНАРНОЙ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ	43
6.1	Обобщённый метод	43
6.2	Интенсификация процесса теплопередачи	44
7	НЕСТАЦИОНАРНАЯ ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ	45
7.1	Общее решение уравнения одномерной теплопроводности	45
7.2	Охлаждение (нагревание) неограниченной пластины	46

7.3	Частные случаи охлаждения неограниченной пластины	51
7.4	Зависимость процесса охлаждения (нагрева) от формы и размеров тела.....	53
7.5	Регулярный режим охлаждения/ нагрева тел	53
7.6	Приближенные методы решения задач нестационарной теплопроводности.....	56
8	КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН.....	58
8.1	Основные положения конвективного теплообмена.....	58
8.2	Уравнение сохранения энергии.....	60
8.3	Уравнение сплошности (или неразрывности) потока.....	62
8.4	Уравнение движения (уравнение Навье-Стокса)	64
8.5	Условия однозначности (краевые условия). Уравнение теплообмена	68
8.6	Теория пограничного слоя.....	70
9	ПОДОБИЕ И МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА	75
9.1	Моделирование, основы теории подобия.....	75
9.2	Гидродинамическое подобие.....	76
9.3	Тепловое подобие	77
10	ГИДРОДИНАМИКА И ТЕПЛООБМЕН ПРИ ВЫНУЖДЕННОМ ДВИЖЕНИИ ЖИДКОСТИ В ТРУБАХ.....	83
10.1	Теплообмен при ламинарном режиме течения.....	86
10.2	Теплообмен в каналах произвольной формы	90
10.3	Теплоотдача в изогнутых трубах (спиральных теплообменниках). ..	92
11	ТЕПЛОТДАЧА ПРИ ПОПЕРЕЧНОМ ОБТЕКАНИИ ТРУБ.....	93
11.1	Гидродинамика и теплообмен при поперечном омывании одиночной круглой трубы.....	93
11.2	Теплоотдача при поперечном омывании пучков труб.....	95
12	ТЕПЛОТДАЧА ПРИ СВОБОДНОМ ДВИЖЕНИИ ЖИДКОСТИ	98
12.1	Теплоотдача при свободной конвекции в неограниченном пространстве.....	98
12.2	Теплоотдача при свободной конвекции в ограниченном пространстве.....	99
13	ТЕПЛООБМЕН ПРИ КОНДЕНСАЦИИ ЧИСТОГО ПАРА.....	103
13.1	Основные положения	103
13.2	Термическое сопротивление при конденсации	105
13.3	Теплообмен при конденсации чистого пара при вертикальной поверхности и при ламинарном режиме течения плёнки конденсата.	107
13.4	Теплообмен при плёночной конденсации неподвижного чистого пара на вертикальной поверхности и при ламинарном режиме течения плёнки конденсата.....	107
13.5	Смешанный (турбулентный) режим течения плёнки конденсата. ..	112
13.6	Конденсация на горизонтальных трубах и на пучках труб.....	113

	13.7 Теплообмен при капельной конденсации пара.....	116
14	ТЕПЛООБМЕН ПРИ КИПЕНИИ ОДНОКОМПОНЕНТНОЙ ЖИДКОСТИ	118
	14.1 Механизм процесса кипения	118
	14.2 Механизм теплообмена при пузырьковом кипении в большом объёме	119
15	КОНВЕКТИВНЫЙ МАССООБМЕН	125
	15.1 Основные положения конвективного массообмена. Закон Фика....	125
	15.2 Дифференциальное уравнение тепло- и массообмена.....	127
	15.3 Аналогия процессов переноса тепла, массы и импульса (количества движения).....	128
16	ТЕПЛООБМЕН ИЗЛУЧЕНИЕМ.....	132
	16.1 Основные положения	132
	16.2 Эффективное излучение.....	135
	16.3 Законы теплового излучения	135
	16.4 Теплообмен излучением между плоскими параллельными телами, разделёнными прозрачной (диатермичной) средой	139
	16.5 Теплообмен излучением при наличии экранов	141
	16.6 Теплообмен между телом и его оболочкой.....	142
	16.7 Коэффициент излучения (степень черноты) поверхности и методы его определения	142
	16.8 Теплообмен излучением между телами, произвольно расположенными в пространстве.....	144
	16.9 Теплообмен излучением в поглощающей среде	146
	16.10 Теплообмен между газом и его оболочкой	147
	16.11 Сложный теплообмен	148
17	ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ.....	150

ВВЕДЕНИЕ. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕОРИИ ТЕПЛООБМЕНА

Теория ТМО рассматривает процессы переноса теплоты и массы в твёрдых, жидких и газообразных телах.

Процессы переноса теплоты – это обмен внутренней энергией между телами в форме теплоты.

Теплота (как и работа) – форма передачи энергии. Теплота – это универсальная форма энергии, возникающая в результате теплового (молекулярно-кинетического) движения микрочастиц (молекул, атомов, электронов). Тепловая энергия является универсальной, т.к. любая форма энергии (механическая, химическая, электрическая, ядерная и т.д.) может трансформироваться в теплоту.

Различные тела могут обмениваться внутренней энергией в форме теплоты, что количественно выражается первым законом (началом) термодинамики.

Теория массообмена – это наука о переносе массы за счёт разности концентраций. Теория ТМО молодая наука (100 лет). Сегодня теория ТМО наряду с технической термодинамикой составляют основы теплоэнергетики. Изучение теплообмена в России с 20-х годов возглавил Кирпичёв, разработавший теорию физического моделирования процессов теплообмена. Большую роль внесли Михеев, Гухман, Кружилин, Лыков и другие.

Температурным полем называют совокупность мгновенных значений температуры во всех точках рассматриваемого пространства т.к. температура скалярная величина, то температурное поле – это скалярное поле.

Теплообмен – самопроизвольный необратимый процесс переноса теплоты в пространстве с неоднородным температурным полем. Различают три элементарных вида теплообмена: теплопроводность; конвекция и лучеиспускание (тепловое излучение).

Теплопроводность – молекулярный перенос теплоты в сплошной среде из-за наличия градиента температуры. В чистом виде есть только твёрдых телах. В диэлектриках и жидкостях теплопроводность осуществляется за счёт упругих волн молекул; в металлах и сплавах – за счёт перемещения свободных электронов и колебания атомов; в газах – за счёт диффузии атомов и молекул.

Плотность теплового потока (количество теплоты проходящей в единицу времени через единицу поверхности) за счет теплопроводности прямо пропорционально градиенту температуры (гипотеза Фурье):

$$q_{\text{т/пров}} = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n}, \text{ Вт/м}^2 \quad (1)$$

И для плоской однослойной стенки

$$q_{\text{т/пров}} = \frac{\lambda(t_{\text{ст1}} - t_{\text{ст2}})}{\delta}, \text{ Вт/м}^2, \quad (2)$$

где λ – коэффициент теплопроводности,
 δ – толщина стенки, м,
 $t_{\text{ст1}}$ – температура стенки с горячей стороны,
 $t_{\text{ст2}}$ – температура стенки с холодной стороны.

Конвективный теплообмен – перенос теплоты, обусловленный перемещением макроскопических элементов среды в пространстве, сопровождаемый теплопроводностью. Бывает только в движущихся средах.

Теплоотдача – конвективный теплообмен между движущейся средой и поверхностью.

Плотность теплового потока – количество теплоты отдаваемой единицей поверхности тела в единицу времени и прямо пропорциональна разности температур между поверхностью тела и окружающей средой (жидкостью):

$$q_{\text{конв}} = \alpha(t_{\text{ст}} - t_{\text{ж}}), \text{ Вт/м}^2, \quad (3)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К).

Уравнение **Ошибка! Источник ссылки не найден.** – закон теплоотдачи Ньютона-Рихмана.

Тепловое излучение (лучистый теплообмен) – теплообмен, обусловленный превращением внутренней энергии одного тела в энергию электромагнитных волн, распространением её в пространстве и поглощением энергии этих волн другим телом. Теплообмен излучением осуществляется в три этапа: первый – превращение внутренней энергии в излучение; второй – перенос; третий – поглощение. Перенос теплоты путём теплопроводности и конвекции возможны только при наличии вещественной среды. Лучистый теплообмен может осуществляться и в вакууме.

Теплопередача – перенос теплоты от одного теплоносителя к другому через разделяющую их стенку или перегородку.

Совместный перенос теплоты за счёт теплопроводности, конвекции и лучеиспускания называется сложным теплообменом.

В реальных условиях все три вида теплообмена, как правило, протекают одновременно. Учитывать лучистый теплообмен надо тогда, когда температура поверхности тела более 400 °С. В общем случае процессы теплообмена могут сопровождаться фазовыми переходами, химическими реакциями и уносом массы. Эти процессы усложняют теплообмен.

Массообмен – самопроизвольный необратимый процесс переноса массы данного компонента в пространстве с неоднородным полем концентрации.

Плотность теплового потока за счет излучения прямо пропорциональна разности четвертых степеней абсолютных температур поверхностей тел (закон Стефана-Больцмана).

$$q_{\text{изл}} = c_0 \varepsilon_{\text{пр}} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \text{ Вт/м}^2, \quad (4)$$

где $c_0 = 5,67 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}^4}$ – коэффициент излучения абсолютно черного тела,
 $\varepsilon_{\text{пр}}$ – приведенная степень черноты излучательной системы,
 T_1 – абсолютная температура излучающего тела (горячего),
 T_2 – абсолютная температура поглощающего тела (холодного).

Плотность потока вещества – это количество вещества, проходящее в единицу времени через единицу площади поверхности и прямо пропорциональное разности концентрации вещества у поверхности и вдали от нее:

$$m = \beta (\rho_w - \rho_\infty), \text{ кг/(\text{м}^2 \cdot \text{с})}, \quad (5)$$

где β – коэффициент массоотдачи, м/с;
 ρ_w – концентрация вещества на поверхности массоотдачи, кг/м³;
 ρ_∞ – концентрация вещества вдали от поверхности массоотдачи, кг/м³.

Энергия (от греч. «действие», «деятельность») – общая количественная мера различных форм движения материи (механическая, тепловая, электромагнитная, гравитационная, ядерная и т.д.). Энергия связывает воедино все явления природы.

Теплота – форма беспорядочного движения образующих тело частиц, мерой которого служат количество теплоты или количество энергии, получаемой, или отдаваемой системой при теплообмене. ($q = c\Delta t$, где Δt – разность температур, c – теплоемкость).

Теплообмен – самопроизвольный необратимый процесс переноса теплоты от более нагретых тел к менее нагретым, который происходит за счет теплопроводности, конвекции и теплового излучения.

1 ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ ПРИ СТАЦИОНАРНОМ РЕЖИМЕ

1.1 Температурное поле

Аналитически распределение температуры в теле описывается с помощью уравнения:

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

Это математическое описание температурного поля в теле.

Если температура в данной точке не меняется по времени, т.е. $\frac{\partial T}{\partial \tau} = 0$, то такое температурное поле называется стационарным, и наоборот, если $\frac{\partial T}{\partial \tau} \neq 0$, то такое температурное поле называется нестационарным.

Если температура меняется только вдоль одной из координат (например, x), то такое температурное поле называется одномерным:

$$T = f(x), \quad \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial \tau} = 0. \quad (1.2)$$

Для двумерного нестационарного температурного поля:

$$T = f(x, y, \tau), \quad \frac{\partial T}{\partial z} = 0. \quad (1.3)$$

1.2 Температурный градиент

Геометрическое место точек, имеющих одинаковую температуру, называют изотермической поверхностью. Эти поверхности не пересекаются и заканчиваются либо внутри тела, либо на его поверхности. Изменение температуры вдоль определённого направления характеризует градиент температуры.

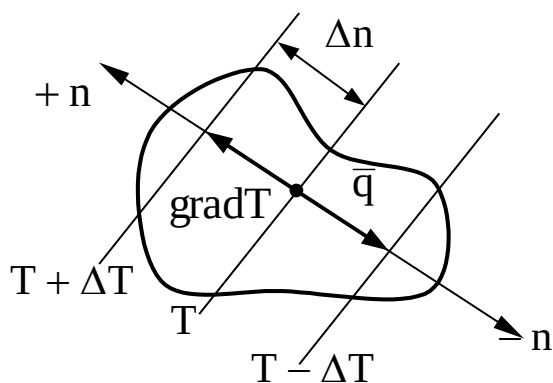


Рисунок 1.1 – Температурный градиент

Предел отношения изменения ΔT к расстоянию между изотермами по нормали Δn называется градиентом температуры:

$$\text{grad}T = \nabla T = \lim_{\Delta n \rightarrow 0} \frac{\Delta T}{\Delta n} = \vec{n}_0 \frac{\partial T}{\partial n}, \text{ К/м}, \quad (1.4)$$

где $\vec{n}_0$ – единичный вектор, нормальный к изотермической поверхности, направленный в сторону возрастания температуры.

Из математики известно, что объёмная производная скалярного поля является его градиентом, то для температурного поля эта производная будет градиентом температуры:

$$\nabla T = \lim_{V \rightarrow 0} \frac{\oint F T dF}{V}, \quad (1.5)$$

где V – объём, заключённый внутри поверхности F ;
 F – поверхность;
 ∇ – символический вектор (оператор Набла или Гамильтона, а также это дивергенция вектора или ротация),

$$\nabla = \frac{\partial}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial z}, \quad (1.6)$$

Градиент температуры – вектор, направленный по нормали к изотермической поверхности в сторону возрастания температуры и численно равный производной температуры по данному направлению, [К/м]. Так как поле температурного градиента векторное, то символический вектор градиента определяется:

$$\nabla T = \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) \vec{i} + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right) \vec{j} + \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right) \vec{k}, \quad (1.7)$$

где $\frac{\partial T}{\partial x}, \frac{\partial T}{\partial y}, \frac{\partial T}{\partial z}$ – координаты градиента,

$\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$ – единичные векторы, имеющие направление координатных осей.

1.3 Тепловой поток. Закон теплопроводности Фурье

По гипотезе Фурье количество теплоты (в джоулях), проходящее путем теплопроводности через элементарную площадку dF за время $d\tau$ прямо пропорционально градиенту температуры

$$dQ_\tau = -\lambda \frac{\partial T}{\partial n} dF d\tau, \text{ Дж} \quad (1.8)$$

Тепловой поток:

$$dQ = -\lambda \frac{\partial T}{\partial n} dF, \text{ Вт} \quad (1.9)$$

Плотность теплового потока – количество теплоты, проходящее в единицу времени через единицу изотермической поверхности. По уравнению Био-Фурье:

$$\vec{q} = -\lambda \vec{n}_0 \frac{\partial T}{\partial n} = -\lambda \overrightarrow{grad T}, \text{ Вт/м}^2. \quad (1.10)$$

Если поверхность и время – величины конечные, то

$$Q_\tau = Q \cdot \tau, \quad (1.11)$$

$$Q = q \cdot F, \quad (1.12)$$

$$q = \lambda \cdot grad T, \quad (1.13)$$

Знак «–» уравнения (1.10) говорит о том, что вектор плотности теплового потока направлен в противоположную сторону градиенту, т.е. теплота передаётся от более горячего к более холодному телу. Коэффициент пропорциональности λ – коэффициент теплопроводности.

1.4 Коэффициент теплопроводности

Согласно формуле Био-Фурье (1.10) коэффициент теплопроводности λ численно равен плотности теплового потока при градиенте температуры равном единице. Он показывает количество теплоты, проходящее в единицу времени через единицу площади изотермической поверхности при $gradT = 1$ К/м.

$$\lambda = \frac{|\vec{q}|}{|gradT|}, \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)} \quad (1.14)$$

Он характеризует способность тел проводить теплоту. Чем больше коэффициент теплопроводности, тем больше материал проводит теплоту, и наоборот. Коэффициент теплопроводности зависит от физических свойств материала, температуры, влажности, для газов и паров – и от давления. Для многих материалов коэффициент теплопроводности имеет линейную зависимость от температуры (строительных и изоляционных) в виде:

$$\lambda = \lambda_0 (1 + \beta_\lambda \cdot t_{cp}), \quad (1.15)$$

где λ_0 – коэффициент теплопроводности λ при температуре t_0 ,
 β_λ – постоянная, определяемая опытным путём, как правило $\beta_\lambda > 0$.
Для газов $\lambda = (0,006...0,6)$ Вт/(м·К), $\lambda_{\text{возд}} = 0,02$ Вт/(м·К).

Согласно кинетической теории, перенос теплоты теплопроводностью газов определяется переносом кинетической энергии в результате хаотического движения и столкновения молекул между собой. Молекула, обладающая большей кинетической энергией, ударившись о молекулу с меньшей кинетической энергией, передает последней часть своей энергии, что приводит к выравниванию температуры в газе. Тогда для газов:

$$\lambda_r = \frac{w \bar{\ell} c_v \rho}{3}, \quad (1.16)$$

где w – среднеквадратичная скорость молекул,
 $\bar{\ell}$ – средняя длина свободного пробега молекул,
 c_v – изохорная теплоёмкость газа,
 ρ – плотность газа.

С ростом давления возрастает плотность, а средняя длина свободного пробега молекул уменьшается и произведение $\bar{\ell} \rho = const.$. Поэтому для идеального газа коэффициент теплопроводности не зависит от давления. С ростом температуры возрастает среднеквадратичная скорость молекул и увеличивается теплоёмкость изохорного процесса, поэтому возрастает

коэффициент теплопроводности. Гелий (He) и водород (H₂) имеют коэффициент теплопроводности в 5 – 10 раз больше, чем у других газов. Их молекулы имеют очень маленькую массу, следовательно, большую скорость, поэтому коэффициент теплопроводности велик. Коэффициент теплопроводности реальных газов сильно зависит от давления. Теплопроводность водяного пара, включая кривую насыщения и сверхкритическую область, можно рассчитать по формуле:

$$\lambda = 4,43 \cdot 10^{-6} \cdot T^{1,45} + 1,55 \cdot 10^{-4} \cdot \rho^{1,25}, \quad (1.17)$$

где T – температура пара в К,
 ρ – его плотность в кг/м³.

Для большинства капельных жидкостей теория Предводителя А.С. о том, что перенос теплоты в жидкостях происходит путём нестройных упругих колебаний (атомов, молекул) нашла хорошее подтверждение. Молекулы жидкости (в отличие от газов) расположены достаточно тесно и совершают сложные периодические движения. Лишь в определенных ограниченных участках пространства, одновременно каждая молекула находится в сфере действия других молекул. Теплопроводность жидкости осуществляется обменом энергией при соударениях молекул по типу распространения продольных колебаний (аналогично распространению звука).

На основании этого получена формула для жидкостей:

$$\lambda_{\text{ж}} = A \frac{c_p \rho^{4/3}}{\mu^{1/3}}, \quad (1.18)$$

где A – коэффициент, пропорциональный скорости распространения упругих волн, он не зависит от жидкости, а зависит от температуры, $A \cdot c_p = \text{const}$,

μ – молекулярная масса жидкости.

Для большинства жидкостей с ростом температуры коэффициент теплопроводности уменьшается. Исключение – вода и глицерин. Коэффициент теплопроводности для капельной жидкости лежит в пределах: $\lambda = (0,1...1)$ Вт/(м·К). С повышением давления коэффициент теплопроводности возрастает.

В металлах основной передатчик теплоты – свободные электроны, которые можно уподобить идеальному одноатомному газу. Из-за их движения происходит выравнивание температуры. Т.к. в металлах носителем тепла являются свободные электроны, то коэффициент теплопроводности металлов прямо пропорционален коэффициенту электропроводности. С ростом температуры эти коэффициенты у чистых металлов уменьшаются, а у сплавов – наоборот возрастают. Наличие в металле примесей, дефектов решетки вызывает уменьшение электронной проводимости, поэтому теплопроводность сплавов меньше теплопроводности чистых металлов.

Для чистых металлов и сплавов $\lambda = (10 \dots 430) \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$.

В диэлектриках (керамика, стройматериалы) с ростом температуры коэффициент теплопроводности возрастает. С увеличением плотности и влажности материала коэффициент теплопроводности возрастает. Для этих материалов $\lambda = (0,023 \dots 5) \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$.

Если $\lambda < 0,25$ то материал называется теплоизоляционным.

Теплопроводность твердых теплоизоляционных материалов определяется их пористостью (т.е. общим объемом газовых включений, отнесенным к единице объема изоляционного материала), размером пор и влажности. Теплопроводность пористых тел сильно возрастает с ростом температуры и при температурах более 1300°C на теплоизоляционные материалы накладываются ограничения по температуре их применения. Чем выше плотность строительных и теплоизоляционных материалов, тем выше их теплопроводность.

2 ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОЕ УРАВНЕНИЕ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ

2.1 Дифференциальное уравнение теплопроводности

Явления природы вообще можно описать или исследовать на основе феноменологического и статистического методов.

Феноменологический метод описания процессов игнорирует микроскопическое строение и рассматривает вещество как сплошную среду (континуум). Это основной метод ТМО.

Молекулярно-кинетический или статистический метод рассматривает вещество, состоящее из большого числа молекул, атомов, ионов с заданными свойствами и с законами взаимодействия между ними. Аналитическая теория теплопроводности игнорирует молекулярное строение вещества.

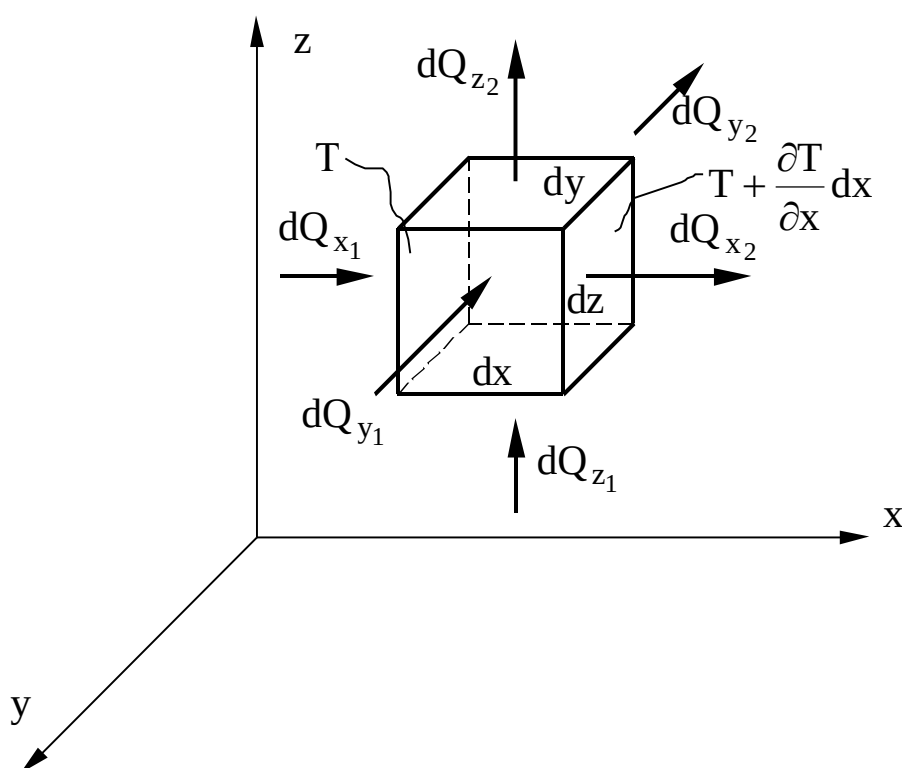


Рисунок 2.1 – К выводу дифференциального уравнения теплопроводности

Метод математической физики заключается в том, что ограничивается промежуток времени dt и из всего пространства рассматривается элементарный объём dV . Это позволяет пренебречь изменением некоторых величин от температуры и упростить математические зависимости. С математической точки зрения dV и dt – бесконечно малы, а с физической они являются величинами ещё достаточно большими, чтобы в их пределах можно было игнорировать дискретное строение вещества.

Дифференциальное уравнение теплопроводности есть аналитическое решение температурного поля (формула (1.1)). Для его вывода предполагаем, что температурное поле трёхмерное и нестационарное. Для упрощения

считаем, что теплофизические коэффициенты в пределах dV и $d\tau$ постоянны. Рассмотрим элементарный объём с гранями dx , dy и dz . В декартовой системе $dV = dx \cdot dy \cdot dz$ пронизывается тепловым потоком в трёх направлениях Ox , Oy и Oz . Причём $dQ_{x1} > dQ_{x2}$. Из гипотезы Фурье, количество теплоты, воспринимаемое гранью $dy dz$ вдоль оси X :

$$dQ_{x1} = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x} dy dz d\tau. \quad (2.1)$$

Количество теплоты, выходящее в направлении оси X :

$$dQ_{x2} = -\lambda \frac{\partial \left(T + \frac{\partial T}{\partial x} dx \right)}{\partial x} dy dz d\tau = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x} dy dz d\tau - \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} dx dy dz d\tau. \quad (2.2)$$

Разница подведённого и отведённого количества теплоты за $d\tau$ в направлении Ox представляет собой количество теплоты, воспринятое dV вдоль Ox путём теплопроводности:

$$dQ_x = dQ_{x1} - dQ_{x2} = \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} dV d\tau. \quad (2.3)$$

По аналогии, вдоль осей Oy и Oz :

$$dQ_y = \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} dV d\tau. \quad (2.4)$$

$$dQ_z = \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} dV d\tau. \quad (2.5)$$

Тогда полное количество теплоты, подведённое теплопроводностью к dV :

$$dQ_1 = dQ_x + dQ_y + dQ_z = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) dV d\tau. \quad (2.6)$$

В скобках – оператор Лапласа второго порядка $\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = \nabla^2 T$.

Теплота, помимо теплопроводности в dV может быть подведена от внутренних источников (электрический ток, ядерная или химическая реакция). Мощность этих источников обозначаем как q_v . Тогда общее количество теплоты, полученное dV , будет:

$$dQ = dQ_1 + dQ_2 = (\lambda \nabla^2 T + q_v) dV d\tau \quad (2.7)$$

С другой стороны, это количество теплоты идёт на увеличение теплосодержания (энтальпии) dV для изобарного процесса (для изохорного – на изменение внутренней энергии):

$$dQ = c_p \rho dV \frac{\partial T}{\partial \tau} d\tau \quad (2.8)$$

Приравняем:

$$c_p \rho dV \frac{\partial T}{\partial \tau} d\tau = (\lambda \nabla^2 T + q_v) dV d\tau \quad (2.9)$$

$$c_p \rho \frac{\partial T}{\partial \tau} = \lambda \nabla^2 T + q_v \quad (2.10)$$

Коэффициент температуропроводности: $a = \frac{\lambda}{\rho c_p}$, м²/с, характеризует

скорость изменения температуры в теле или термоинерционные свойства тела.

Окончательно дифференциальное уравнение теплопроводности с учётом внутренних источников теплоты:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \nabla^2 T + \frac{q_v}{\rho c_p} \quad (2.11)$$

без учёта внутренних источников теплоты:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \nabla^2 T \quad (2.12)$$

Для стационарного режима без внутренних источников теплоты дифференциальное уравнение преобразуется к уравнению Лапласа:

$$\nabla^2 T = \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = 0 \quad (2.13)$$

Уравнения (2.11) – (2.12) – дифференциальные уравнения второго порядка, которые описывают бесчисленное множество процессов. Для аналитического решения конкретной задачи необходимо к ним добавить условия однозначности.

2.2 Условия однозначности

Эти условия включают в себя: геометрические, физические, начальные и граничные.

Геометрические определяют форму и размеры тела.

Физические условия характеризуют физические свойства тела.

Начальные условия задают распределение температуры в теле в начальный момент времени.

Граничные характеризуют условия теплообмена на границе раздела тела и среды. Граничные условия бывают I рода – задана температура поверхности для любого момента времени. Для простейшего случая $T_{\text{пов}} = \text{const}$. Граничные условия II рода – задан закон распределения плотности теплового потока на поверхности материала. При граничных условиях II рода происходит нагревание и охлаждение в промышленных печах. Граничные условия III рода – задан закон теплообмена между поверхностью тела и средой.

Основной закон теплообмена – закон Ньютона-Рихмана, согласно которому плотность теплового потока между телом и средой прямо пропорциональна разности температур между ними:

$$q = \alpha(t_n - t_0), \quad (2.14)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К), показывает количество теплоты, отдаваемое в единицу времени единицей площади поверхности при разности температур между поверхностью и окружающей средой в 1К.

Согласно 1 закону термодинамики всё тепло, подведённое к поверхности тела теплопроводностью равно количеству теплоты, отданное этой поверхностью теплоотдачей:

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial n} = \alpha(t_n - t_{\text{сп}}). \quad (2.15)$$

Граничные условия IV рода – условия сопряжения, сводятся к одновременному заданию температуры и тепловых потоков на границе раздела тел или фаз.

$$T_{\text{гр1}} = T_{\text{гр2}}, \quad (2.16)$$

$$-\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{\text{гр1}} = -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{\text{гр2}}. \quad (2.17)$$

В дальнейшем, если заданы граничные условия I рода – рассматриваем процесс теплопроводности, III рода – процесс теплопередачи.

Таблица 2.1 – Способы задания граничных условий

Граничные условия I рода	Задано распределение температуры на поверхности тела	$T_w = f(x, z, y, T)$, в простейшем случае $T_w = \text{const}$
Граничные условия 2 рода	Задано распределение плотности теплового потока на поверхности тела	$q_w = f(x, z, y, T)$, в простейшем случае $q_w = \text{const}$
Граничные условия 3 рода	Задан закон теплообмена на границе тела с окружающей среды	$-\lambda \frac{\partial T}{\partial n} = \alpha(t_n - t_{cp})$
Граничные условия 4 рода	Заданы условия теплообмена на поверхности при контакте двух тел (равенство тепловых потоков проходящих через поверхности контакта)	$-\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{rp1} = -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{rp2}$

2.3 Связь между правой декартовой, прямоугольной, цилиндрической и сферической системами координат

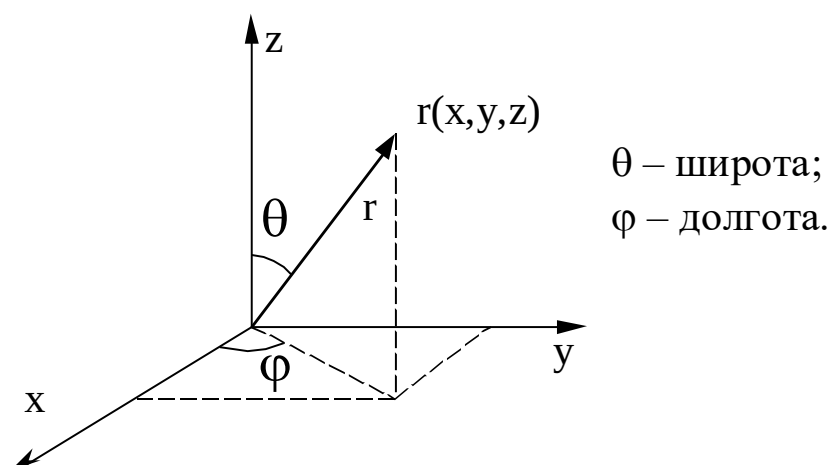


Рисунок 3 – Радиус-вектор в сферической системе координат

Радиус-вектор r в цилиндрических координатах:

$$r = \sqrt{x^2 + y^2}, \quad x = r \cos \varphi, \quad y = r \sin \varphi, \quad z = z. \quad (2.18)$$

Радиус-вектор r в сферических координатах

$$r = \sqrt{x^2 + y^2 + z^2}, \quad x = r \sin \theta \cos \varphi, \quad y = r \sin \theta \sin \varphi, \quad z = r \cos \theta. \quad (2.19)$$

Тогда уравнение Лапласа в цилиндрических координатах будет иметь вид:

$$\nabla^2 T = \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0. \quad (2.20)$$

В сферических:

$$\nabla^2 T = \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \cdot \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r^2 \sin \theta} \cdot \frac{\partial \left(\sin \theta \frac{\partial T}{\partial \theta} \right)}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 T}{r^2 \sin^2 \theta \partial \varphi^2} = 0. \quad (2.21)$$

3 ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ ЧЕРЕЗ ПЛОСКУЮ СТЕНКУ ПРИ СТАЦИОНАРНОМ РЕЖИМЕ

3.1 Теплопроводность через однослойную плоскую стенку при граничных условиях I рода.

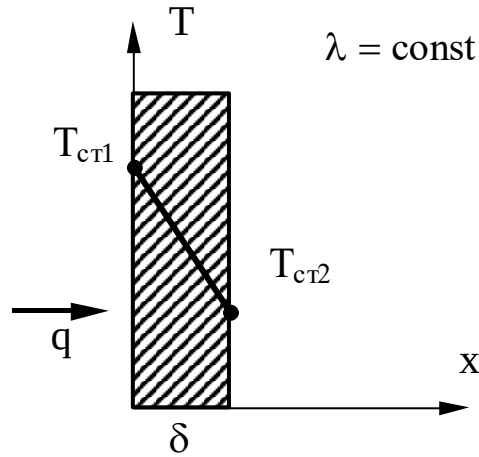


Рисунок 3.1 – Теплопроводность через однослойную плоскую стенку при граничных условиях I рода

Т.к. процесс стационарный, то температуры на поверхности не меняются во времени и, следовательно, $\frac{\partial T}{\partial \tau} = 0$ и дифференциальное уравнение теплопроводности будет иметь вид уравнения Лапласа. Так как температура меняется только вдоль оси Ox , то $\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0$.

В этом случае дифференциальное уравнение теплопроводности:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = 0. \quad (3.1)$$

Граничные условия:

при $x = 0$, температура $T = T_{ст1}$,

при $x = \delta$, $T = T_{ст2}$.

Решаем дифференциальное уравнение (3.1)

$$\frac{\partial T}{\partial x} = c_1,$$

$$T = c_1 x + c_2.$$

При $x = 0$, $T = c_2 = T_{ст1}$,

При $x = \delta$, $T = c_1 \cdot \delta + T_{ст1} = T_{ст2}$, следовательно,

$$c_1 = \frac{T_{ст1} - T_{ст2}}{\delta},$$

$T = T_{\text{ст1}} - \frac{T_{\text{ст1}} - T_{\text{ст2}}}{\delta} \cdot x$ – решение ДУ (3.1) – распределение температуры в плоской стенке описывается уравнением прямой линии (3.1)

Формула (3.1) описывает распределение температуры в плоской однородной стенке.

Плотность теплового потока определяется согласно закону Фурье:

$$q = -\lambda \frac{\partial T}{\partial n} = \lambda \frac{T_{\text{ст1}} - T_{\text{ст2}}}{\delta}, \text{ Вт/м}^2 \quad (3.2)$$

Отношение $\frac{\delta}{\lambda}$ называется термическим сопротивлением теплопроводности

$$R = \frac{\delta}{\lambda}, (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}, \quad (3.3)$$

$\frac{\lambda}{\delta}$ – тепловая проводимость,

$T_{\text{ст1}} - T_{\text{ст2}} = \delta T_0$ – полный температурный перепад.

Текущий температурный перепад: $\delta T = T - T_{\text{ст2}}$.

Безразмерный температурный напор обозначим через $\theta = \frac{\delta T}{\delta T_0}$,

В безразмерных координатах $X = \frac{x}{\delta}$.

Уравнение прямой линии имеет вид:

$$\theta = 1 - X. \quad (3.4)$$

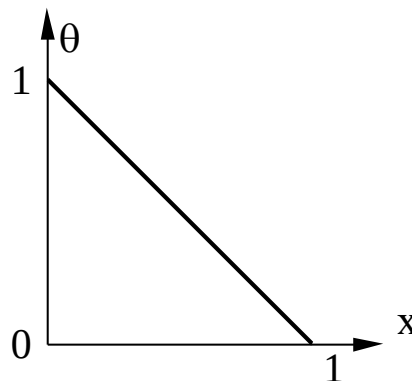


Рисунок 3.2 – Решение дифференциального уравнения теплопроводности в безразмерных координатах

Формула (3.4) – решение уравнения (3.1) в безразмерных координатах.

Чтобы найти тепловой поток Q надо по (3.2) определить плотность теплового потока и умножить её на площадь поверхности:

$$Q = q \cdot F, \text{ Вт.} \quad (3.5)$$

Количество теплоты, прошедшее через стенку

$$Q_\tau = q \cdot F \cdot \tau, \text{ Дж.} \quad (3.6)$$

3.2 Теплопроводность через плоскую многослойную стенку

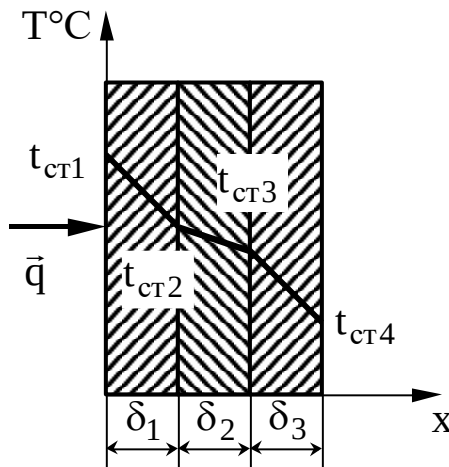


Рисунок 3.3 – Теплопроводность через плоскую многослойную стенку

Для многослойной стенки плотность теплового потока одинакова для всех слоёв:

$$q = \frac{t_{ст1} - t_{ст(n+1)}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}} = \frac{t_{ст1} - t_{ст(n+1)}}{R_\Sigma}, \quad (3.7)$$

где i – порядковый номер стенки,

n – количество слоёв.

Эквивалентный коэффициент теплопроводности многослойной стенки определяется из выражения:

$$\lambda_{\text{экв}} = \frac{\sum_{i=1}^n \delta_i}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}}, \quad (3.8)$$

Температура на границе раздела слоёв определяется из следующего выражения:

$$t_{\text{ст}(i+1)} = t_{\text{ст}1} - q \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}, \quad (3.9)$$

где λ_i берётся из справочника.

Так как тепловая изоляция многослойная, первый слой – огнеупорный, второй и третий – теплоизоляционный, следовательно потери теплоты в окружающую среду определяются из уравнения (3.7)

3.3 Теплопередача через плоскую однослойную стенку при граничных условиях III рода

Теплопередача – процесс теплообмена между двумя средами (теплоносителями), разделёнными стенкой (перегородкой). В этом случае при граничных условиях III рода задаются температуры сред теплоносителей, коэффициенты теплоотдачи α_1 между горячей средой и стенкой и α_2 между стенкой и холодной средой, т.е. задаётся закон теплообмена. Также задаётся коэффициент теплопроводности $\lambda = \text{const}$ и толщина стенки δ .

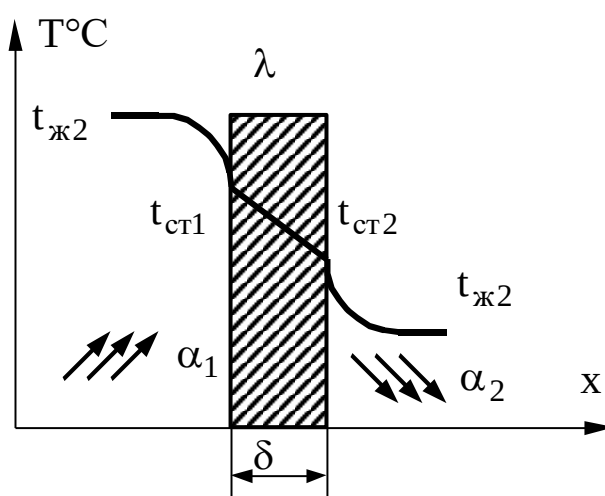


Рисунок 3.4 – Теплопередача через плоскую однослойную стенку при граничных условиях III рода

Требуется найти плотность теплового потока, тепловой поток и температуру поверхности стенки. Запишем закон сохранения плотности теплового потока через плоскую стенку.

Согласно закону Ньютона-Рихмана, плотность теплового потока между горячей средой и поверхностью стенки:

$$q = \alpha_1 (t_{ж1} - t_{ст1}). \quad (3.10)$$

По закону Фурье этот же поток передаётся теплопроводностью:

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_{ст1} - t_{ст2}). \quad (3.11)$$

Этот же тепловой поток согласно закону Ньютона-Рихмана от наружной поверхности стенки отдаётся холодной среде:

$$q = \alpha_2 (t_{ст2} - t_{ж2}). \quad (3.12)$$

Выражая из этих уравнений разности температур и складывая между собой, окончательно получаем выражение для плотности теплового потока q :

$$q = \frac{t_{ж1} - t_{ж2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт/м}^2. \quad (3.13)$$

Обозначим величину

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}. \quad (3.14)$$

K – коэффициент теплопередачи через плоскую однослойную однородную стенку. Он показывает количество теплоты, передаваемое в единицу времени через единицу поверхности при разности температур между средами в один градус. Значения коэффициентов теплопередачи для различных видов теплообмена будут даны в таблице в разделе конвективного теплообмена. Коэффициент теплопередачи всегда меньше меньшего α . Для того чтобы увеличить теплопередачу, нужно увеличить меньшее α .

$$q = K (t_{ж1} - t_{ж2}), \text{ Вт/м}^2. \quad (3.15)$$

Уравнение теплопередачи:

$$Q = q \cdot F = K \cdot F \cdot \Delta \bar{t}. \quad (3.16)$$

Величина обратная коэффициенту теплопередачи – полное термическое сопротивление теплопередачи:

$$R = \frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} = R_1 + R_2 + R_3, (\text{м}^2 \cdot \text{К}) / \text{Вт}. \quad (3.17)$$

где R_1 – термическое сопротивление теплоотдачи со стороны горячей жидкости,

R_2 – термическое сопротивление теплопроводности стенки (чем меньше λ , тем выше R_2),

R_3 – термическое сопротивление теплоотдачи от стенки к холодной среде. R_1 и $R_3 \gg R_2$.

Полное количество теплоты, передаваемое через стенку за время τ

$$Q_\tau = q \cdot F \cdot \tau, \text{ Дж}. \quad (3.18)$$

Коэффициент теплопередачи не является теплофизическим коэффициентом, его нет в справочниках. Он рассчитывается по формуле (3.14).

Из (3.10, 3.12) легко найти температуры горячей и холодной стенок:

$$t_{\text{ст1}} = t_{\text{ж1}} - \frac{q}{\alpha_1}, \quad (3.19)$$

$$t_{\text{ст2}} = t_{\text{ж2}} + \frac{q}{\alpha_2}, \quad (3.20)$$

3.4 Теплопередача через многослойную плоскую стенку при граничных условиях III рода

Пусть заданы температуры сред $t_{\text{ж1}}$ и $t_{\text{ж2}}$, коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 (закон теплообмена), коэффициенты теплопроводности λ_1 , λ_2 и λ_3 , толщина слоёв стенки δ_1 , δ_2 и δ_3 .

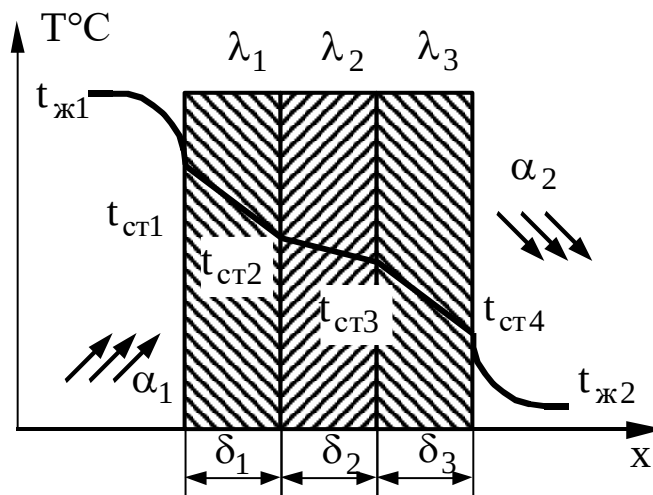


Рисунок 3.5 – Теплопередача через многослойную плоскую стенку при граничных условиях III рода

Аналогично формуле (3.13) записывают уравнение сохранения плотности теплового потока q , выражая разность температур и складывая почленно полученные выражения плотности теплового потока

$$q = \frac{t_{ж1} - t_{ж2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт/м}^2. \quad (3.21)$$

$$q = \frac{t_{ж1} - t_{ж2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт/м}^2. \quad (3.22)$$

Коэффициент теплопередачи:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}. \quad (3.23)$$

$$R_{\Sigma} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}, \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/ Вт}. \quad (3.24)$$

Определяя плотность теплового потока, находим температуры на поверхностях стенки $t_{ст1}$, $t_{ст4}$ и температуры на границах слоёв $t_{ст2}$, $t_{ст3}$:

$$t_{ст1} = t_{ж1} - \frac{q}{\alpha_1}, \quad (3.25)$$

$$t_{ст2} = t_{ст1} - \frac{q \cdot \delta_1}{\lambda_1}, \quad (3.26)$$

$$t_{ст4} = t_{ж2} + \frac{q}{\alpha_2}, \quad (3.27)$$

$$t_{ст(i+1)} = t_{ст1} - q \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}, \quad (3.28)$$

3.5 Теплопроводность через плоскую стенку при граничных условиях II, III рода

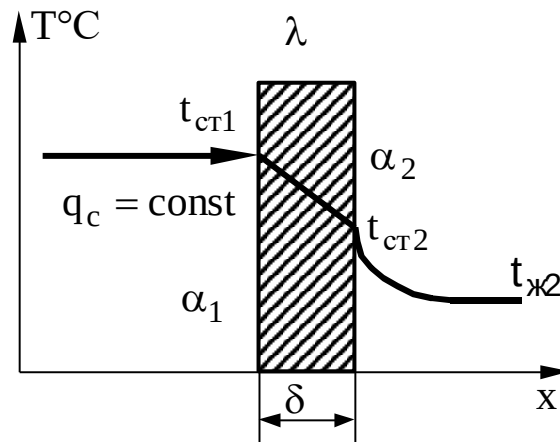


Рисунок 3.6 – Теплопроводность через плоскую стенку при граничных условиях II, III рода

В реальных условиях в печах, топках котлов теплообмен между горячими продуктами сгорания внутри топки происходит при граничных условиях II рода, т.е. при постоянной плотности теплового потока на стенке. С одной стороны стенки граничные условия II рода при $x=0$, на другой поверхности стенки при $x=\delta$ – граничные условия III рода. Плотность теплового потока от горячей жидкости к холодной является заданной, поэтому

$$q_c = \frac{\lambda}{\delta}(t_{ct1} - t_{ct2}) = \alpha_2(t_{ct2} - t_{ж2}). \quad (3.29)$$

При заданном q_c можно найти температуры на наружных поверхностях стенки t_{ct1} и t_{ct2} .

$$t_{ct1} = t_{ж2} + q_c \left(\frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda} \right). \quad (3.30)$$

$$t_{ct2} = t_{ж2} + \frac{q_c}{\alpha_2}. \quad (3.31)$$

Для многослойной стенки из n -слоёв температура на внешней правой поверхности:

$$t_{ct(n+1)} = t_{ж2} + \frac{q_c}{\alpha_2}. \quad (3.32)$$

На внешней левой поверхности:

$$t_{\text{ст1}} = t_{\text{ж2}} + q_c \left(\frac{1}{\alpha_2} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right). \quad (3.33)$$

Если коэффициент теплопроводности стенки зависит от температуры (реальные условия) по следующей линейной зависимости:

$$\lambda = \lambda_0 (1 \pm \beta_\lambda t). \quad (3.34)$$

где t – средняя температура стенки, $t = \frac{t_{\text{ст1}} + t_{\text{ст2}}}{2}$, то интегрируя выражение закона Фурье $q = -\lambda(t) \frac{\partial t}{\partial x}$, в пределах от $x = 0$ до любой текущей координаты x , в интервале температур $t_{\text{ст1}}$ и $t_{\text{ст2}}$, получаем выражение температурного поля в виде:

$$t_x = \sqrt{\left(\frac{1}{\beta_\lambda} + t_{\text{ст1}} \right)^2 - \frac{2qx}{\lambda_0 \beta_\lambda} - \frac{1}{\beta_\lambda}}, \quad (3.35)$$

где температура подставляется в градусах Цельсия, координата x – в метрах, плотность теплового потока в Вт/м².

В действительности коэффициент теплопроводности строительных материалов (огнеупорных и теплоизоляционных) зависит от температуры, причём, как правило, он увеличивается с ростом температуры (знак «+» перед β_λ), но есть материалы, у которых перед β_λ стоит знак «–». Поэтому в действительности ($t_{\text{ст1}} - t_{\text{ст2}}$) является кривой, а не прямой линией.

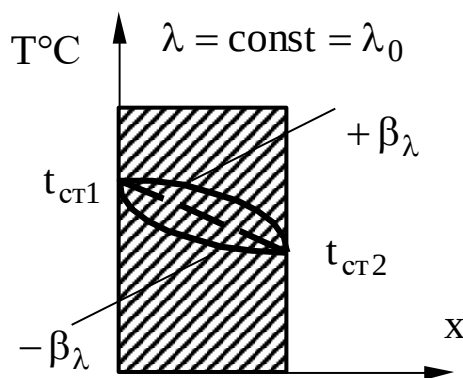


Рисунок 3.7 – Изменение температуры в плоской стенке

3.6 Определение температуры на границе слоёв плоской многослойной стенки графическим методом

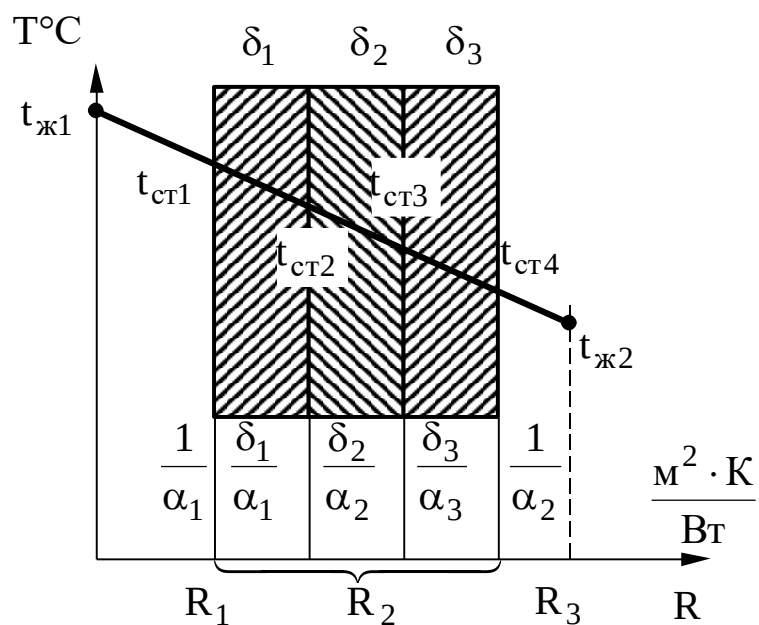


Рисунок 3.8 – Определение температуры на границе слоев плоской многослойной стенки графическим методом

4 ПЕРЕНОС ТЕПЛОТЫ ЧЕРЕЗ ЦИЛИНДРИЧЕСКУЮ СТЕНКУ

4.1 Теплопроводность через цилиндрическую однородную, однослойную стенку при граничных условиях I рода

Ось Oz совмещаем с осью цилиндра, и температура меняется только вдоль радиуса цилиндра.

Для полого цилиндра заданы: внешний r_2 и внутренний r_1 радиусы, коэффициент теплопроводности λ , температуры холодной и горячей стенок t_{cr1} и t_{cr2} .

Требуется найти: уравнение, описывающее температурное поле в цилиндре, т.е. изменение температуры в зависимости от диаметра d (радиуса r), а также плотность теплового потока q и сам тепловой поток Q .

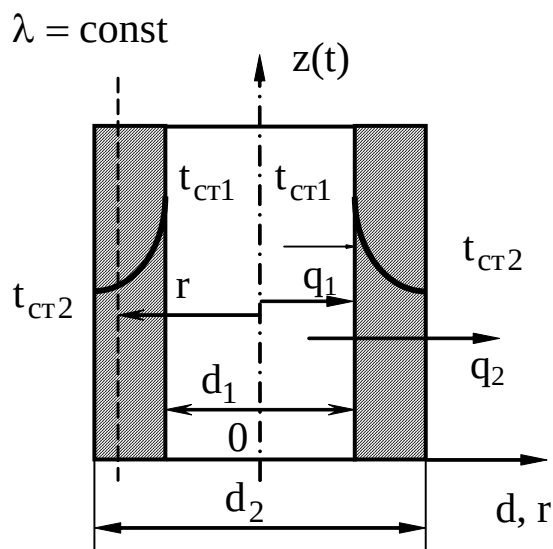


Рисунок 4.1 – Теплопроводность через однослойную цилиндрическую стенку

На основании дифференциального уравнения теплопроводности при стационарном режиме и отсутствии внутренних источников теплоты, учитывая, что первая и вторая производные температуры по z равны нулю

$$\frac{\partial t}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} = 0,$$

а также то, что температура не зависит от полярного угла φ , то уравнение Лапласа в цилиндрических координатах упрощается до вида:

$$\nabla^2 t = \frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} = 0, \quad (4.1)$$

Граничные условия для дифференциального уравнения:
при $r = r_1$ $t = t_{cr1}$;

при $r = r_2$ $t = t_{\text{cr2}}$.

Введём новую переменную

$$\frac{\partial t}{\partial r} = u,$$

$$\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{1}{r} \cdot u = 0$$

тогда дифференциальное уравнение (4.1) будет иметь вид:

$$\frac{\partial u}{u} + \frac{\partial r}{r} = 0.$$

Интегрируем данное выражение:

$$\ln u + \ln r = \ln c_1$$

$$\ln(u \cdot r) = \ln c_1$$

$$\ln \frac{\partial t}{\partial r} \cdot r = \ln c_1$$

Тогда, потенцируя это выражение и переходя к первоначальным переменным мы получаем:

$$\frac{\partial t}{\partial r} \cdot r = c_1,$$

$$\partial t = c_1 \frac{\partial r}{r}$$

После интегрирования получаем:

$$t = c_1 \ln r + c_2 \quad (4.2)$$

Для определения постоянных интегрирования c_1 и c_2 воспользуемся граничными условиями:

$$\left\{ \begin{array}{l} r = r_1; \quad t = t_{\text{cr1}}; \quad t_{\text{cr1}} = c_1 \ln r_1 + c_2 \\ r = r_2; \quad t = t_{\text{cr2}}; \quad t_{\text{cr2}} = c_1 \ln r_2 + c_2 \end{array} \right\} \quad (a)$$

Решая уравнение (a) относительно c_1 и c_2 , получаем

$$c_1 = \frac{t_{\text{cr1}} - t_{\text{cr2}}}{\ln \frac{r_1}{r_2}}, \quad (б)$$

$$c_2 = t_{\text{cr1}} - \frac{(t_{\text{cr1}} - t_{\text{cr2}}) \ln r_1}{\ln \frac{r_1}{r_2}}, \quad (в)$$

Подставляя в (4.2) значения c_1 и c_2 , получаем окончательное решение дифференциального уравнения:

$$t = t_{\text{ср1}} - (t_{\text{ср1}} - t_{\text{ср2}}) \cdot \frac{\ln \frac{d}{d_1}}{\ln \frac{d_2}{d_1}}, \quad (4.3)$$

Это решение описывает распределение температуры в цилиндрической стенке. Это логарифмическая кривая. Задавая произвольным диаметр, можно определить температуру в любой точке цилиндрической поверхности.

Согласно закону Фурье, плотность теплового потока пропорциональна градиенту температуры (температура меняется только вдоль радиуса):

$$F = \pi dl = 2\pi rl,$$

$$\frac{\partial t}{\partial r} = \frac{c_1}{r},$$

$$Q = -\lambda \frac{dt}{dr} F = \frac{2\pi\lambda\ell(t_{\text{ср1}} - t_{\text{ср2}})}{\ln \frac{d_2}{d_1}};$$

$$Q = \frac{\pi\ell(t_{\text{ср1}} - t_{\text{ср2}})}{\frac{1}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}}, \text{ Вт} \quad (4.4)$$

Из этого выражения следует, что тепловой поток полностью определяется внутренним и наружным диаметрами цилиндра d_1 и d_2 .

Тепловой поток может быть отнесён к единице длины цилиндра

$$q_l = \frac{Q}{l} = \frac{\pi(t_{\text{ср1}} - t_{\text{ср2}})}{\frac{1}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}}, \text{ Вт/м.} \quad (4.5)$$

q_l — линейная плотность теплового потока — это количество теплоты, проходящее через цилиндрическую поверхность путём теплопроводности через единицу длины.

Тепловой поток может быть отнесён к внутренней поверхности цилиндра F_1 :

$$q_1 = \frac{Q}{F_1} = \frac{Q}{\pi d_1 l} = \frac{t_{cr1} - t_{cr2}}{\frac{d_1}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}}, \text{ Вт/м}^2 \quad (4.6)$$

Тепловой поток, отнесённый к наружной поверхности цилиндра F_2 :

$$q_2 = \frac{Q}{F_2} = \frac{Q}{\pi d_2 l} = \frac{t_{cr1} - t_{cr2}}{\frac{d_2}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}}, \text{ Вт/м}^2 \quad (4.7)$$

Связь между различными приведёнными плотностями теплового потока следующая:

$$q_l = \pi d_1 q_1 = \pi d_2 q_2, \quad (4.8)$$

$q_1 > q_2$, т.к. $d_1 < d_2$.

Следовательно, в отличие от плоской стенки плотность теплового потока непостоянна по толщине цилиндрической стенки и определяется текущим диаметром цилиндра (чем больше текущий диаметр, тем меньше плотность теплового потока).

Если коэффициент теплопроводности не является величиной постоянной, а зависит от температуры по зависимости $\lambda = \lambda_0(1 + \beta_\lambda t)$, то температурное поле, т.е. линии изменения температуры в цилиндрической стенке, на любом диаметре может быть определено из следующего выражения:

$$t = \sqrt{\left(\frac{1}{\beta_\lambda} + t_{cr1}\right)^2 - \frac{q_1 \ln \frac{d}{d_1}}{\pi \lambda_0 \beta_\lambda} - \frac{1}{\beta_\lambda}}. \quad (4.9)$$

Подставляемые в выражение (4.9) значения λ_0 и β_λ берутся из справочников.

4.2 Теплопередача через однослойную и многослойную цилиндрические стенки при граничных условиях III рода

Для полого многослойного цилиндра заданы: температуры горячей и холодной жидкостей $t_{ж1}$ и $t_{ж2}$, внутренний и внешний диаметры d_1 и d_2 , коэффициент теплопроводности $\lambda = const$, коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 .

Требуется найти: тепловой поток Q и линейную плотность теплового потока q_ℓ при передаче теплоты через однослойную и многослойную стенки.

Аналогично как для плоской стенки линейная плотность теплового потока q_ℓ будет отдаваться от горячей среды к внутренней поверхности цилиндра путём теплоотдачи. Эта же линейная плотность теплового потока будет проходить через цилиндрическую поверхность путём теплопроводности, и эта же линейная плотность теплового потока будет отдаваться от наружной поверхности цилиндра к холодной жидкости путём теплоотдачи (закон сохранения энергии). Запишем это математически:

$$\left\{ \begin{array}{l} q_\ell = \alpha_1 \pi d_1 (t_{ж1} - t_{ст1}), \\ q_\ell = \frac{\pi(t_{ст1} - t_{ст2})}{\frac{1}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}}, \\ q_\ell = \alpha_2 \pi d_2 (t_{ст2} - t_{ж2}) \end{array} \right. \quad (4.10)$$

Выразим из (4.10) разности температур и, сложив почленно эти три уравнения, получим:

$$q_\ell = \frac{\pi(t_{ж1} - t_{ж2})}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}, \text{ Вт/м} \quad (4.11)$$

Чтобы найти тепловой поток через цилиндрическую поверхность необходимо:

$$Q = q_\ell l, \text{ Вт},$$

$$Q_\tau = Q \cdot \tau, \text{ Дж},$$

$$K_\ell = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}, \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}. \quad (4.12)$$

K_ℓ – линейный коэффициент теплопередачи – это количество теплоты, передаваемое в единицу времени через единицу длины цилиндрической поверхности от одной среды к другой при разности температур между средами в 1 градус.

Величина, обратная K_ℓ называется линейным термическим сопротивлением теплопередачи и определяется:

$$R_\ell = \frac{1}{K_\ell} = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2} = R_1 + R_2 + R_3, \text{ (м} \cdot \text{К)/Вт} \quad (4.13)$$

Плотность теплового потока, отнесённая к внутренней поверхности цилиндра, обозначим

$$q_1 = \frac{Q}{\pi d_1 \ell} = \frac{K_\ell}{d_1} (t_{ж1} - t_{ж2}) = K_1 (t_{ж1} - t_{ж2}), \text{ Вт/м}^2 \quad (4.14)$$

где K_1 – коэффициент теплопередачи через цилиндрическую стенку, отнесённый к внутренней поверхности цилиндра.

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_1}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{d_1}{\alpha_2 d_2}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}. \quad (4.15)$$

Плотность теплового потока, отнесённая к внешней поверхности цилиндра, обозначим через

$$q_2 = \frac{Q}{\pi d_2 \ell} = \frac{K_\ell}{d_2} (t_{ж1} - t_{ж2}) = K_2 (t_{ж1} - t_{ж2}), \text{ Вт/м}^2 \quad (4.16)$$

где K_2 – коэффициент теплопередачи через цилиндрическую стенку, отнесённый к внешней поверхности цилиндра.

$$K_2 = \frac{1}{\frac{d_2}{\alpha_1 d_1} + \frac{d_2}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}. \quad (4.17)$$

Связь между коэффициентами теплопередачи следующая:

$$K_\ell = K_1 \cdot d_1 = K_2 \cdot d_2. \quad (4.18)$$

Отсюда видно, что $K_1 > K_2$ всегда, т.к. $d_2 > d_1$.

На практике, если отношение наружного диаметра цилиндра к внутреннему не более 1,8, то можно пользоваться формулой расчёта коэффициента теплопередачи через плоскую стенку:

$$\frac{d_2}{d_1} \leq 1,8, \quad K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

Тепловой поток для цилиндрической стенки рассчитывается:

$$Q = K \pi d_2 \ell (t_{ж1} - t_{ж2}), \text{ Вт} \quad (4.19)$$

В этом случае ошибка не превысит 4%. Если соотношение диаметров больше 1,8, то следует использовать формулы для цилиндрической стенки.

Изоляцию трубопроводов рассчитывают как плоскую стенку. Ошибку можно уменьшить, если в качестве расчетной брать поверхность со стороны меньшего α .

1. Если $\alpha_1 \gg \alpha_2$, то $d_x = d_2$;
2. если $\alpha_1 \ll \alpha_2$, то $d_x = d_1$;
3. если $\alpha_1 \approx \alpha_2$, то $d_x = \frac{d_1 + d_2}{2}$.

Для многослойной цилиндрической стенки формула линейной плотности теплового потока имеет вид.

$$q_\ell = \frac{\pi(t_{ж1} - t_{ж2})}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}, \text{ Вт/м} \quad (4.20)$$

где n – число слоёв.

Температура на границе раздела слоёв:

$$t_{сг1} = t_{ж1} - \frac{q_\ell}{\pi} \cdot \frac{1}{\alpha_1 d_1}, \quad (4.21)$$

$$t_{сг(i+1)} = t_{сг1} - \frac{q_\ell}{\pi} \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \cdot \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}, \quad (4.22)$$

4.3 Критический диаметр изоляции

Для уменьшения потерь теплоты трубопроводами, колоннами, теплообменными аппаратами и другими аппаратами цилиндрической формы необходимо правильно выбрать материал тепловой изоляции. Запишем выражение для полного термического сопротивления стенки и проанализируем графически влияние внешнего диаметра d_2 на его величину.

$$R_\Sigma = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2} = R_1 + R_2 + R_3 \quad (4.23)$$

При заданных α_1 , λ , d_1 и α_2 термическое сопротивление будет зависеть от наружного диаметра d_2 . Термическое сопротивление теплоотдачи

$R_1 = \frac{1}{\alpha_1 d_1} = \text{const}$. Термическое сопротивление теплопроводности $R_2 = \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}$ с

увеличением диаметра d_2 увеличивается. Термическое сопротивление

теплоотдачи с наружной стороны цилиндра с увеличением d_2 уменьшается

$$R_3 = \frac{1}{\alpha_2 d_2}.$$

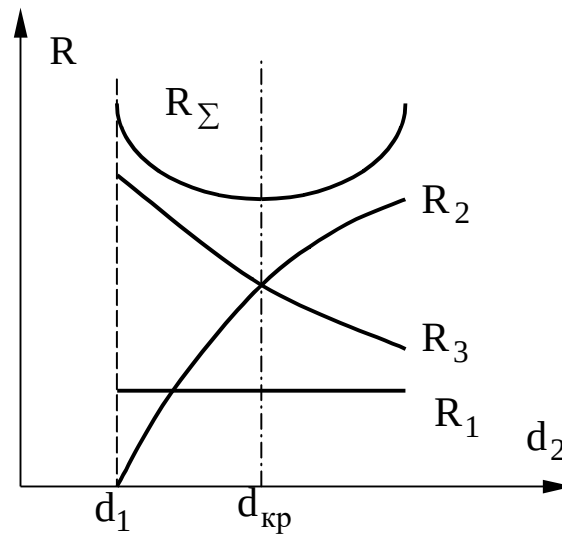


Рисунок 4.24 – Зависимость термического сопротивления цилиндрической стенки от наружного диаметра

Анализ графика показывает, что в некоторой точке, где имеет место минимум суммарное термическое сопротивление, эта точка соответствует критическому диаметру для данного цилиндра (трубопровода) $d_{кр}$. В этом месте термическое сопротивление минимально. Чтобы исследовать кривую на минимум, необходимо продифференцировать $d(R_{\Sigma}) / d(d_2)$. Приравняв к нулю первую производную и исследовав на минимумы и максимумы, мы получаем выражение для определения критического диаметра (это значение внешнего диаметра трубы, соответствующего минимальному полному термическому сопротивлению теплопередачи)

$$d_{кр} = \frac{2\lambda}{\alpha_2}. \quad (4.24)$$

Если $d < d_{кр}$, то в этом случае термическое сопротивление с увеличением диаметра уменьшается, а, следовательно, линейная плотность теплового потока через цилиндрическую поверхность увеличивается. Если $d > d_{кр}$, то с увеличением диаметра суммарное термическое сопротивление увеличивается, и линейная плотность теплового потока уменьшается.

$$q_{\ell} = \frac{\pi \Delta t}{R_{\Sigma}}, \text{ Вт/м.} \quad (4.25)$$

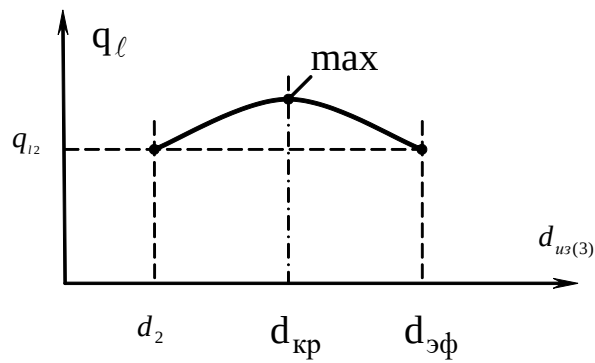


Рисунок 4.3 – Зависимость линейной плотности теплового потока от диаметра изоляции

Если трубопровод не изолирован, то наружный диаметр изоляции равен d_1 , и линейная плотность теплового потока равна q_{l1} . При толщине изоляции $d_{эфф}$ линейная плотность теплового потока тоже равна q_{l1} . Для правильного выбора материала тепловой изоляции критический диаметр изоляции должен соответствовать условию:

$$d_{кр} = \frac{2\lambda}{\alpha_2} \leq d_2 \quad (4.26)$$

где d_2 – наружный диаметр неизолированной трубы.

Если $d_{кр} > d_2$, то с увеличением толщины изоляции будет наблюдаться увеличение теплотерь. Только при $d_{из(3)} = d_{эф}$ тепловые потери станут равными тепловым потерям неизолированной трубы. Следовательно некоторый слой изоляции не будет оправдывать своего назначения.

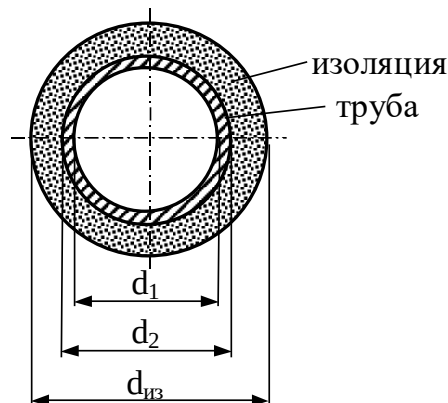


Рисунок 4.4 – Поперечный разрез трубопровода

Если это условие не выполняется, то необходимо выбрать материал тепловой изоляции с меньшим коэффициентом теплопроводности ($\lambda_{из}$).

5 ПЕРЕНОС ТЕПЛОТЫ ЧЕРЕЗ ШАРОВУЮ СТЕНКУ

5.1 Перенос теплоты теплопроводностью через шаровую стенку при граничных условиях I рода

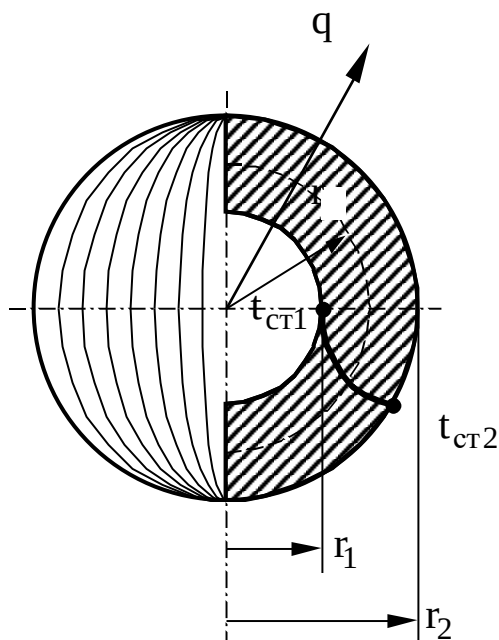


Рисунок 5.1 – Теплопроводность шаровой стенки

Имеется полый шар с внутренним r_1 и внешним r_2 радиусами и постоянным коэффициентом теплопроводности $\lambda = const$. Температура на внутренней поверхности – $t_{ст1}$, а на внешней – $t_{ст2}$, причём $t_{ст1} > t_{ст2}$. Дифференциальное уравнение теплопроводности при стационарном режиме записывается в сферических координатах в виде. Считаем, что температура меняется только вдоль радиуса r и не зависит от широты и долготы, поэтому дифференциальное уравнение теплопроводности преобразовывается в вид:

$$\nabla^2 t = \frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial t}{\partial r} = 0 \quad (5.1)$$

Для решения данного дифференциального уравнения второго порядка запишем граничные условия:

при $r = r_1$, $t = t_{ст1}$,

при $r = r_2$, $t = t_{ст2}$.

Если температура меняется вдоль радиуса шара, то закон Фурье имеет вид:

$$Q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial r} F, \text{ Вт.} \quad (5.2)$$

Поверхность шара равна $F = \pi d^2 = 4\pi r^2$.

После двойного интегрирования уравнения (5.1) и определения постоянных интегрирования получаем выражение для теплового потока через шаровую стенку

$$Q = \frac{2\pi\lambda(t_{\text{ср1}} - t_{\text{ср2}})}{\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2}} = \frac{4\pi\lambda(t_{\text{ср1}} - t_{\text{ср2}})}{\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}}, \text{ Вт.} \quad (5.3)$$

Плотность теплового потока через внутреннюю поверхность шара:

$$q_1 = \frac{Q}{F_1} = \frac{Q}{\pi d_1^2} = \frac{\lambda(t_{\text{ср1}} - t_{\text{ср2}})}{r_1^2 \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right)}, \text{ Вт/м}^2. \quad (5.4)$$

Плотность теплового потока через наружную поверхность шара:

$$q_2 = \frac{Q}{F_2} = \frac{Q}{\pi d_2^2} = \frac{\lambda(t_{\text{ср1}} - t_{\text{ср2}})}{r_2^2 \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right)}, \text{ Вт/м}^2. \quad (5.5)$$

Решением дифференциального уравнения (5.1) для температурного поля в шаровой стенке является:

$$t = t_{\text{ср1}} - \frac{t_{\text{ср1}} - t_{\text{ср2}}}{\left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right)} \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r} \right) = t_{\text{ср1}} - \frac{t_{\text{ср1}} - t_{\text{ср2}}}{\left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2} \right)} \left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d} \right). \quad (5.6)$$

Подставляя в уравнение (5.6) радиус r в метрах, можно определить температуру t в любой точке шаровой поверхности. Изотермические поверхности в этом случае являются шаровыми, т.е. температура в шаровой стенке меняется по закону гиперболы.

Для многослойной шаровой стенки из n слоёв тепловой поток определяется из выражения:

$$Q = \frac{4\pi(t_{\text{ср1}} - t_{\text{ср(n+1)}})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \left(\frac{1}{r_i} - \frac{1}{r_{i+1}} \right)} = \frac{2\pi(t_{\text{ср1}} - t_{\text{ср(n+1)}})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \left(\frac{1}{d_i} - \frac{1}{d_{i+1}} \right)}, \text{ Вт.} \quad (5.7)$$

Значения $t_{\text{ст}1}$ и $t_{\text{ст}(n+1)}$ в (5.7) задаются.

5.2 Теплопередача через одно- и многослойную шаровые стенки (граничные условия III рода)

Заданы: температуры горячей $t_{\text{ж}1}$ и холодной $t_{\text{ж}2}$ жидкостей $t_{\text{ж}1} > t_{\text{ж}2}$, внутренний r_1 и внешний r_2 радиусы, коэффициент теплопроводности λ и коэффициенты теплоотдачи со стороны холодной и горячей жидкостей α_1 и α_2 .

Найти: плотность теплового потока q , тепловой поток Q , температуры стенок $t_{\text{ст}1}$ и $t_{\text{ст}2}$.

Из закона сохранения энергии можно записать, что тепловой поток, подведённый к внутренней поверхности шара от горячей жидкости за счёт теплоотдачи, будет равен тепловому потоку, прошедшему через шар путём теплопроводности и этот же тепловой поток будет равен тепловому потоку от наружной поверхности шара к холодной жидкости.

$$\left. \begin{aligned} Q &= \alpha_1 \pi d_1^2 (t_{\text{ж}1} - t_{\text{ст}1}), \\ Q &= \frac{2\pi\lambda(t_{\text{ст}1} - t_{\text{ст}2})}{1/d_1 - 1/d_2}, \\ Q &= \alpha_2 \pi d_2^2 (t_{\text{ст}2} - t_{\text{ж}2}). \end{aligned} \right\} \quad (5.8)$$

Выражая из (5.8) разности температур и складывая почленно эти уравнения получаем выражение для теплового потока:

$$Q = \frac{\pi(t_{\text{ж}1} - t_{\text{ж}2})}{\frac{1}{\alpha_1 d_1^2} + \frac{1}{2\lambda} \left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2} \right) + \frac{1}{\alpha_2 d_2^2}}, \text{ Вт.} \quad (5.9)$$

Коэффициент теплопередачи через шаровую стенку:

$$K_{\text{ш}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1^2} + \frac{1}{2\lambda} \left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2} \right) + \frac{1}{\alpha_2 d_2^2}}, \text{ Вт/К.} \quad (5.10)$$

$$Q = K_{\text{ш}} \pi \Delta t, \text{ Вт.} \quad (5.11)$$

Для многослойной шаровой стенки коэффициент теплопередачи определяется из выражения:

$$K_{\text{III}\Sigma} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1^2} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda} \left(\frac{1}{d_i} - \frac{1}{d_{i+1}} \right) + \frac{1}{\alpha_1 d_{n+1}^2}}, \text{ ВТ/К.} \quad (5.12)$$

Если $\lambda_t = \lambda_0(1 + \beta_\lambda t)$:

$$t = \sqrt{\left(\frac{1}{\beta_\lambda} + t_{\text{сг1}} \right)^2 - \frac{Q}{2\lambda_0 \beta_\lambda} \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r} \right) - \frac{1}{\beta_\lambda}}. \quad (5.13)$$

6 ОБОБЩЕННЫЙ МЕТОД РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ СТАЦИОНАРНОЙ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ

6.1 Обобщённый метод

Первичными физическими величинами называют простые непосредственно наблюдаемые и измеряемые величины (линейный размер, скорость, температура, давление и так далее).

При решении задач для тел простой формы (пластина, цилиндр, шар) вводится понятие безразмерных величин: приведённой толщины стенки и безразмерной температуры θ :

$$\theta = \frac{\delta t}{\delta t_0} = \frac{g_x}{g_0} = \frac{t - t_{ct2}}{t_{ct1} - t_{ct2}}, \quad (6.1)$$

где g_x – избыточная температура (текущий температурный напор),
 g_0 – располагаемая избыточная температура (полный температурный напор),
 t – текущая температура,
 δt – избыточная температура,
 δt_0 – располагаемая температура.

В безразмерных координатах дифференциальное уравнение теплопроводности представляет собой уравнение прямой линии, для всех трёх геометрических форм – пластины, цилиндра, шара:

$$\theta = 1 - X, \quad (6.2)$$

где X – безразмерная координата.

θ и X изменяются в диапазоне от 0 до 1.

Для пластины:

$$X = \frac{x}{\delta}, \quad (6.3)$$

где x – текущая координата;

δ – толщина пластины.

Для цилиндра:

$$X = \frac{\ln(d / d_1)}{\ln(d_2 / d_1)}, \quad (6.4)$$

где r – текущий радиус.

Для шара:

$$X = \frac{\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d}}{\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2}}, \quad (6.5)$$

где d – текущий диаметр.

Определяя по формулам 6.3 – 6.5 X и θ можно найти температуру t в любой точке пластины, цилиндра или шара (по формуле 6.1).

6.2 Интенсификация процесса теплопередачи

Под интенсификацией теплообмена принято понимать суммарный эффект увеличения интенсивности теплоотдачи (теплопередачи) при заданных уровнях энергозатрат на перекачку теплоносителя и заданных его начальных и конечных температур. Все способы интенсификации теплопередачи можно разделить на: конструктивные и режимные.

Изменение конструкции теплопередающей поверхности с целью увеличения коэффициента теплопередачи можно осуществить за счет уменьшения термического сопротивления стенки (δ и λ) и термического сопротивления теплоотдачи со стороны меньшего коэффициента теплоотдачи. Для уменьшения термического сопротивления теплопроводности необходимо уменьшать толщину стенки теплопередающей поверхности и использовать материалы с высоким коэффициентом теплопроводности. Термическое сопротивление теплоотдачи можно уменьшить, если со стороны меньшего α увеличить поверхность теплообмена за счет оребрения до тех пор, пока $\alpha_1 F_1 \approx \alpha_2 F_2^{\text{оребр}}$. Дальнейшее оребрение не целесообразно, так как оно приведет только к увеличению стоимости аппарата без увеличения интенсивности теплообмена.

Режимные способы интенсификации теплоотдачи можно разделить на:

- увеличение скорости движения теплоносителя;
- воздействие на поверхность теплообмена (электрическим магнитным или акустическим полем);
- придание потоку вращательно-поступательного движения и турбулизация пограничного слоя (создание различных шероховатостей поверхности)

Нельзя рассматривать интенсификацию теплообмена изолировано от затрат энергии на перекачку теплоносителя. Только совместный технико-экономический анализ позволяет правильно оценить использование того или иного способа интенсификации теплопередачи.

7 НЕСТАЦИОНАРНАЯ ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ

Нагрев металла дляковки, штамповки и т.д. в нагревательной и термической печах происходит при нестационарном режиме, т.е. температура (t , °C) в металле изменяется не только в пространстве, но и во времени, $t = f(x, y, z, \tau)$

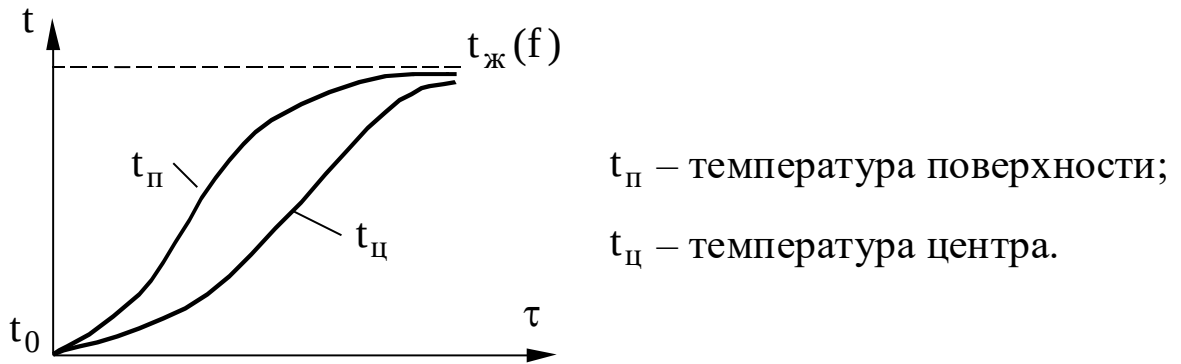


Рисунок 7.1 – Изменение температуры во времени

По мере нагрева температура в каждой точке асимптотически приближается к температуре греющей среды. Наиболее быстро изменяется температура по поверхности t_{Π} . Нестационарная теплопроводность наблюдается и при внезапном изменении температуры одного из теплоносителей. В этом случае не вся теплота будет передаваться через стенку, а часть её уйдёт на изменение энтальпии (внутренняя энергия самой стенки), и при наступлении стационарного режима вся теплота будет передаваться от одного теплоносителя к другому. Поэтому нестационарные процессы теплопроводности связаны с изменением внутренней энергии или энтальпии вещества. Нестационарные режимы теплопроводности могут быть периодическими или переходными. Переходные процессы характеризуются переходом из одного стационарного состояния в другое, они наиболее часто встречаются в практике. Периодические режимы – это такие режимы, при которых некоторые распределения температуры повторяются через определённые промежутки времени.

7.1 Общее решение уравнения одномерной теплопроводности

В общем случае, температура в любом теле изменяется в пространстве и времени, для трехмерного нестационарного поля $t = f(x, y, z, \tau)$ ДУ теплопроводности Фурье при отсутствии внутренних источников теплоты запишется:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) \quad (7.1)$$

где $a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p}$ – коэффициент теплопроводности, м²/с.

Данное уравнение описывает бесконечное множество процессов теплопроводности в телах любой формы.

Для получения конкретной задачи требуется определить также условия однозначности (физические, геометрические, начальные, граничные).

Если температура меняется только вдоль одной координаты, например Ох, то уравнение теплопроводности примет вид:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \cdot \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \quad (7.2)$$

Впервые уравнение 3.2 решал Фурье методом разделения переменных и получил общее решение ДУ для любого тела:

$$T = X \cdot F = (c_1 \cdot \cos kx + c_2 \cdot \sin kx) c_3 \cdot e^{-ak^2\tau} \quad (7.3)$$

где X – функция только координаты,
 F – функция только времени.

$$\pm k^2 = \frac{1}{X} \frac{d^2 X}{dx^2} = \frac{1}{a} \cdot \frac{1}{F} \cdot \frac{dt}{d\tau} \quad (7.4)$$

Фурье решил уравнение 3.2 только для тел классической формы: бесконечная по высоте и ширине пластина, бесконечный по высоте цилиндр и шар.

7.2 Охлаждение (нагревание) неограниченной пластины

Рассмотрим процесс охлаждения плоской стенки толщиной $2l$.

Совместим ось температур с осью пластины.

Считаем, что коэффициент теплоотдачи одинаков для всех точек пластины. Температура изменяется только вдоль оси Ох. Охлаждение происходит в среде с постоянной температурой $t_{\text{ж}} = \text{const}$.

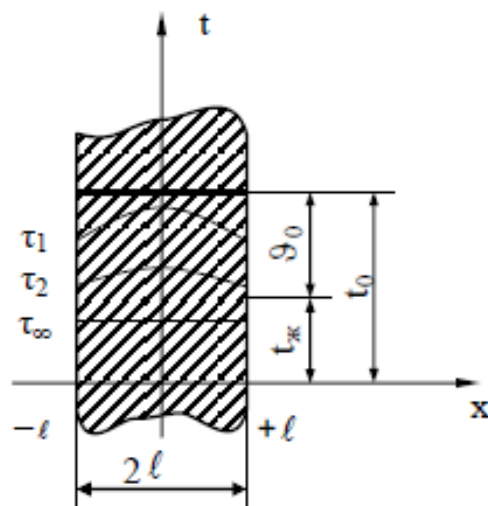


Рисунок 7.2 – Распределение температур в плоской стенке

где t_0 – начальная температура пластины,
 $t_{\text{ж}} < t_0$, значит идет процесс охлаждения,
 $v_0 = t_0 - t_{\text{ж}}$ – располагаемая избыточная температура,
 $v = t - t_{\text{ж}}$ – текущая избыточная температура.

Так как задача одномерная, то ДУ теплопроводности 7.2 через избыточную температуру запишется:

$$\frac{\partial \vartheta}{\partial \tau} = a \cdot \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial x^2} \quad (7.5)$$

Для решения этого уравнения необходимо иметь граничные условия:

- начальные условия $\tau = 0$

$$v = t_0 - t_{\text{ж}} = v_0$$

$$-l \leq x \leq +l$$

- граничные условия

на поверхности заданы граничные условия III рода.

Решение уравнения 7.2 в соответствии с 7.3 будет иметь вид:

$$\vartheta = (c_1 \cos kx + c_2 \sin kx) c_3 \cdot e^{-ak^2 \tau} \quad (7.6)$$

Используя начальные и граничные условия для получения постоянных интегрирования c_1 , c_2 и c_3 можно получить трансцендентное уравнение вида:

$$P = k \cdot l$$

$$\operatorname{ctg} P = \frac{P}{\frac{\alpha l}{\lambda}} = \frac{P}{Bi} \quad (7.7)$$

Трансцендентное уравнение – неалгебраическое уравнение, обычно содержит показательные, логарифмические, тригонометрические и обратные тригонометрические функции.

Трансцендентное уравнение наиболее просто решается графическим способом. Обозначим левую часть уравнения $y_1 = \operatorname{ctg} P$, а правую $y_2 = \frac{P}{Bi}$. Пересечение линий y_1 и y_2 дает значение корней уравнения, т.е. P .

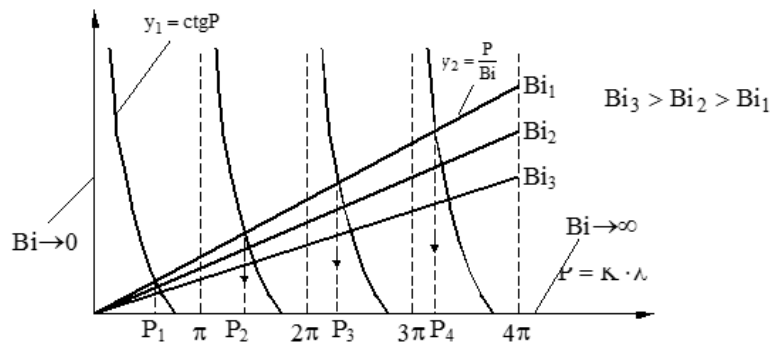


Рисунок 7.3 – Графическое решение трансцендентного уравнения

Из рисунка видно, что уравнение 7.7 имеет бесконечное количество корней для каждого числа Bi .

При $Bi \rightarrow \infty$ прямая $y_2 = \frac{P}{Bi}$ совпадает с осью абсцисс и корни уравнения будут равны $P_1 = \frac{\pi}{2}, P_2 = \frac{3}{2}\pi, P_3 = \frac{5}{2}\pi \dots P_n = \frac{(2n-1)}{2}\pi$.

При $Bi \rightarrow 0$ прямая $y_2 = \frac{P}{Bi}$ совпадает с осью ординат и тангенс угла наклона прямой стремится к бесконечности, при этом корни уравнения будут равны $P_1 = 0, P_2 = \pi, P_3 = 2\pi \dots P_n = (n-1)\pi$.

Для каждого значения $0 \leq Bi \leq \infty$ решение ДУ 7.2 будем искать в виде бесконечного ряда:

$$\vartheta = \sum_{i=1}^{\infty} c_i \cdot \cos\left(P_i \cdot \frac{x}{l}\right) e^{-P_i \frac{\alpha x}{l^2}} \quad (7.8)$$

Фурье первый решил это уравнение и определил постоянные интегрирования c_i . Окончательно решение уравнения 7.2 для бесконечной

пластины через бесконечную температуру получено в виде бесконечного быстро сходящегося ряда Фурье:

$$\theta = \frac{\vartheta}{\vartheta_0} = \sum_{i=1}^{\infty} \frac{2 \sin P_i}{P_i + \sin P_i \cos P_i} \cos \left(P_i \cdot \frac{x}{l} \right) e^{-P_i^2 \frac{a\tau}{l^2}} \quad (7.9)$$

где x – расстояние от оси до точки сечения,

$\frac{a\tau}{l^2} = Fo$ – число подобия Фурье (безразмерное время).

По формуле 7.9 можно определить безразмерную температуру θ , а затем размерную температуру, задавшись расстоянием от оси пластины x в метрах.

Так как вычисления сложные, с достаточной точностью можно ограничиться первыми 4 корнями, тогда ошибка не превысит 0,4%.

В литературе приведены значения первых 4 корней для различных значений числа Bi , для некоторых значений числа Bi корни представлены в таблице 7.1.

Таблица 7.1 – Корни уравнения

Bi	P_1	P_2	P_3	P_4
0	0	3,14	6,28	9,42
1,0	0,86	3,43	6,44	9,53
∞	1,57	4,71	7,85	11

Исследования показали, что для пластины при $Fo \geq 0,3$ ряд 7.9 становится настолько быстросходящимся, что с точностью 99,9% можно ограничиться только первым членом ряда:

$$\theta = \frac{t - t_{жс}}{t_0 - t_{жс}} = \frac{2 \sin P_1}{P_1 + \sin P_1 \cos P_1} \cos \left(P_1 \cdot \frac{x}{l} \right) e^{-P_1^2 \cdot Fo} \quad (7.10)$$

И все равно это очень сложные вычисления.

Поэтому только для поверхности и середины пластины построены графики (номограммы), по которым очень легко решать эту задачу.

Решение 7.9 можно представить в обобщенных переменных:

$$\theta = f(X, Bi, Fo) \quad (7.11)$$

где $X = \frac{x}{l}$ – безразмерная координата.

Номограммы для каждого классического тела бывают двух видов:

для $\frac{x}{l} = 0$ – центр пластины (цилиндра, шара),

для $\frac{x}{l} = 1$ – поверхность тела.

Зависимость 7.11 справедлива также для цилиндра и шара.

Эти номограммы имеют вид:

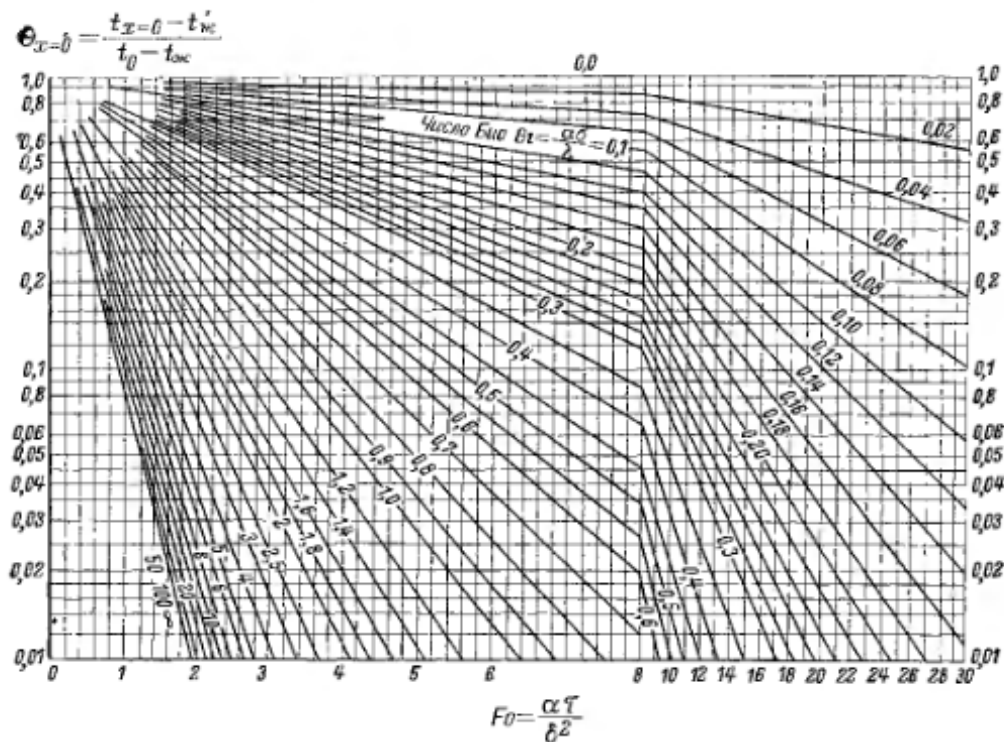


Рисунок 7.4 – Номограмма для решения задачи нестационарной теплопроводности

Безразмерная температура для процесса нагрева определяется ($t_{ж} = \text{const}$):

$$\theta_{\text{нагр}} = \frac{t_{жс} - t}{t_{жс} - t_0} \quad (7.12)$$

Для процесса охлаждения:

$$\theta_{\text{охл}} = \frac{t - t_{жс}}{t_0 - t_{жс}} \quad (7.13)$$

Данные номограммы позволяют решать два типа задач:

Прямая задача

Определить температуру на поверхности (в середине) тела через определенное время пребывания в среде с заданной температурой. Также задаются размеры тела, физические условия, граничные условия и начальные условия.

Порядок решения:

1 – расчет числа $Bi = \frac{\alpha l}{\lambda}$

2 – расчет числа $Fo = \frac{\alpha \tau}{l^2}$.

Здесь l – характерный размер. Его выбор зависит от симметричности нагрева (охлаждения). При симметричном нагреве/охлаждении характерный размер равен половине толщины пластины либо радиусу цилиндра. При несимметричном нагреве характерный размер – вся толщина или диаметр.

3 – определение безразмерной избыточной температуры по номограмме $\theta = f(Bi, Fo)$

4 – определение размерной температуры по безразмерной.

Обратная задача

Определить время, за которое температура тела достигнет определенного значения. Также заданы размеры тела, физические условия, граничные условия и начальные условия.

Порядок решения:

1 – расчет θ .

2 – расчет Bi .

3 – определение Fo по номограммам.

4 – определение размерного времени по безразмерному времени.

Номограммы построены только для центра и поверхности тела классических форм. В любом сечении тела температура определяется путем решения 7.10.

7.3 Частные случаи охлаждения неограниченной пластины

Решение ДУ одномерной теплопроводности для неограниченной пластины предполагает три характерных случая:

1. $Bi \rightarrow \infty$ (на практике $Bi > 100$)

$$Bi = \frac{\alpha l}{\lambda} \Rightarrow \alpha \rightarrow \infty$$

Значит, при охлаждении температура на поверхности пластины становится сразу равной t_{oc} . Покажем это графически.

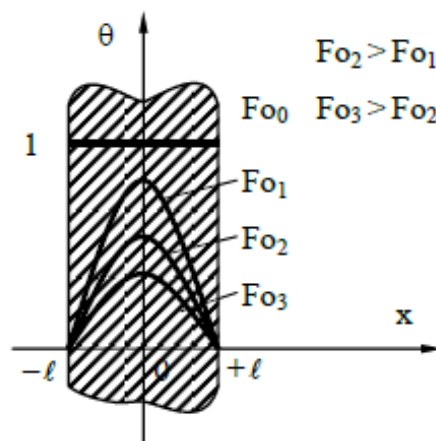


Рисунок 7.5 – Распределение температур в сечении бесконечной пластины при $Bi \rightarrow \infty$

2. $Bi \rightarrow 0$ (на практике $Bi < 0,5 / 0,25$)

$$Bi = \frac{\alpha l}{\lambda} \Rightarrow \alpha \rightarrow 0,$$

Процесс выравнивания температуры в теле происходит значительно быстрее, чем отвод теплоты с поверхности пластины, *т.е. практически нет теплообмена между поверхностью и средой*. Тогда температура в центре пластины будет равна температуре на поверхности.

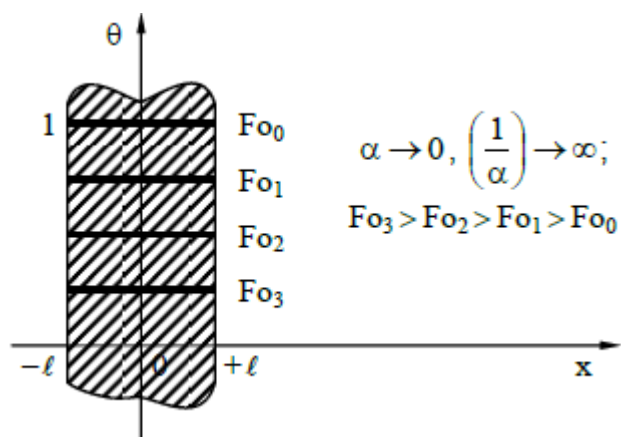


Рисунок 7.6 – Распределение температур в сечении бесконечной пластины при $Bi \rightarrow 0$

3. Реальный случай

$$0 < Bi < \infty \quad (0,5 < Bi < 100)$$

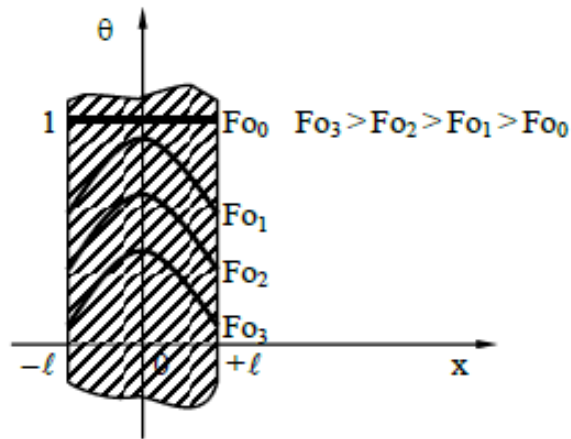


Рисунок 7.7 – Распределение температур в сечении бесконечной пластины при $0 < Bi < \infty$

7.4 Зависимость процесса охлаждения (нагрева) от формы и размеров тела

Скорость распределения температуры в теле зависит от отношения площади поверхности тела к его объему. Чем больше это отношение, тем быстрее тело будет нагреваться и охлаждаться.

Если половина толщины пластины $l = r_{\text{цил}} = r_{\text{шара}}$, а $\lambda_{\text{пласт}} = \lambda_{\text{цил}} = \lambda_{\text{шара}}$, то для них отношение поверхности к объему тела (1:2:3), т.е. отношение поверхности к объему шара в 3 раза больше, чем для пластины и в 1,5 раза больше для цилиндра, т.е. шар быстрее всего нагреется и охладится.

Определение температуры тел конечных размеров осуществляется методом перемножения решений, то есть произведение безразмерных температур классических тел, из которых образовано тело произвольной формы, дает безразмерную температуру тела произвольной формы. Учитывая, что параллелепипед образован пересечением трех безграничных пластин с характерными размерами (x, y, z),

$$\theta = \theta_{nl1} \cdot \theta_{nl2} \cdot \theta_{nl3}$$

Безразмерная температура определяется по номограммам для каждой пластины отдельно:

$$\theta_{nl} = f(Bi_{nl}, Fo_{nl}).$$

Цилиндр конечной длины образуется пересечением бесконечных пластины и цилиндра. Безразмерная температура определяется:

$$\theta = \theta_{nl} \cdot \theta_{\text{цил}} = f(Bi_{nl}, Fo_{nl}) \cdot f(Bi_{\text{цил}}, Fo_{\text{цил}}).$$

7.5 Регулярный режим охлаждения/ нагрева тел

Регулярный режим – режим с постоянным темпом охлаждения/нагрева тела, $m = \text{const}$.

Темп охлаждения/нагрева показывает относительную скорость изменения температуры в теле и выражается:

$$m = -\frac{1}{\vartheta} \frac{\partial \vartheta}{\partial \tau}, 1/c \quad (7.14)$$

Регулярный режим для пластины наступает при $Fo \geq 0,3$, а для цилиндра при $Fo \geq 0,25$.

Анализ решения ДУ теплопроводности показывает, что решение для тел любой формы имеет одинаковую структуру (сумма бесконечного ряда), например для пластины:

$$\vartheta = \sum_{i=1}^{\infty} c_i \cdot \cos\left(P_i \cdot \frac{x}{l}\right) e^{-P_i^2 \cdot \frac{a\tau}{l^2}} \quad (7.15)$$

где c_i – постоянный коэффициент, свой для каждого члена ряда, не зависит ни от координат, ни от времени и определяется из начальных условий.

Второй множитель обозначаем $U_i = \cos\left(P_i \cdot \frac{x}{l}\right)$, он является функцией координаты x .

Экспонента убывает пропорционально времени τ .

Комплекс обозначаем $P_i^2 \cdot \frac{a}{l^2} = m$ – темп охлаждения. Тогда 7.15 примет вид:

$$\vartheta = \sum_{i=1}^{\infty} c_i \cdot U_i \cdot e^{-m \cdot \tau} \quad (7.16)$$

где m – постоянное число, которое будет изменяться для каждого члена ряда, причем $m_1 < m_2 < \dots < m_n$.

При малых значениях τ распределение температуры внутри тела и скорость изменения температуры во времени в отдельных точках тела зависят от начального распределения температур. В этом случае температурное поле определяется не только первым, но и последующими членами ряда.

Первый период охлаждения, при котором скорость изменения температуры внутри тела зависит от вида начального распределения температуры в теле, называется **неупорядоченной стадией** охлаждения.

Начиная с некоторого времени $\tau > \tau_1$ начальные условия начинают играть второстепенную роль и процесс определяется только условиями охлаждения на границе тела и среды, физическими и геометрическими условиями. Вторая стадия процесса охлаждения называется **регулярным режимом**. В этом случае температурное поле описывается первым членом ряда.

$$\vartheta = c_1 \cdot U_1 \cdot e^{-m_1 \cdot \tau} \quad (7.17)$$

Логарифмируя 7.17 и опуская индексы получаем:

$$\ln \vartheta = -m\tau + c(x, y, z) \quad (7.18)$$

Из 7.18 следует, что натуральный логарифм избыточной температуры для всех точек изменяется во времени по линейному закону.

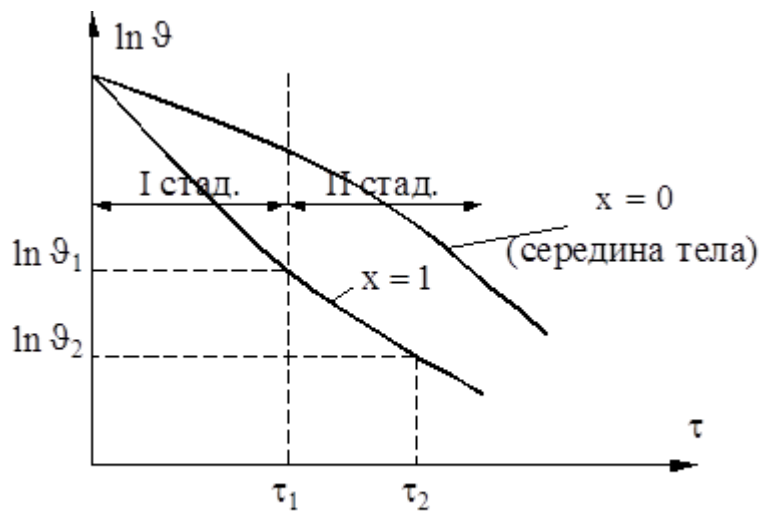


рис. 9.10

Рисунок 7.8 – Стадии охлаждения тела

Дифференцируя 7.18 получим:

$$\frac{1}{\vartheta} \frac{\partial \vartheta}{\partial \tau} = -m = const \quad (7.19)$$

Величина m измеряется в 1/с и называется темпом охлаждения. При наступлении регулярного режима темп охлаждения не зависит ни от координат, ни от времени и является величиной постоянной для всех точек тела. Темп охлаждения характеризует относительную скорость изменения температуры в теле и зависит только от физических свойств тела, условий охлаждения на поверхности и формы и размеров тела.

При длительном охлаждении ($\tau \rightarrow \infty$, $Fo \rightarrow \infty$), все точки охлаждаемого тела будут иметь температуру, равную температуре окружающей среды, наступает стационарное состояние (режим).

На основании регулярного режима разработаны методы определения теплофизических свойств: коэффициента теплопроводности, температуропроводности, степени черноты и пр.

Согласно первой теореме Кондратьева, темп охлаждения — это относительная скорость изменения температуры в теле, прямо

пропорциональная среднему коэффициенту теплоотдачи, поверхности тела и обратно пропорциональна его теплоемкости:

$$m = \psi \frac{\bar{\alpha} F}{c} \quad (7.20)$$

где ψ – коэффициент неравномерности распределения температуры в теле, зависит от условий охлаждения на поверхности тела,

c – теплоемкость тела,

$\bar{\alpha}$ – средний коэффициент теплоотдачи на поверхности тела,

F – площадь поверхности тела.

Для определения зависимости ψ от числа Bi , учитывающего условия протекания процесса на поверхности тела, рассмотрим два предельных случая:

$$1 - Bi \rightarrow 0$$

В этом случае $\alpha \rightarrow 0$ и распределение температуры в теле не зависит от размеров и физических свойств тела, поэтому температура по поверхности будет равна температуре в центре тела, $\psi = 1$.

$$1 - Bi \rightarrow \infty$$

$\alpha \rightarrow \infty$, и температура на поверхности тела принимает постоянное значение, равное температуре окружающей среды, коэффициент неравномерности температуры $\psi = 0$.

При $Bi \rightarrow \infty$ ($\alpha \rightarrow \infty$) темп охлаждения m становится прямо пропорциональным коэффициенту теплопроводности – вторая теорема Кондратьева:

$$a = Km_{\infty} \quad (7.21)$$

Коэффициент K зависит от формы и размеров тела.

7.6 Приближенные методы решения задач нестационарной теплопроводности

Решение ДУ теплопроводности получено Фурье только для тел классической формы. Реальные тела отличаются по форме от классических тел и для них аналитического решения нет, а применяются численные или графические методы, которые дают приближённое решение.

Аналитическое решение позволяет определить температуру в любой точке тела, численные методы позволяют определить температуру только в некоторых узловых точках.

Существуют следующие методы решения задач нестационарной теплопроводности:

- 1) Метод конечных разностей (метод сеток);
- 2) метод конечных элементов;
- 3) метод граничных элементов

- 4) метод аналогий
- 5) метод прогонки;
- 6) метод переменных направлений;
- 7) метод расщепления;
- 8) метод суммарной аппроксимации и др.

8 КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН

8.1 Основные положения конвективного теплообмена

Конвекция возможна только в движущейся среде, в которой перенос теплоты связан с переносом самой среды – т.е. в жидкостях и капельных жидкостях (в твердых телах возможна только теплопроводность).

Конвекция – перенос теплоты жидкостью из области с одной температурой в область с другой температурой, который всегда сопровождается теплопроводностью (за счет соударений молекул).

Если в единицу времени через единицу контрольной поверхности нормально к ней проходит масса жидкости

$$\rho \vec{w}, \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}),$$

где w – скорость,

ρ – плотность жидкости,

то вместе с ней переносится плотность теплового потока:

$$\vec{q}_{\text{конв}} = \rho \vec{w} i, \quad (8.1)$$

где i – удельная энтальпия.

Конвекция всегда сопровождается теплопроводностью, так как при движении жидкости неизбежно происходит соударение молекул, имеющих различные температуры. Следовательно, плотность теплового потока за счет конвективного теплообмена складывается из плотностей теплового потока за счет теплопроводности и за счет конвекции:

$$\vec{q} = \vec{q}_{\text{т.пров}} + \vec{q}_{\text{конв}} = -\lambda \nabla t + \rho \vec{w} i \quad (8.2)$$

Основной закон конвективного теплообмена – закон теплоотдачи Ньютона-Рихмана: плотность теплового потока прямопропорциональна разности температур поверхности тела и среды:

$$q = \bar{\alpha} (t_{\text{ст}} - t_{\text{жс}}), \quad (8.3)$$

где $\bar{\alpha}$ – средний коэффициент конвективной теплоотдачи, определяется как среднеинтегральная величина по поверхности теплообмена:

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{F} \int_0^F \alpha dF, \quad (8.4)$$

где α – локальный (местный) коэффициент теплоотдачи – количество теплоты, воспринимаемое единицей поверхности в единицу времени при разности температур между стенкой и средой в 1 градус. Вт/(м²·К).

В общем случае коэффициент теплоотдачи переменен по поверхности тела.

Экспериментально установлено, что коэффициент теплоотдачи зависит от формы и размеров тела, режима движения, скорости и температуры жидкости, физических свойств, вида теплообмена, разности температур (температурного напора). Функциональную зависимость коэффициента теплоотдачи от этих факторов можно представить в виде:

$$\alpha = f(w, a, \lambda, c, \rho, \beta, \nu, \mu, L_1, L_2, L_3, \Delta t, t_{cm} \dots) \quad (8.5)$$

Для капельных жидкостей с увеличением температуры вязкость уменьшается, для газов – растет.

Свойство газа изменять плотность с изменением температуры (с увеличением температуры плотность газа уменьшается) называется коэффициентом объемного расширения:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p = \frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p, \text{ 1/К.} \quad (8.6)$$

Коэффициент β показывает изменение плотности (объема) при изменении температуры на 1 градус в изобарном процессе. Только для газов $\beta = \frac{1}{T}$, для капельных жидкостей его значения берут из таблиц.

Способность газа изменять плотность при изменении давления называется сжимаемостью газа. Коэффициент изотермического сжатия определяется:

$$\varepsilon = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial p} \right)_T = -\frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_T, \text{ 1/К.} \quad (8.7)$$

Исходя из уравнения 8.2, чтобы аналитически описать процесс конвективного теплообмена, т.е. определить плотность теплового потока в любой точке движущейся среды, должны быть известны поля температур, удельные энтальпии и поля скоростей. Так как удельная энтальпия является функцией состояния, то ее зависимость от температуры определяется:

$$dh = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p dT + \left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_T dp. \quad (8.8)$$

Для идеального газа $dh = c_p dT$, т.е. зная поле температур, можно определить поле энтальпий.

Таким образом, для определения плотности теплового потока необходимо располагать системой дифференциальных уравнений, описывающих поля скоростей и температур, а также условиями однозначности.

К этим ДУ относятся:

- уравнение сплошности (неразрывности) потока,
- ДУ движения (Навье-Стокса),
- ДУ энергии.

8.2 Уравнение сохранения энергии

При выводе законов сохранения, вещество рассматриваем как сплошную непрерывную среду, а характеристики процессов переноса являются непрерывными функциями координат и времени.

Выделим в теле произвольный объем V , ограниченный контрольной (проницаемой и неподвижной) поверхностью F и содержащие внутренние источники теплоты, с объемной плотностью q_v (Вт/м³). При выделении теплоты $q_v > 0$, при поглощении $q_v < 0$.

Через единицу контрольной поверхности F в единицу времени из объема V уходит тепловой поток с поверхностной плотностью q . Уравнение теплового баланса этого объема можно записать в виде:

$$\int_V Q dV + \int_F q dF = \int_V q_v dV, \quad (8.9)$$

где Q – изменение объемной плотности теплового потока (количество теплоты в единице объема в единицу времени), Вт/м³;

q – вектор плотности теплового потока, проходящего через единицу поверхности в единицу времени, Вт/м²,

q_v – объемная плотность внутренних источников теплоты, Вт/м³.

Согласно теореме Гаусса-Остроградского:

$$\int_F q dF = \int_V \text{div} q dV, \quad (8.10)$$

где $\text{div} q$ – дивергенция вектора теплового потока.

Подставляя (8.10) в (8.9) получаем:

$$\int_V Q dV + \int_V \text{div} q dV = \int_V q_v dV, \quad (8.11)$$

или $Q + \text{div} q = q_v$.

Количество теплоты в единице объема в единицу времени Q можно записать через теплоемкость, плотность среды и изменение ее температуры $Q = c_p \rho \frac{\partial T}{\partial \tau}$, для изобарных процессов $c = c_p$, и считая $\lambda = const$, тогда

$$c_p \rho \frac{\partial T}{\partial \tau} - \lambda \nabla^2 T = q_v, \quad (8.12)$$

где ∇^2 – оператор Лапласа. В прямоугольных координатах имеет вид:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \frac{q_v}{c_p \rho}, \quad (8.13)$$

где $a = \frac{\lambda}{c_p \rho}$ – коэффициент температуропроводности, м²/с.

Это дифференциальное уравнение теплопроводности (Фурье) показывает распределение температуры в теле (температурное поле) с учетом внутренних источников теплоты.

Оно же является уравнением энергии.

Для стационарного температурного поля:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0, \quad (8.14)$$

Температурное поле зависит от геометрии тела и распределения температуры на его границах.

Перенос теплоты в движущейся среде определяется теплопроводностью:

$$q = -\lambda \text{grad} T + c_p \rho T w, \quad (8.15)$$

$$c_p \rho \frac{\partial T}{\partial \tau} - \text{div}(\lambda \text{grad} T) + c_p \rho \text{div}(T w) = q_v, \quad (8.16)$$

В прямоугольных координатах:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \nabla^2 T + \frac{q_v}{c_p \rho}, \quad (8.17)$$

Уравнение (8.17) – уравнение энергии, которое описывает конвективный перенос теплоты в движущейся среде при наличии внутренних источников теплоты, которое описывает бесконечное множество процессов конвективного теплообмена. Для единственности решения дифференциальное уравнение (8.17)

должно быть дополнено краевыми условиями и условиями однозначности, которые включают геометрические, физические, граничные (I, II, III, IV родов).

8.3 Уравнение сплошности (или неразрывности) потока

В основе вывода дифференциального уравнения неразрывности лежит закон сохранения массы: сколько массы втекает в объём, столько же должно и вытекать.

$$dV = dx dy dz$$

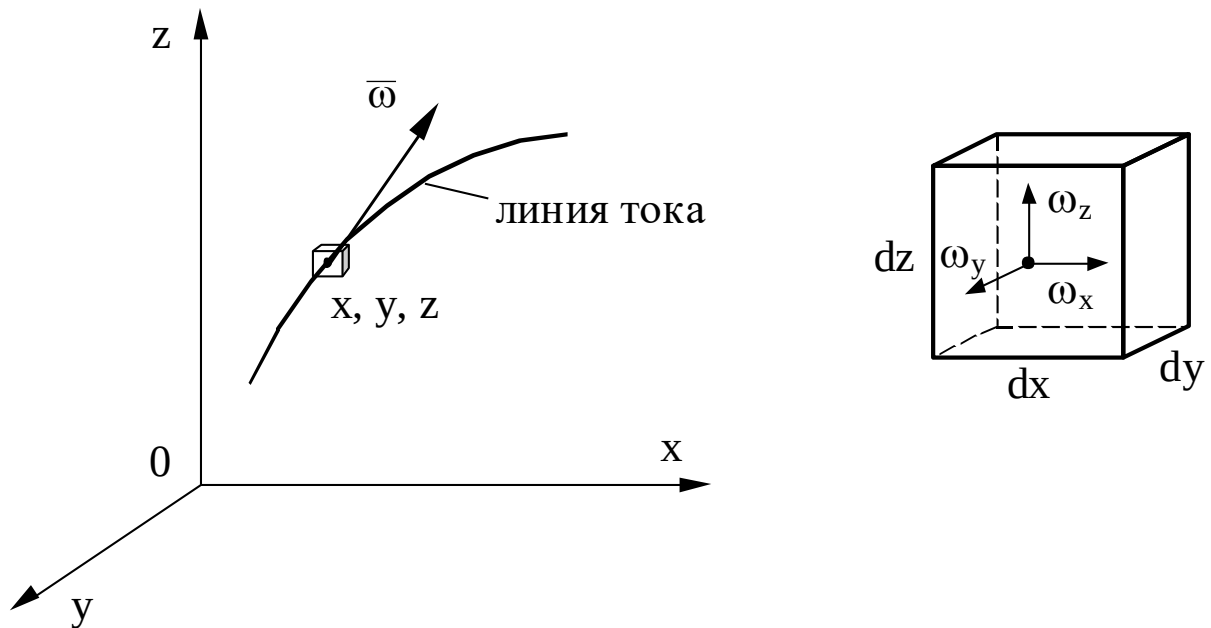


Рисунок 8.1 – К выводу уравнения неразрывности

Элемент объёма жидкости (dx, dy, dz) располагается в произвольной точке пространства с координатами (x, y, z) и движется вдоль линии тока со скоростью w , проекции которой на оси будут равны w_x, w_y, w_z . Состояние жидкости и свойство переноса в точке (x, y, z) имеет свойства T, p, ρ, μ .

Считая плотность жидкости постоянной, масса жидкости в объёме (dx, dy, dz) должна сохраняться постоянной как при стационарном (скорость не изменяется во времени), так и при нестационарном режимах течения. Результирующий массовый расход жидкости через шесть граней должен быть равен нулю.

Массовый расход жидкости вдоль оси x через единицу площади будет равен $\rho \cdot w_x$, кг/(м²·с).

Массовый расход жидкости через левую грань элементарного объёма будет равен $\rho w_x dy dz$, кг/с.

Разность массовых расходов жидкости через две перпендикулярные оси x грани или скорость накопления массы в элементе (dx, dy, dz) будет равна

$$\rho dx dy dz \frac{\partial w_x}{\partial x}, \quad (8.18)$$

Аналогично для осей Y и Z:

$$\rho dx dy dz \frac{\partial w_y}{\partial y}, \quad (8.19)$$

$$\rho dx dy dz \frac{\partial w_z}{\partial z}. \quad (8.20)$$

При условии постоянной плотности ($\rho = const$) уравнение неразрывности потока получаем путём сложения скоростей накопления массы и приравнявая к нулю эту сумму массовых расходов через все шесть граней:

$$\rho dx dy dz \left(\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} + \frac{\partial w_z}{\partial z} \right) = 0. \quad (8.21)$$

Т.к. $\rho dx dy dz \neq 0$, то, следовательно,

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} + \frac{\partial w_z}{\partial z} = 0. \quad (8.22)$$

Уравнение (8.22) – дифференциальное уравнение сплошности потока для несжимаемой жидкости).

В векторной форме уравнение сплошности (неразрывности) запишется:

$$\operatorname{div} w = 0. \quad (8.23)$$

Для сжимаемой жидкости (т.е. для жидкости с переменной плотностью) разность между скоростью прихода массы в элемент и скоростью ухода массы из элемента равна скорости накапливания массы элементом объёма:

$$-\frac{\partial \rho}{\partial \tau} = \frac{\partial(\rho w_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w_z)}{\partial z}. \quad (8.24)$$

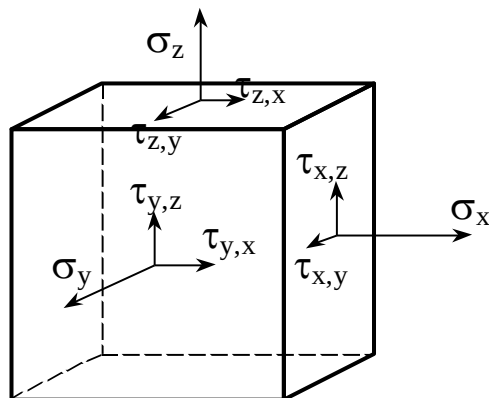
Уравнение (8.24) – уравнение неразрывности для сжимаемой жидкости)

В векторной форме:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} = -\operatorname{div} \rho w. \quad (8.25)$$

Избыток массы обуславливается изменением плотности жидкости в объёме, равен изменению массы данного объёма во времени.

8.4 Уравнение движения (уравнение Навье-Стокса)



τ – касательное напряжение,
 σ – нормальное напряжение.

Рисунок 8.2 – К выводу уравнения движения

Для вывода уравнения движения используют закон сохранения количества движения.

Закон сохранения количества движения – изменение количества движения в элементе объёма жидкости (dx, dy, dz) равно результирующей всех внешних сил, приложенных к поверхности и объёму элемента.

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{скорость накопления} \\ \text{количества движения} \\ \text{в элементарном объёме} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{скорость прихода} \\ \text{количества движения} \\ \text{в элементарный объём} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{l} \text{скорость выхода} \\ \text{количества движения} \\ \text{из элементарного объёма} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{сумма всех сил} \\ \text{действующих на} \\ \text{элементарный объём} \end{array} \right\}$$

Количество движения по определению равно произведению массы ($m = \rho dx dy dz$) выделенного элемента жидкости на скорость его движения.

$m \cdot \vec{w}$ – вектор количества движения.

Закон сохранения количества движения можно представить в векторной форме или в форме трёх скалярных уравнений. При выводе уравнения движения учитываем поверхностные силы на трёх из шести граней объёма. На каждой грани для описания полной силы, действующей на эту грань, достаточно одного нормального и двух касательных напряжений. Силы, обусловленные электрической природой, гравитацией и магнетизмом и их проекции на оси обозначаем через X, Y, Z. Три нормальных напряжения $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ обусловлены давлением и трением при растяжении элементов. Шесть касательных напряжений τ обусловлены степенью сдвига, и только три касательных напряжения независимы. Касательные напряжения с одинаковыми, но расположенными в разном порядке индексами равны:

$$\tau_{xy} = \tau_{yx}, \tau_{zx} = \tau_{xz}, \tau_{yz} = \tau_{zy}.$$

Сумму сил в направлении X, Y, Z, приложенных к элементу объёма можно представить в виде:

$$X \cdot dx dy dz + \frac{\partial(\sigma_x dy dz)}{\partial x} dx + \frac{\partial(\tau_{x,y} dx dz)}{\partial y} dy + \frac{\partial(\tau_{z,x} dx dy)}{\partial z} dz \quad (8.26).$$

Аналогично для осей Y и Z. Каждая из этих величин равна скорости изменения количества движения массы жидкости $\rho dx dy dz$, находящейся в данный момент в точке x, y, z.

Полная производная оценивает действительное ускорение, которое испытывает частица материи или субстанции проходя вдоль линии тока в поле скорости. Полная производная для составляющей скорости вдоль оси OX будет равна:

$$\frac{Dw_x}{D\tau} = \frac{\partial w_x}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_x}{\partial y} + w_z \frac{\partial w_x}{\partial z}. \quad (8.27)$$

Аналогично для w_y и w_z .

$$\frac{Dw_y}{D\tau} = \frac{\partial w_y}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial w_y}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_y}{\partial y} + w_z \frac{\partial w_y}{\partial z}. \quad (8.28)$$

$$\frac{Dw_z}{D\tau} = \frac{\partial w_z}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial w_z}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_z}{\partial y} + w_z \frac{\partial w_z}{\partial z}. \quad (8.29)$$

Скорость изменения во времени составляющих количества движения вдоль соответствующих осей OX, OY, OZ будет:

$$\rho dx dy dz \frac{Dw_x}{D\tau}, \rho dx dy dz \frac{Dw_y}{D\tau}, \rho dx dy dz \frac{Dw_z}{D\tau}.$$

Тогда, три скалярных уравнения закона сохранения количества движения будут иметь вид:

$$\left. \begin{aligned} \rho \frac{Dw_x}{D\tau} &= X + \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \\ \rho \frac{Dw_y}{D\tau} &= Y + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} \\ \rho \frac{Dw_z}{D\tau} &= Z + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} \end{aligned} \right\} \quad (8.30)$$

Стокс предположил, что в движущихся жидкостях и газах напряжения пропорциональны не деформациям, как в твёрдых упругих телах (закон Гука), а скорости деформации (закон трения Стокса). Схема деформации элементов со сдвигом в плоскости X, Y показана на рисунке 8.3.

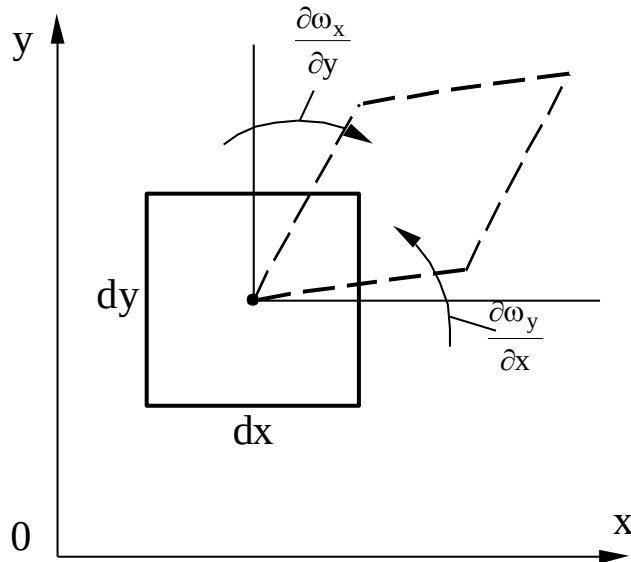


рис. 11.3.

Рисунок 8.3 – Схема деформации элементов со сдвигом в плоскости X, Y

Для получения τ_{xy} скорость угловой деформации умножим на вязкость:

$$\tau_{xy} = \mu \left(\frac{\partial w_x}{\partial y} + \frac{\partial w_y}{\partial x} \right) = \tau_{yx},$$

$$\tau_{yz} = \mu \left(\frac{\partial w_y}{\partial z} + \frac{\partial w_z}{\partial y} \right) = \tau_{zy},$$

$$\tau_{xz} = \mu \left(\frac{\partial w_x}{\partial z} + \frac{\partial w_z}{\partial x} \right) = \tau_{zx}.$$

Для нормальных напряжений σ_x , σ_y , σ_z , обусловленных растяжением элемента, используют зависимости вида:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x &= -p + 2\mu \frac{\partial w_x}{\partial x} \\ \sigma_y &= -p + 2\mu \frac{\partial w_y}{\partial y} \\ \sigma_z &= -p + 2\mu \frac{\partial w_z}{\partial z} \end{aligned} \right\} \quad (8.31)$$

Подставляя (8.31) и τ в (8.30) мы получаем уравнение движения для несжимаемой жидкости или уравнение Навье-Стокса:

$$\begin{cases} \rho \frac{Dw_x}{D\tau} = X - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial z^2} \right), \\ \rho \frac{Dw_y}{D\tau} = Y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 w_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial z^2} \right), \\ \rho \frac{Dw_z}{D\tau} = Z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial z^2} \right); \end{cases} \quad (8.32)$$

Если на движущийся поток жидкости действует сила гравитации, а нет электрических и магнитных сил, то массовые силы вдоль осей X, Y, Z будут равны:

$$X = \rho g_x, \quad Y = \rho g_y, \quad Z = \rho g_z,$$

где g_x, g_y, g_z – проекции вектора ускорения свободного падения на оси.

В векторной форме окончательное уравнение движения (или уравнение Навье-Стокса) для движущейся жидкости в гравитационном поле имеет вид:

$$\rho \frac{D\vec{\omega}}{D\tau} = \rho \vec{g} - \nabla \vec{p} + \mu \nabla^2 \vec{\omega}, \quad \left[\frac{\text{Н}}{\text{м}^3} \right] \quad (8.33)$$

ускорение массы на единицу объёма

силы гравитации, действующие на элемент, приходящийся на единицу объёма

силы давления, действующие на элемент, приходящийся на единицу объёма

силы трения от вязкости, действующие на элемент, приходящийся на единицу объёма

Уравнение Навье-Стокса подтверждает второй закон Ньютона: произведение массы на ускорение равно сумме сил. Т.е. уравнение баланса количества движения соответствует второму закону Ньютона.

Для частного случая, когда силами вязкого трения можно пренебречь для идеальной жидкости, уравнение Навье-Стокса превращается в уравнение Эйлера:

$$\rho \frac{D\vec{w}}{D\tau} = \rho \vec{g} - \nabla \vec{p}. \quad (8.34)$$

Для установившегося безвихревого движения в поле силы тяжести энергетический баланс для элементарной струи жидкости описывается уравнением Бернулли:

$$\rho gh + \frac{\rho \bar{\omega}^2}{2} + p = \text{const}, \left[\text{Па}, \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3} \right] \quad (8.35)$$

энергия геометрического положения (h – геометрическая высота)

кинетическая энергия движения потока со средней скоростью $\bar{\omega}$

потенциальная энергия (пьезометрическая высота)

Уравнение Навье-Стокса определяет характер распределения скоростей в однородном потоке с постоянной скоростью. Если заданы краевые условия, начальные и граничные, то уравнения сплошности и уравнение движения дают распределение в пространстве и во времени 4-х величин: $\omega_x, \omega_y, \omega_z, p$. Эти распределения являются решением конкретной задачи. Чтобы найти поле распределения температур или энтальпий рассмотрим уравнение энергии.

8.5 Условия однозначности (краевые условия). Уравнение теплообмена

Полученное дифференциальное уравнение конвективного теплообмена, уравнение сплошности, движения (или Навье-Стокса) и энергии описывают бесчисленное множество конкретных процессов конвективного теплообмена. Чтобы выделить определённый процесс конвективного теплообмена необходимо к этим дифференциальным уравнениям присоединить условия однозначности, которые состоят из:

- 1) геометрических условий, характеризующих форму и размеры тела или системы тел, в которой происходит данный процесс конвективного теплообмена;
- 2) физических условий, характеризующих физические свойства среды (ρ, λ, a);
- 3) временных (или начальных) условий, характеризующих особенности процесса в начальный момент времени (для стационарных процессов они отпадают);
- 4) граничных условий (I, II, III, IV рода), характеризующих особенность протекания процесса на границе раздела сред.

Система дифференциальных уравнений совместно с условиями однозначности составляют математическую формулировку краевой задачи или данного процесса теплообмена.

Основное уравнение конвективного теплообмена (11.1) имеет вид:

$$\vec{q} = \vec{q}_{\text{т.пров}} + \vec{q}_{\text{конв}} = -\lambda \vec{\nabla} t + \rho \vec{\omega} h. \quad (8.36)$$

Из него следует, что на поверхности или на стенке, согласно теории прилипания, скорость движения жидкости равна нулю, т.е. $\vec{\omega}_n = 0$. Забегая вперёд, отметим, что у поверхности существует тонкий, заторможенный слой жидкости (гидродинамический пограничный слой), в котором теплота передаётся только путём теплопроводности согласно закону Фурье:

$$q_{c(n)} = -\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_{n=0}. \quad (8.37)$$

где n – направление нормали к поверхности.

Согласно закону Ньютона-Рихмана, плотность теплового потока на поверхности пропорциональна разности температур поверхности и жидкости.

$$q_c = \alpha (t_c - t_{ж}). \quad (8.38)$$

Приравнявая (8.37) и 8.38) получаем уравнение теплоотдачи:

$$\alpha = -\frac{\lambda}{(t_c - t_{ж})} \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_{n=0} = -\frac{\lambda}{\vartheta_0} \left(\frac{\partial \vartheta}{\partial n} \right)_{n=0}. \quad (8.39)$$

Для замыкания системы дифференциальных уравнений необходимо добавить уравнение состояния тела (для идеального газа $p\vartheta = RT$ или $p = \rho RT$).

До настоящего времени точного решения системы дифференциальных уравнений конвективного теплообмена не существует из-за сложности решения нелинейных дифференциальных уравнений второго порядка в частных производных – уравнения Навье-Стокса и энергий.

Имеется только приближённое решение для нескольких случаев конвективного теплообмена, не имеющих практического интереса (например, истечение жидкости из бесконечного объёма на перпендикулярную потоку плоскую пластину).

Большое значение для изучения конвективного теплообмена имеет эксперимент. Экспериментальное изучение сложных процессов теплообмена, зависящих от большого числа факторов, является трудоёмкой и дорогостоящей задачей. Поэтому при постановке экспериментов ставится задача получить данные не только для рассматриваемого экспериментального процесса, но и для подобного изучаемому.

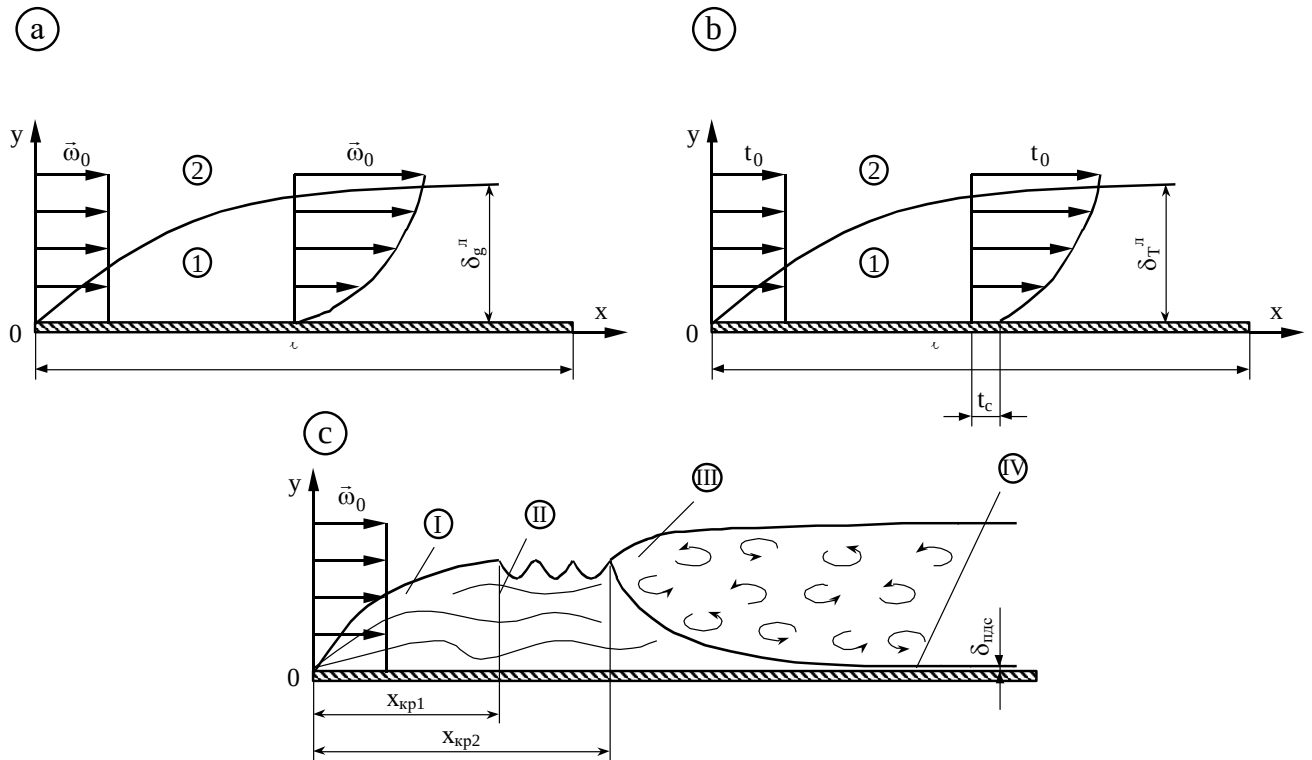
Для упрощения уравнения движения Навье-Стокса используется теория пограничного слоя.

8.6 Теория пограничного слоя

Теория гидродинамического пограничного слоя дана Прандтлем в 1904 году. Сущность теории пограничного слоя состоит в упрощении дифференциального уравнения конвективного теплообмена применительно к пограничному слою.

Прандтлем была решена задача при продольном обтекании плоской пластины движущимся потоком жидкости при длине пластины l и ширине, равной единице.

Теория Прандтля справедлива только для неразреженных газов и для кипящих жидкостей ($Ku = \frac{\bar{\ell}}{\ell_0} \leq 0,0001$, где $\bar{\ell}$ – длина свободного пробега молекулы, ℓ_0 – характерный размер (длина пластины)).



- 1 – пограничный слой (динамический – (а) и тепловой – (б));
 2 – невозмущённый поток жидкости; I – зона ламинарного режима течения;
 II – зона переходного режима течения; III – зона турбулентного режима течения; IV – зона вязкого ламинарного подслоя.

Рисунок 8.4 – Пограничный слой при продольном омывании пластины

При соприкосновении частиц жидкости с поверхностью тела они «прилипают» к ней. В результате в области около пластины вследствие действия сил вязкости возникает тонкий слой заторможенной жидкости, в пределах которого скорость изменяется от нуля на поверхности тела до скорости невозмущённого потока.

Ламинарным называется такое движение, при котором возможно существование стационарных траекторий частиц жидкости.

Турбулентным называется движение жидкости с хаотично изменяющимися во времени траекториями частиц жидкости, при котором в потоке возникают нерегулярные пульсации скорости, давления, плотности, неравномерно распределённых в потоке.

Толщина гидродинамического пограничного слоя δ_g определяется как расстояние по нормали от пластины, на которой продольная составляющая скорости достигает своего максимального значения, равного скорости невозмущённого потока $\bar{\omega}_0$. Ввиду малой толщины пограничного слоя ($\delta_g \ll \ell$) удаётся упростить дифференциальное уравнение движения Навье-Стокса.

Принимаем, что поперёк динамического пограничного слоя давление не изменяется, т.е. $\frac{\partial p}{\partial y} = 0$. Во внешнем потоке (2) из уравнения Бернулли следует,

что давление также не изменяется: $\frac{\partial p}{\partial x} = 0$.

Для плоского безградиентного стационарного течения вязкой жидкости в пограничном слое у плоской поверхности уравнение движения Навье-Стокса упрощается до вида (в проекции на ось OX):

$$\omega_x \frac{\partial \omega_x}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial \omega_x}{\partial y} = \nu \frac{\partial^2 \omega_x}{\partial x^2} - \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx}, \quad (8.40)$$

$$\frac{\partial P}{\partial y} = 0.$$

Чем больше скорость (при прочих равных условиях), тем больше силы инерции по сравнению с силами вязкости и меньше толщины пограничного динамического слоя. Для пограничного слоя допускается двухмерное течение жидкости ($\frac{\partial \omega_z}{\partial z} = 0$), уравнение сплошности имеет вид:

$$\frac{\partial \omega_x}{\partial x} + \frac{\partial \omega_y}{\partial y} = 0. \quad (8.48)$$

Из четырёх неизвестных ($\omega_x, \omega_y, \omega_z, p$) остались две переменные ω_x и ω_y , что значительно упрощает решение дифференциальных уравнений.

Аналогично понятию гидродинамического пограничного слоя Кружилиным Г.Н. было введено понятие теплового пограничного слоя. Толщина теплового пограничного слоя определяется как расстояние по

нормали к поверхности, на котором температура изменяется от $t_{c(n)}$ до $t_{0(ж)}$.

Внутри теплового пограничного слоя $\frac{\partial t}{\partial y} \neq 0$, а на внешней его границе $\frac{\partial t}{\partial y} = 0$.

Изменение температуры происходит в очень маленькой пространственной области ($\delta_T \ll \ell$), следовательно, можно пренебречь теплопроводностью вдоль слоя по сравнению с теплопроводностью поперёк слоя, т.е.

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = 0, \text{ т.к. } \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \ll \frac{\partial^2 t}{\partial y^2}.$$

Для стационарного течения уравнение энергии упрощается до:

$$\omega_x \frac{\partial t}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial t}{\partial y} = a \frac{\partial^2 t}{\partial y^2}. \quad (8.49)$$

Полученная система дифференциальных уравнений описывает конвективный теплообмен только в ламинарном пограничном слое.

Прандтль впервые выполнил приближённое решение этой системы дифференциальных уравнений, а точнее уравнение движения методом интегральных соотношений Кáрмана для ламинарного пограничного слоя при продольном обтекании плоской пластины и получил, что толщина динамического пограничного слоя определяется из выражения

$$\delta_\theta = \frac{4,64 \cdot x}{\sqrt{Re_x}}, \quad (8.50)$$

$$Re_x = \frac{\bar{\omega}_0 \cdot x}{\nu},$$

где Re_x – локальное значение числа Рейнольдса, которое характеризует соотношение сил инерции $\vec{\omega}_0$ и сил вязкости ν в сечении x ;

x – расстояние от передней кромки пластины, м.

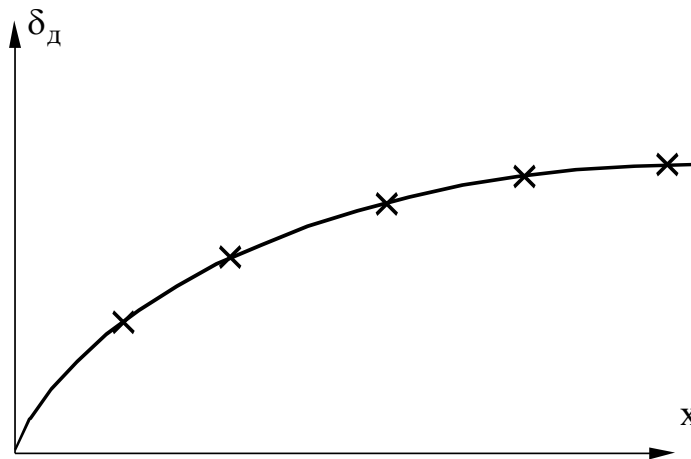


Рисунок 8.5 – Изменение толщины динамического пограничного слоя по длине пластины

В пограничном слое силы вязкости и инерционные силы соизмеримы, в невозмущённом потоке преобладают силы инерции.

Отношение толщины теплового пограничного слоя к толщине динамического пограничного слоя при его ламинарном движении:

$$\frac{\delta_t}{\delta_o} = \frac{1}{\sqrt[3]{Pr}}, \quad (8.51)$$

где $Pr = \frac{\nu}{a}$ – физический параметр.

При $Pr=1$ толщина теплового слоя равна толщине динамического пограничного слоя. При $Pr>1$, $\delta_o > \delta_m$ происходит нагревание жидкости от пластины. При $Pr<1$, $\delta_o < \delta_m$ происходит охлаждение жидкости от пластины.

Учитывая (12.4) мы получаем толщину теплового пограничного слоя:

$$\delta_t = \frac{4,64x}{\sqrt{Re_x} \sqrt[3]{Pr}}, \quad (8.52)$$

Значение числа Pr берётся из справочных таблиц. Для газов $Pr \approx const$.

Коэффициент теплоотдачи α обратно пропорционален толщине пограничного слоя (с ростом расстояния x δ_t увеличивается, а α уменьшается).

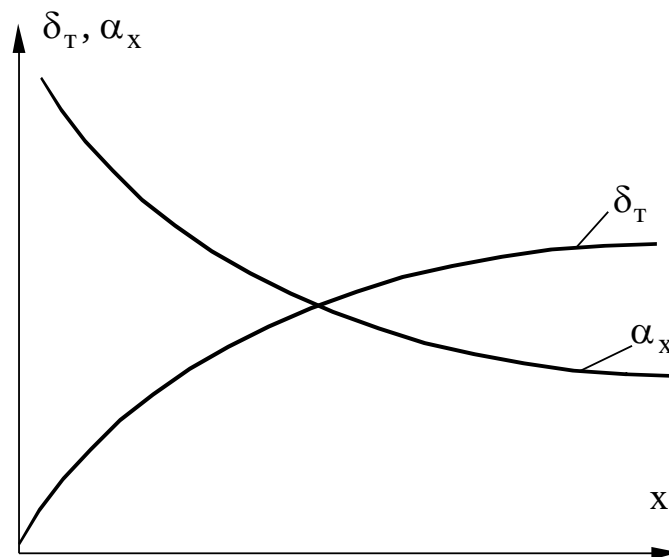


Рисунок 8.6 – Изменение толщины теплового пограничного слоя и локального коэффициента теплоотдачи по длине пластины

9 ПОДОБИЕ И МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА

9.1 Моделирование, основы теории подобия

Теория подобия – это теория подобных явлений. Из геометрии известно, что треугольники подобны, если их углы равны, а стороны пропорциональны. В теории подобия размерные величины – скорость, время заменяются безразмерными комплексами, т.е. числами подобия (Re). Теория подобия рассматривает такие условия, когда результат модельных экспериментов можно с достоверностью перенести на действующие установки. Применительно к процессам конвективного теплообмена вводятся константы:

$$\text{константа геометрии подобия: } \frac{x''}{x'} = \frac{y''}{y'} = \frac{z''}{z'} = K_\ell;$$

$$\text{константа кинематического подобия: } \frac{\omega''}{\omega'} = K_\omega;$$

$$\text{константа теплового подобия: } \frac{T''}{T'} = K_T;$$

$$\text{константа динамического подобия: } \frac{p''}{p'} = K_p;$$

$$\text{константа временного подобия: } \frac{\tau''}{\tau'} = K_\tau.$$

Все константы – величины, имеющие одно и тоже значение для подобных систем: $K_T = K_\omega = K_p = iden$.

Подобие систем определяют теоремы подобия:

1. физические процессы подобные друг другу имеют одинаковую физическую природу, проходят в подобных геометрических и временных условиях и описываются одинаковыми по форме записи дифференциальными уравнениями;

2. (основная теорема подобия) у подобных явлений условия однозначности одинаковые, а числа подобия получаются из условия однозначности равными между собой (имеют одинаковое числовое значение);

Теория подобия описывает изучаемые явления в безразмерной форме путем перехода от размерных переменных (T , w , s , V и т. д.) к безразмерным величинам (числам подобия и критериям):

$Nu = f(Re, Pr, Gr)$ – конвективный теплообмен,

$\theta = f(X, Fo, Bi)$ – нестационарная теплопроводность.

9.2 Гидродинамическое подобие

Найдём условия подобия двух потоков несжимаемой жидкости, которые описываются уравнением движения Навье-Стокса. Рассмотрим только уравнение движения для проекции скорости на ось X:

первая подобная система

$$\begin{aligned} \rho'_x \cdot \frac{\partial \omega'_x}{\partial \tau} + \rho'_x \left(\omega'_x \frac{\partial \omega'_x}{\partial x} + \omega'_y \frac{\partial \omega'_x}{\partial y} + \omega'_z \frac{\partial \omega'_x}{\partial z} \right) = \\ = \rho'_x q_x - \frac{\partial p'}{\partial x'} + \mu' \left(\frac{\partial^2 \omega'_x}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 \omega'_x}{\partial y'^2} + \frac{\partial^2 \omega'_x}{\partial z'^2} \right). \end{aligned} \quad (9.1)$$

Аналогично запишем для второй подобной системы (всё с двумя штрихами). Вводим постоянные подобия (константы):

$$\begin{aligned} \frac{\rho''_x}{\rho'_x} = K_\rho; \quad \frac{\omega''_x}{\omega'_x} = K_\omega; \quad \frac{\tau''}{\tau'} = K_\tau; \quad \frac{x''}{x'} = \frac{y''}{y'} = \frac{z''}{z'} = K_\ell; \\ \frac{g''_x}{g'_x} = K_g; \quad \frac{p''_x}{p'_x} = K_p; \quad \frac{\mu''_x}{\mu'_x} = K_\mu. \end{aligned}$$

Выражаем уравнение движения Навье-Стокса для второй подобной системы через первую с учётом постоянных подобия:

$$\begin{aligned} K_\rho \frac{K_\omega}{K_\tau} \rho'_x \frac{\partial \omega'_x}{\partial \tau'} + K_\rho \frac{K_\omega^2}{K_\ell^2} \rho'_x \left(\omega'_x \frac{\partial \omega'_x}{\partial x'} + \omega'_y \frac{\partial \omega'_x}{\partial y'} + \omega'_z \frac{\partial \omega'_x}{\partial z'} \right) = \\ = K_p K_g \rho'_x g'_x - \frac{K_p}{K_\ell} \frac{\partial p'}{\partial x'} + K_\mu \frac{K_\omega}{K_\ell^2} \left(\frac{\partial^2 \omega'_x}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 \omega'_x}{\partial y'^2} + \frac{\partial^2 \omega'_x}{\partial z'^2} \right); \end{aligned} \quad (9.2)$$

$$\frac{\ell}{\tau} = \omega.$$

Из (9.2) выделим пять комплексов подобия:

$$\begin{aligned} K_\rho \frac{K_\omega}{K_\tau} = K_\rho \frac{K_\omega^2}{K_\ell^2} = K_\rho K_g = \frac{K_p}{K_\ell} = K_\mu \frac{K_\omega}{K_\ell^2}. \\ \text{(I)} \quad \text{(II)} \quad \text{(III)} \quad \text{(IV)} \quad \text{(V)} \end{aligned}$$

Для получения числа подобия разделим второй комплекс на первый:

$$\frac{\text{II}}{\text{I}} = \frac{K_\rho K_\omega^2 K_\tau}{K_\ell K_\rho K_\omega} = \frac{K_\omega K_\tau}{K_\ell} = 1.$$

Комплексы, составлены из констант подобия, когда справа или слева стоит 1, получили название индикатора подобия, заменяя в индикаторе подобия безразмерные константы подобия K_ω , K_τ , K_ℓ на размерные величины ω , τ , ℓ , получаем число подобия гомохронности или Струхала:

$$Ho = \frac{w\tau}{l}, \quad (9.3)$$

где Ho выражает меру переносного или конвективного ускорения к ускорению в данной точке.

Разделив II на III получаем число подобия Фруда (критерий гравитационного подобия):

$$Fr = \frac{w^2}{gl}, \quad (9.4)$$

где Fr характеризует отношение инерционной силы в потоке к силе тяжести.

Разделив IV на II, мы получаем число подобия Эйлера (критерий подобия полей давления):

$$Eu = \frac{\Delta p}{\rho w^2}, \quad (9.5)$$

где Eu отношение перепада давления в потоке жидкости к динамическому давлению потока (соотношение сил давления и сил инерции в потоке).

Разделив II на V, получаем основное число гидромеханического подобия Рейнольдса Re (критерий режима движения):

$$Re = \frac{wl}{\nu} = \frac{w\rho l}{\mu}, \quad (9.6)$$

где Re характеризует режим движения потока, и представляет собой меру отношения сил инерции к силам вязкости.

Числа Архимеда, Галилея и Грасгофа являются производными числами подобия.

9.3 Тепловое подобие

Тепловое подобие – это подобие температурных полей и тепловых потоков. Рассмотрим две подобные системы (' , "). Запишем уравнение энергии для одномерной задачи (температура меняется вдоль координаты X), и уравнение теплообмена:

$$a' \cdot \frac{\partial^2 T'}{\partial x'^2} = \frac{\partial T'}{\partial \tau'} + \omega'_x \frac{\partial T'}{\partial x'},$$

$$-\lambda \frac{\partial T'}{\partial x'} = \alpha' \Delta T',$$

$$a'' \cdot \frac{\partial^2 T''}{\partial x''^2} = \frac{\partial T''}{\partial \tau''} + \omega''_x \frac{\partial T''}{\partial x''},$$

$$-\lambda'' \frac{\partial T''}{\partial x''} = \alpha'' \Delta T''.$$

Введём постоянные подобия (константы).

Константы подобия коэффициентов теплопроводности:

$$\frac{a''}{a'} = K_a; \quad \frac{T''}{T'} = K_T; \quad \frac{x''}{x'} = K_\ell; \quad \frac{\tau''}{\tau'} = K_\tau; \quad \frac{\omega''_x}{\omega'_x} = K_\omega; \quad \frac{\lambda''}{\lambda'} = K_\lambda.$$

Заменяя переменные второй системы через переменные первой, мы получаем дифференциальное уравнение энергии и теплообмена для второй системы, записанное через переменные первой:

$$K_a \cdot \frac{K_T}{K_L^2} a' \frac{\partial^2 T'}{\partial x'^2} = \frac{K_T}{K_\tau} \frac{\partial T'}{\partial \tau'} + K_\omega \frac{K_T}{K_L} \omega'_x \frac{\partial T'}{\partial x'}.$$

Уравнение теплообмена:

$$-K_\lambda \cdot \frac{K_T}{K_L} \lambda' \frac{\partial T'}{\partial x'} = K_\alpha \cdot K_T \cdot \alpha' \cdot \Delta T'.$$

Выделим пять констант подобия:

$$\begin{array}{ccccc} \text{(I)} & \text{(II)} & \text{(III)} & \text{(IV)} & \text{(V)} \\ K_a \frac{K_T}{K_L^2} & = \frac{K_T}{K_\tau} & = K_\omega \frac{K_T}{K_\ell} & = K_\lambda \frac{K_T}{K_L} & = K_\alpha \cdot K_T, \end{array}$$

Разделим:

$$\frac{\text{I}}{\text{II}} = \frac{K_a K_T K_\tau}{K_L^2 K_T} = \frac{K_a K_\tau}{K_L^2} = 1.$$

Подставляя вместо постоянных подобия их размерные величины и произведя разделение переменных, мы получаем числа теплового подобия

$$\frac{a'' \tau''}{\ell''^2} = \frac{a' \tau'}{\ell'^2}$$

Т.е. получили число подобия Фурье:

$$Fo = \frac{a\tau}{l^2}, \quad (9.7)$$

Это безразмерное время, которое характеризует временное развитие процесса теплопроводности (относительная форма текущего времени). Характеризует связь между физическими свойствами и размерами тела и скоростью измерения в нем полей температуры.

$\frac{III}{I}$ – число подобия Пекле.

$$Pe = \frac{wl}{a}, \quad (9.8)$$

Pe выражает соотношение между переносом теплоты за счёт конвекции и за счёт молекулярной теплопроводности.

Разделив Pe/Re получаем число Прандтля Pr:

$$Pr = \frac{Pe}{Re} = \frac{\nu}{a}, \quad (9.9)$$

Характеризует подобие скоростных и температурных полей.

Pr характеризует физические свойства среды, он табулирован в зависимости от температуры.

Разделим $\frac{V}{IV}$ – получим основное число теплового подобия – число Нуссельта Nu (безразмерный коэффициент теплоотдачи):

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}, \quad (9.10)$$

Nu характеризует интенсивность теплообмена на границе раздела тепловых сред и связывает интенсивность теплоотдачи α , и температурное поле λ в пограничном слое потока. Характеризует увеличение теплообмена за счет конвекции по сравнению с молекулярным переносом теплоты за счет теплопроводности. Уравнения (9.7 – 9.10) – основные числа теплового подобия.

Приведем вспомогательные числа гидродинамического и теплового подобия.

Комбинируя Re и Fr можно получить число подобия Галилея (критерий полей свободного течения). Характеризует соотношение сил тяжести и сил вязкости в потоке:

$$Ga = \frac{Re^2}{Fr} = \frac{gl^3}{\nu^2}, \quad (9.11)$$

Комбинируя Ga с параметрическим числом, характеризующим неоднородное поле плотностей $\frac{\Delta\rho}{\rho}$, получим число подобия Архимеда. Характеризует соотношение подъемных сил силами инерции:

$$Ar = \frac{gl^3}{\nu^2} \cdot \frac{\Delta\rho}{\rho}, \quad (9.12)$$

Комбинируя Nu и Re , получаем число подобия Стантона:

$$St = \frac{Nu}{Re} = \frac{\alpha}{\rho c_p w}, \quad (9.13)$$

St есть отношение конвективного теплового потока к тому тепловому потоку, который может быть перенесён потоком жидкости.

При свободной конвекции разность плотностей вызывается неоднородностью поля температур, т.к. плотность газа зависит от температур.

Поэтому $\frac{\Delta\rho}{\rho}$ в числе подобия Ar заменяется на $(\beta \cdot \Delta T)$, где β – температурный

коэффициент объёмного расширения. В результате из Ar получаем число Грасгофа Gr (критерий свободного движения среды). Характеризует режим движения при свободной конвекции, является отношением подъемной силы, возникающей вследствие разности плотностей жидкости, и сил вязкости в неизотермическом потоке:

$$Gr = \frac{gl^3}{\nu^2} \cdot \beta \cdot \Delta T, \quad (9.14)$$

Число подобия Маха – отношение скорости потока к местной скорости звука.

$$M = \frac{w}{a}, \quad (9.15)$$

где $a = \sqrt{kRT}$ – для идеального газа,

$a = \left(\frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_s$ – для реального газа.

M характеризует сжимаемость жидкости, если $M \leq 0,4$, то жидкость (газ) считаем не сжимаемой;

St используется при рассмотрении развитого турбулентного течения;
Pr характеризует подобие полей скоростей и температуры в движущейся среде.

Число подобия Релея:

$$Ra = Gr \cdot Pr. \quad (9.16)$$

Ra представляет собой критерий тепловой неустойчивости или неустойчивости при свободной конвекции.

Число гомохромности или Струхала:

$$Ho = Fo \cdot Pe = \frac{w\tau}{l}. \quad (9.17)$$

При изучении процессов гидродинамики и теплообмена могут встретиться следующие числа подобия.

Число подобие Кирпичёва – мера отношения потока тепла подводимой к поверхности тела, к потоку отводится с поверхности внутрь тела за счёт теплопроводности:

$$Ki = \frac{q_n \cdot l}{\lambda_{cm} \cdot \Delta t_{cm}}, \quad (9.18)$$

Число подобия Кондратьева характеризует отставание изменения температуры какой-либо точки тела от изменения температуры окружающей среды, m – темп охлаждения:

$$Kn = \ell \sqrt{\frac{m}{a}}. \quad (9.19)$$

Число подобия Вебера:

$$We = \frac{\sigma}{g(\rho_k - \rho)\ell^2}. \quad (9.20)$$

We характеризует процесс дробления вязких жидкостей при распыле их воздухом или паром в горелочных устройствах. (отношение сил поверхностного натяжения к силам тяжести).

где σ – коэффициент поверхностного натяжения, Н/м;
 ρ_k – плотность капли, кг/м³;
 ρ – плотность воздуха или пара, кг/м³;
 ℓ – размер капли (d), м.

Число подобия Лященко характеризует гидродинамическую обстановку в слое зернистого материала (кипящего слоя) при течении жидкости или газа сквозь слой твёрдого зернистого материала:

$$Ly = \frac{Re^3}{Ar}. \quad (9.21)$$

Число подобия Стокса характеризует процесс обтекания тел запылённым потоком газа. Является мерой отношения сил инерции и сил вязкости на движущуюся в потоке частицу.

$$Stk = \frac{\rho_T \cdot d_T^2 \cdot \omega}{\ell \cdot \mu} \quad (9.22)$$

Всего обобщенных переменных в теории переноса порядка 140. При изучении процессов теплообмена при кипении, конденсации и лучистого теплообмена будут введены свои числа подобия.

10 ГИДРОДИНАМИКА И ТЕПЛООБМЕН ПРИ ВЫНУЖДЕННОМ ДВИЖЕНИИ ЖИДКОСТИ В ТРУБАХ

Режим движения жидкости в трубах определяется гидродинамическим числом Рейнольдса Re .

Различают 3 режима течения жидкости в трубах:

- ламинарный;
- переходный;
- турбулентный.

Ламинарный и турбулентный режимы являются установившимися. Гидродинамику и теплообмен этих режимов можно описать с помощью критериальных зависимостей. Эпюры скоростей показаны на рис. 10.1.

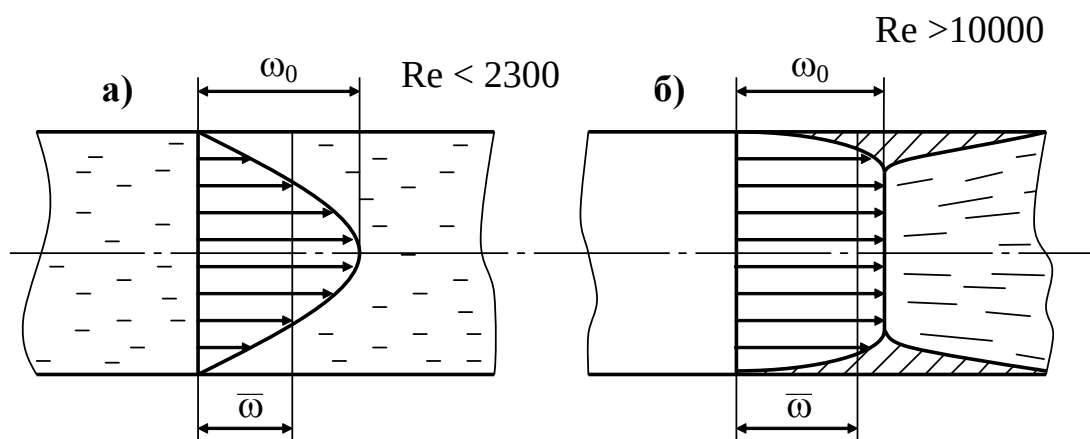


Рисунок 10.1 – Эпюры скоростей для ламинарного (а) и турбулентного (б) режимов

Ламинарный режим течения возможен при значении числа Рейнольдса $Re = \frac{\bar{w} \cdot d}{\nu}$, если $Re < Re_{кр} = 2300$.

Режим течения турбулентный если число Рейнольдса $Re > Re_{кр} = 10000$.

Если значение Re лежит в пределах $2300 < Re < 10000$, то режим течения будет переходным.

В случае ламинарного режима, средняя скорость равна половине осевой скорости: $\bar{w} = 0,5 w_0$.

В случае турбулентного режима течения $\bar{w} = (0,8...0,9) w_0$.

Рассмотрим процесс течения жидкости из большого объёма в трубу.

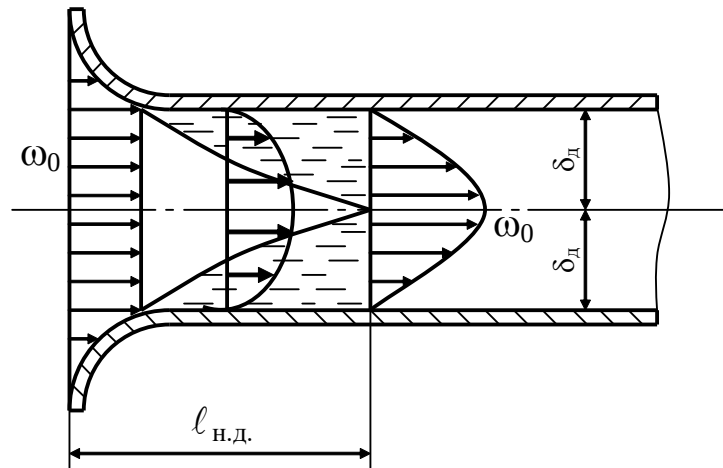


Рисунок 10.2 – Течение жидкости из большого объема в трубу

Если жидкость поступает в трубу из большого объёма, а передняя кромка трубы закруглена, то распространение скорости на начальном участке трубы не является равномерным.

При движении у стенок за счёт прилипания жидкости к стене возникает пограничный слой, толщина которого постепенно нарастает по ходу движения жидкости. На некотором расстоянии от передней кромки стены $\ell_{н.д.}$ происходит слияние гидродинамического слоя. Этот участок ($\ell_{н.д.}$) называется длиной гидродинамического начального участка или участка гидродинамической стабилизации.

Для ламинарного режима характерно параболическое распределение скорости по сечению, которое может быть описано следующим выражением:

$$\bar{\omega} = \omega_0 \left(1 - \frac{y^2}{r^2} \right), \quad (10.1)$$

где ω_0 – скорость на оси трубы;
 r – радиус трубы;
 y – расстояние от оси трубы.

В практических расчётах используется понятие средней скорости потока:

$$\bar{\omega} = \frac{1}{f} \int_F \omega df = \frac{V}{f} = \frac{M}{\rho f}, \quad (10.2)$$

где f – площадь поперечного сечения, m^2 ;
 V – объёмный расход, m^3/c ,
 M – массовый расход, $кг/с$.

Для определения средней скорости потока в некотором сечении трубы необходимо объёмный расход жидкости разделить на площадь поперечного сечения трубы.

Длина участка динамической стабилизации потока при ламинарном режиме ($Re < 2300$) равна:

$$l_{нд}^л = 0,05d \cdot Re, \quad (10.3)$$

Т.е., с увеличением скорости длина участка гидродинамической стабилизации возрастает.

Для турбулентного режима ($Re > 10\,000$) длина участка гидродинамической стабилизации слабо зависит от скорости и равна:

$$l_{нд}^т = 15 \cdot d, \quad (10.4)$$

Участок гидродинамической стабилизации оказывает влияние на теплоотдачу между поверхностью трубы и теплоносителем.

Рассмотрим участок тепловой стабилизации (рис. 10.3).

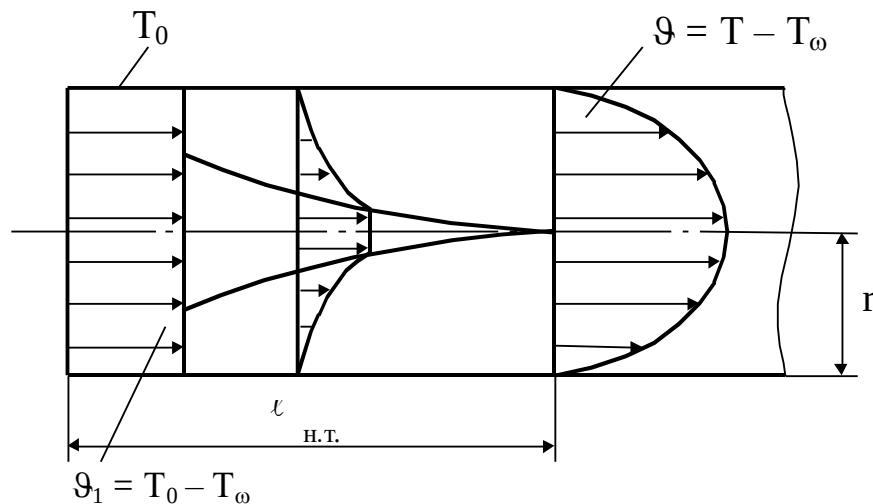


Рисунок 10.3 – Участок тепловой стабилизации

где T – температура жидкости;

T_{ω} – температура стенки трубы, $T_{\omega} = const$.

Участок термической или тепловой стабилизации возникает внутри трубы при нагревании или при охлаждении жидкости.

На расстояние от входа в трубу $l_{н.т.}$ тепловой пограничный слой заполняет всё сечение трубы, и в дальнейшем вся жидкость участвует в теплообмене со стенкой. Причём интенсивность теплообмена α не зависит от скорости и температуры на входе ω_0, T_0 .

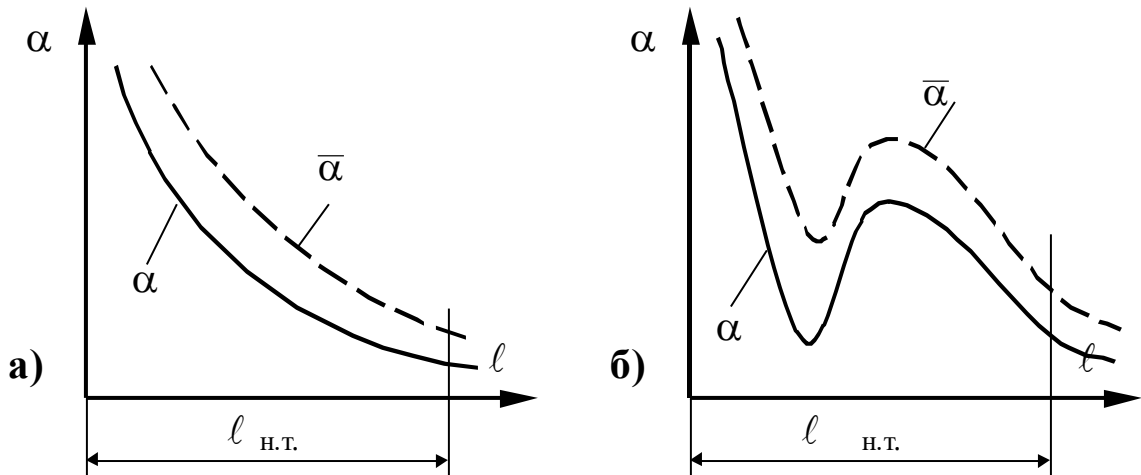
При ламинарном течении жидкости:

$$l_{нт}^л = 0,055 \cdot Pe \cdot d, \quad (T_{\omega} = const) \quad (10.5)$$

$$l_{\text{HT}}^{\text{л}} = 0,07 \cdot \text{Pe} \cdot d, \quad (q_w = \text{const}) \quad (10.6)$$

При турбулентном течении:

$$l_{\text{HT}}^{\text{н}} = (10 \dots 15)d, \quad (10.7)$$



- а) неизменный режим (ламинарный или турбулентный),
б) смешанный режим течения

Рисунок 10.4 – Изменение коэффициента теплоотдачи на начальном тепловом участке

10.1 Теплообмен при ламинарном режиме течения

При ламинарном режиме различают два режима течения жидкости:

- 1) вязкостный;
- 2) вязкостно-гравитационный.

Вязкостный режим ($\text{Re} \leq 2300$; $\text{Ra} = \text{Gr} \cdot \text{Pr} < 8 \cdot 10^5$)

Для вязкостного режима силы вязкости являются преобладающими (отсутствует влияние естественной конвекции). Вязкостный режим более вероятен в трубах малого диаметра, когда течёт очень вязкая жидкость (например, мазут), и когда имеет место малый температурный напор между поверхностью жидкости и стенки.

Средний коэффициент теплоотдачи

$$\overline{\text{Nu}}_f = 1,55 \left(\text{Pe}_{f,w} \cdot \frac{d}{\ell} \right)^{0,33} \cdot \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0,14} \cdot \varepsilon_\ell, \quad (10.8)$$

$$\overline{\text{Nu}}_f = \frac{\bar{\alpha} \cdot d_{\text{вн}}}{\lambda};$$

$$Pe_m = Re_m \cdot Pr_m = \frac{\bar{\omega} \cdot d_{6H}}{a},$$

$$t_m = \frac{t_f + t_w}{2},$$

$$t_f = \frac{t'_f + t''_f}{2}$$

где $\left(\frac{\mu_f}{\mu_w}\right)^{0,14}$ – отношение динамической вязкости; поправка на направление теплового потока;

ε_ℓ – поправка на начальный участок тепловой стабилизации. (учитывается для коротких труб).

Локальный коэффициент теплоотдачи:

$$Nu_x = 0,33 Re_{x,f}^{0,3} \cdot Pr_f^{0,13} \cdot \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0,25} \left(\frac{x}{d}\right)^{0,1}, \quad (10.9)$$

Определяющий размер x – расстояние от начала трубы.

Определяющая температура – средняя температура в данном сечении.

$$Nu_x = \frac{\alpha_x \cdot x}{\lambda}.$$

Для вязкостного режима:

$$\bar{\alpha} = 1,4 \cdot \alpha_{x=\ell}.$$

Вязкостно-гравитационный режим ($Re \leq 2300$; $Ra = Gr \cdot Pr > 8 \cdot 10^5$)

Для примерного определения значения коэффициента теплоотдачи пользуются формулой:

$$\overline{Nu}_f = 0,15 Re_f^{0,33} \cdot Pr_f^{0,33} \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,1} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0,25} \cdot \varepsilon_\ell, \quad (10.9)$$

Поправка на участок тепловой стабилизации (учитывает изменение коэффициента теплоотдачи по длине трубы) определяется:

ℓ / d	1	5	10	30	50
ε_ℓ	1,9	1,44	1,28	1,05	1,0

Определяющая температура – средняя температура жидкости.

При вязкостно-гравитационном режиме течения существенным фактором, влияющим на коэффициент теплоотдачи, является ориентация трубы в пространстве.

Различают три случая:

1. Направление составляющих скоростей от свободной и вынужденной конвекций совпадают. Это случай нагрева восходящего потока или охлаждения нисходящего

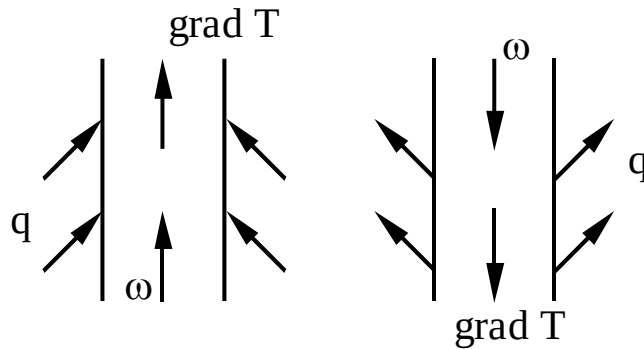


Рисунок 10.5 – Направление составляющих скоростей от свободной и вынужденной конвекций

$$\overline{Nu}_m = 0,35 \left(Pe_m \frac{d}{l} \right)^{0,3} \cdot \left(Ra_m \frac{d}{l} \right)^{0,18}, \quad (10.10)$$

$$t_m = \frac{t_f + t_w}{2},$$

$$t_f = \frac{t'_f + t''_f}{2}.$$

2. Направления свободной и вынужденной конвекций противоположны. Нагрев нисходящего потока или охлаждение восходящего.

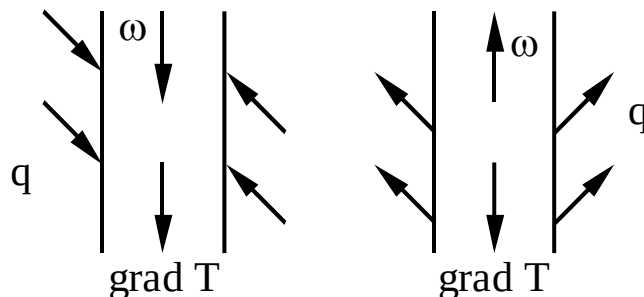


Рисунок 10.6 – Направление составляющих скоростей от свободной и вынужденной конвекций

$$\overline{Nu}_f = 0,037 \cdot Re_f^{0,75} \cdot Pr_f^{0,4} \cdot \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^n, \quad (10.11)$$

где $n = 0,11$ (нагрев жидкости),
 $n = 0,25$ (охлаждение жидкости).

3. Движение жидкости в горизонтальных трубах.

$$\overline{Nu}_f = 0,8 \left(Pe_f \frac{d}{l} \right)^{0,4} Ra_f^{0,1} \cdot \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0,14}, \quad (10.12)$$

Турбулентный режим

Определяющий размер – внутренний диаметр трубы. Определяющая температура – средняя температура жидкости. При стабилизированном течении жидкости в круглой трубе средний коэффициент теплоотдачи рассчитывается по формуле М.А. Михеева:

$$\overline{Nu}_f = 0,021 \cdot Re_f^{0,8} \cdot Pr_f^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25} \varepsilon_l, \quad (10.13)$$

где ε_l – поправка на начальный участок гидродинамической стабилизации. При $x/d < 15$ она может быть найдена по формуле:

$$\varepsilon_l = 1,38 \left(\frac{x}{d} \right)^{0,12}. \quad (10.14)$$

При $x/d > 15$ $\varepsilon_l = 1$

Некоторые авторы дают формулу Михеева в виде:

$$\overline{Nu}_f = 0,023 \cdot Re_f^{0,8} \cdot Pr_f^{0,4} \cdot \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25} \varepsilon_l, \quad (10.15)$$

При турбулентном режиме движения возникает интенсивное перемешивание потока, увеличивающее конвективный теплообмен. Теплота передается теплопроводностью только в тонком ламинарном подслое, а затем в ядро потока за счет турбулентной диффузии. При увеличении средней скорости движения, интенсивность турбулентного перемешивания растет, что приводит к уменьшению толщины пограничного слоя, к уменьшению термического сопротивления $\left(\frac{\delta}{\lambda} \right)$ и как следствие, к увеличению интенсивности теплообмена (к увеличению коэффициента теплоотдачи).

Переходный режим

Переходный режим существует при $2300 \leq Re \leq 10000$. Он является неустойчивым, поэтому плохо изучен, для него нет критериальных зависимостей. Для расчёта этого режима используется формула Михеева с введением поправки на число Рейнольдса:

Re_f	2300	3000	5000	8000	10000
ε_n	0,4	0,57	0,72	0,91	1

Формула Михеева с точностью $\pm 15\%$ описывает теплообмен очень многих жидкостей. По этой формуле рассчитывается теплообмен при движении жидкости внутри труб кожухотрубных теплообменников.

10.2 Теплообмен в каналах произвольной формы

Для каналов произвольной формы вместо определяющего размера $d_{\text{вн}}$ вводится эквивалентный диаметр.

$$d_s = \frac{4V}{F} = \frac{4f}{S}. \quad (10.16)$$

где V – объём жидкости, м^3 ;
 F – поверхность канала, м^2 ;
 f – площадь поперечного сечения;
 S – смоченный периметр канала.

Эквивалентный или гидравлический диаметр представляет собой учетверённое отношение объёма жидкости к поверхности канала.

Для круглых труб: $d_s = d$.

Для прямоугольного канала: $d_s = \frac{4a \cdot b}{2(a+b)} = \frac{2a \cdot b}{a+b}$.

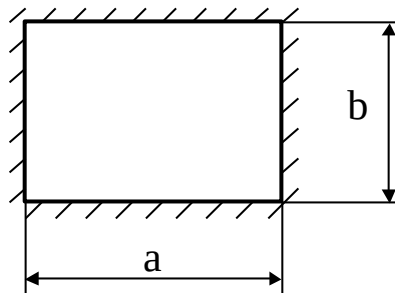
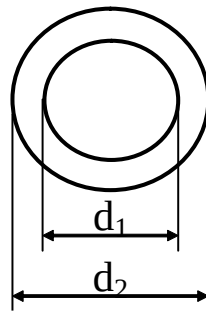


Рисунок 10.7 – Канал прямоугольного сечения

Для кольцевого канала:



$$d_{\text{ЭКВ}} = d_2 - d_1.$$

Рисунок 10.8 – Канал кольцевого сечения

В каналах кольцевого поперечного сечения при турбулентном режиме течения $\left(Re = \frac{\omega d_{\text{э}}}{\nu} > 10000 \right)$, коэффициент теплоотдачи может быть рассчитан по следующей критериальной зависимости:

$$\overline{Nu}_f = 0,017 Re_f^{0,8} Pr_f^{0,4} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^{0,18}, \quad (10.17)$$

При движении теплоносителя в межтрубном пространстве кожухотрубчатого теплообменника с сегментными перегородками. Сегментные перегородки выполняются для дистанционирования трубного пучка, для его крепления и установления через 50 d.

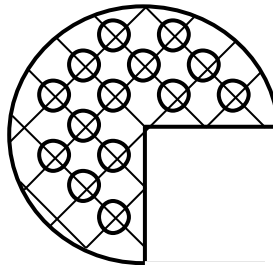


Рисунок 10.9 – Поперечное сечение кожухотрубчатого теплообменника

$$\overline{Nu}_f = 0,24 Re_f^{0,6} \cdot Pr_f^{0,36} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25} \quad (Re > 1000). \quad (10.18)$$

$$\overline{Nu}_f = \frac{\bar{\alpha} \cdot d_{\text{нар}}}{\lambda}$$

$$Nu_f = 0,34 Re_f^{0,5} \cdot Pr_f^{0,36} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25} \quad (Re < 1000). \quad (10.19)$$

Скорость потока определяется для наименьшего сечения межтрубного пространства, которое задаётся. Определяющая температура – средняя температура теплоносителя.

При движении теплоносителя в каналах, образованных гофрированными пластинами в пластинчатых теплообменниках, коэффициент теплоотдачи рассчитывается по следующим уравнениям:

а) в случае турбулентного режима, с гофрами в «ёлочку» ($50 < Re < 30000$):

$$\overline{Nu}_f = 0,135 Re_f^{0,73} \cdot Pr_f^{0,43} \left(\frac{Pr_f}{Pr_\omega} \right)^{0,25} . \quad (10.20)$$

б) $Re < 50$:

$$Nu_f = 0,63 Re_f^{0,33} \cdot Pr_f^{0,33} \left(\frac{Pr_f}{Pr_\omega} \right)^{0,25} . \quad (10.21)$$

Определяющий размер – эквивалентный диаметр канала, который даётся в характеристиках пластин.

Для пластин других типов, коэффициенты отличаются незначительно.

10.3 Теплоотдача в изогнутых трубах (спиральных теплообменниках)

Для U-образных спиральных теплообменников необходимо учитывать эффект вторичной циркуляции под действием центробежных сил.

Коэффициент теплоотдачи за поворотом больше, чем коэффициент теплоотдачи до поворота. Расчёт спиральных теплообменов производится по Михееву с введением поправки.

$$\varepsilon_{зм} = 1 + 1,8 \frac{d}{R} , \quad (10.22)$$

где d – внешний диаметр змеевика;
 R – радиус витка змеевика.

11 ТЕПЛООТДАЧА ПРИ ПОПЕРЕЧНОМ ОБТЕКАНИИ ТРУБ

11.1 Гидродинамика и теплообмен при поперечном омывании одиночной круглой трубы

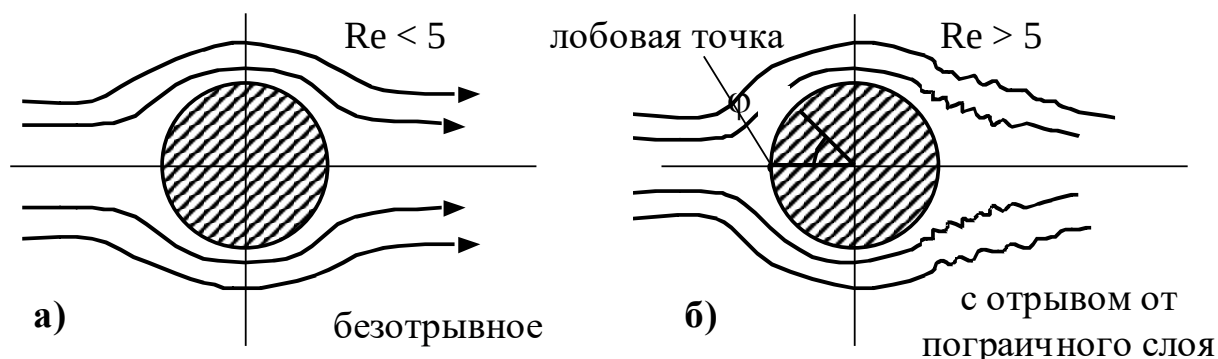


Рисунок 11.1 – Поперечное омывание трубы

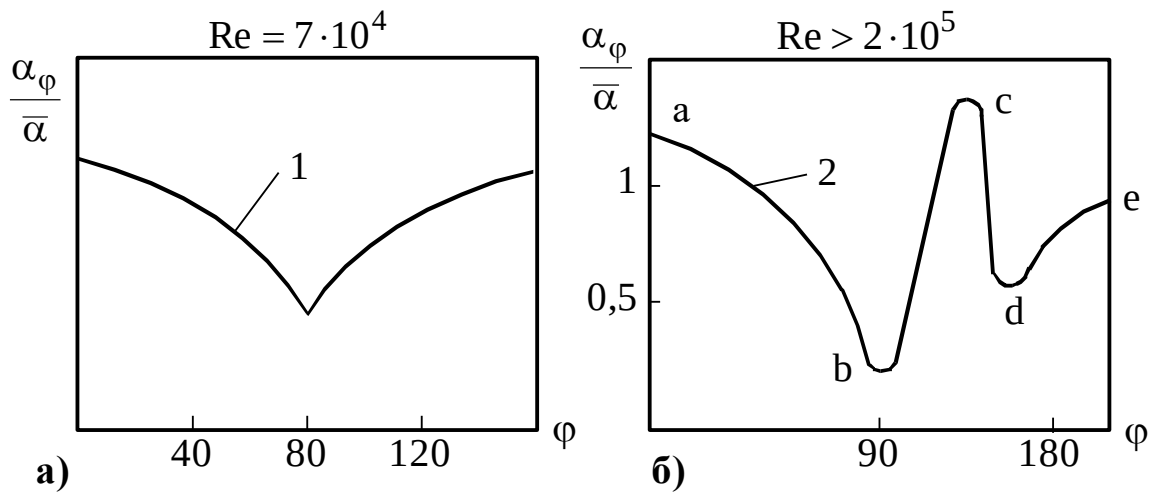
При поперечном омывании трубы при значении числа Рейнольдса $Re < 5$ имеет место плавное безотрывное омывание внешней поверхности. С увеличением числа Рейнольдса режим становится ламинарным, а при $Re > 5$, со стороны кормовой части трубы возникают вихревые потоки и отрыв пограничного слоя. Отрыв происходит при угле атаки $\varphi > 80^\circ$.

При дальнейшем увеличении числа Рейнольдса угол отрыва вырастает с 80° до 140° . В лобовой точке набегающего потока поток разделяется на две части, на поверхности трубы образуется пограничный слой, который имеет нулевую толщину в лобовой точке, и далее постепенно нарастает в размерах. Скорость слоёв жидкости, примыкающих к внешней границе пограничного слоя, увеличивается вдоль периметра трубы, а давление в соответствии с уравнением Бернулли уменьшается

$$\underbrace{\rho g z}_{\text{давление веса жидкости, высотой } z} + \underbrace{p}_{\text{гидромеханическое давление}} + \underbrace{\rho \frac{w^2}{2}}_{\text{динамическое давление}} = \text{const.} \quad (11.1)$$

При достижении угла атаки $\varphi = 90^\circ$ скорость достигает наибольшего значения и далее начинает уменьшаться, что сопровождается соответствующим увеличением или восстановлением давления. В этой области пограничный слой становится неустойчивым.

Имеем следующий график распределения коэффициента теплоотдачи по периметру трубы в зависимости от угла φ :



а) теплоотдача по периметру трубы при отрыве ламинарного пограничного слоя; б) при отрыве турбулентного пограничного слоя

Рисунок 11.2 – Изменение коэффициента теплоотдачи по периметру трубы

Точка b на графике 2 соответствует отрыву ламинарного пограничного слоя и образованию вихрей. Т.е. точка b соответствует переходу ламинарного течения в пограничном слое в турбулентное. Вторым минимумом (точка d) соответствует месту отрыва турбулентного пограничного слоя – примерно 140° . За местом отрыва труба оmyвается вихрями (отрезок de), теплоотдача возрастает. Определяющий размер – наружный диаметр d_n , определяющая температура – средняя температура жидкости.

Экспериментальными исследованиями поперечного оmyвания трубы занимался Жукаускас. Он обобщил многие экспериментальные данные, данные других авторов в виде экспериментальной зависимости. Средний по периметру трубы коэффициент теплоотдачи определяется:

$$\overline{Nu}_f = C \cdot Re_f^n \cdot Pr_f^m \left(\frac{Pr_f}{Pr_\omega} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_\varphi. \quad (11.2)$$

Различают три режима:

– Ламинарное течение в пограничном слое:

$$5 < Re < 10^3 \Rightarrow C = 0,5; \quad n = 0,5; \quad m = 0,38.$$

– Переходный режим (лобовая часть трубы оmyвается ламинарным пограничным слоем, а кормовая – турбулентным пограничным слоем):

$$10^3 < Re < 2 \cdot 10^5 \Rightarrow C = 0,25; \quad n = 0,6; \quad m = 0,38.$$

– Развитый турбулентный режим течения жидкости в пограничном слое:

$$2 \cdot 10^5 < Re < 2 \cdot 10^6 \Rightarrow C = 0,023; \quad n = 0,8; \quad m = 0,37.$$

При значении числа Рейнольдса $Re_{кр} = 2 \cdot 10^5$ происходит изменение закона теплообмена. Уравнение (11.2) справедливо при угле атаки $\varphi = 90^\circ$.

Угол атаки потока – это угол между направлением потока и осью трубы.

Если угол атаки φ отличается от 90° , то необходимо ввести в уравнение поправку на угол атаки:

$\varphi_1, ^\circ$	90	70	50	30	10	0
ε_φ	1	0,98	0,87	0,67	0,55	0,5

В случае продольного омывания трубы коэффициент теплоотдачи **меньше**, чем при поперечном омывании примерно в два раза.

11.2 Теплоотдача при поперечном омывании пучков труб

Теплообменные поверхности выполняют из труб в виде пучков. Расположение труб в пучке может быть либо в коридорном, либо в шахматном порядках (рисунок 11.3).

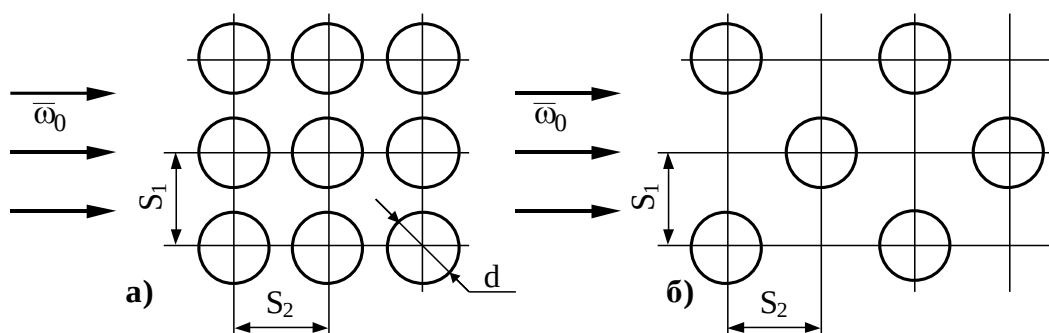


Рисунок 11.3 – Коридорное и шахматное расположение труб в пучке

В кожухотрубчатых теплообменниках может быть ромбическое или концентрическое расположение труб в пучке:

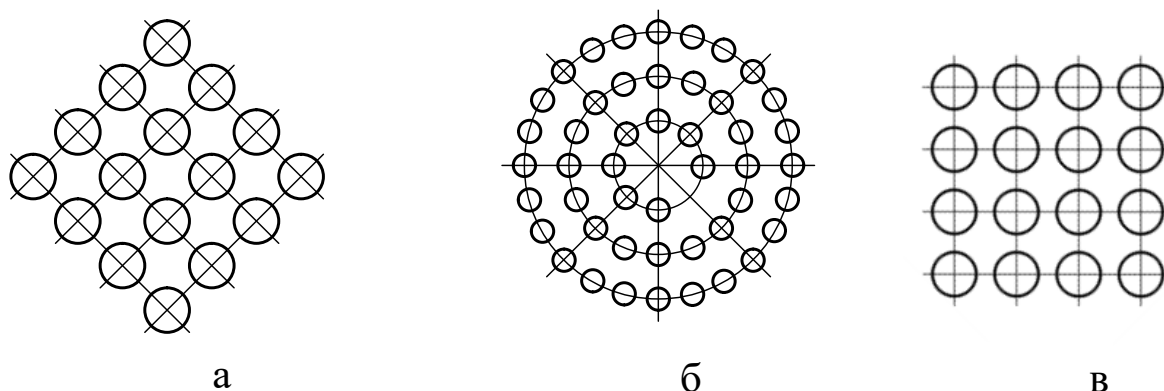


Рисунок 11.4 – Ромбическое (а), концентрическое (б) и квадратичное (в) расположение труб в пучке

К характеристикам пучка относятся:

- поперечный шаг пучка (S_1) – расстояние между осями двух соседних труб в ряду, перпендикулярному движению жидкости;
- продольный шаг пучка (S_2) – расстояние между осями двух соседних труб в ряду, параллельному движению жидкости;
- относительный поперечный шаг пучка – отношение S_1/d ;
- относительный продольный шаг пучка – отношение S_2/d ;
- количество рядов труб поперёк движения жидкости – n_1 ;
- количество рядов труб вдоль движения жидкости – n_2 ;

Т.к. пучок является турбулизатором потока, то критическое значение числа Рейнольдса $Re_{кр}$ для пучка будет равно: $Re_{кр} = 10^5$.

Если $Re < 10^5$, то режим движения жидкости в пучке будет ламинарным; если $Re > 10^5$, то режим движения жидкости в пучке будет турбулентный; смешанный режим течения существует при условии $10^3 < Re < 10^5$. Такой режим наблюдается в реальных теплообменных аппаратах.

Коэффициент теплоотдачи для первого ряда труб аналогичен коэффициенту теплоотдачи одиночной трубы. На теплоотдачу второго и последующих рядов влияет геометрия пучка (S_1 и S_2), поэтому первый ряд является турбулизатором для второго ряда, и коэффициент теплоотдачи у второго ряда будет больше. Начиная с третьего ряда коэффициент теплоотдачи устанавливается постоянным.

Определяющий размер – наружный диаметр трубы. Определяющая скорость – скорость в самом узком месте. Определяющая температура – средняя температура теплоносителя.

Коэффициент теплоотдачи для пучка труб определяется исходя из критериального уравнения для третьего и последующих рядов труб (при $10^3 < Re < 10^5$):

$$\overline{Nu}_{f_{III}} = C \cdot Re_f^n \cdot Pr_f^m \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_i \cdot \varepsilon_s \cdot \varepsilon_\varphi, \quad (11.3)$$

Для коридорного расположения: $C = 0,26$; $n = 0,65$; $m = 0,33$.

Для шахматного расположения: $C = 0,41$; $n = 0,6$; $m = 0,33$.

Поправочный множитель ε_i для третьего и последующих рядов равен 1, а для первого и второго рядов для коридорного пучка равен 0,6 и 0,9, для шахматного – 0,6 и 0,7 соответственно.

Коэффициент ε_s учитывает влияние относительности шагов. Для коридорного пучка $\varepsilon_s = (S_2 / d)^{-0,15}$, для шахматного пучка $\varepsilon_s = (S_1 / S_2)^{1/6}$.

Поправка ε_φ , учитывающая угол атаки φ , выбирается из таблиц.

Для очень вязких жидкостей ($Re < 1000$): $C = 0,56$; $n = 0,5$; $m = 0,36$.

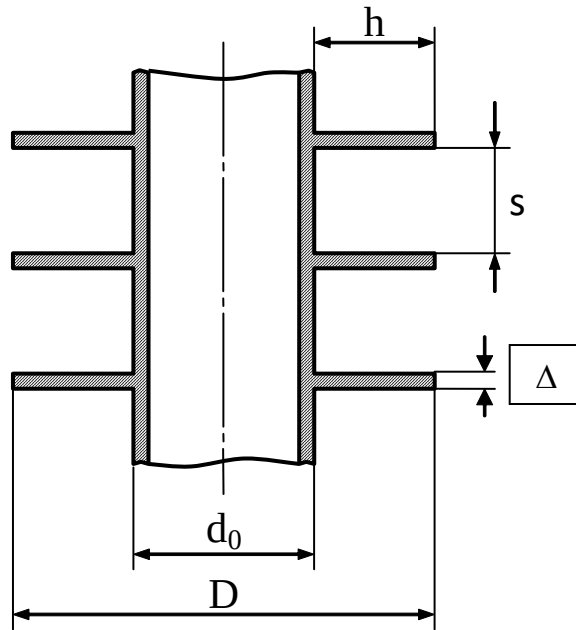


Рисунок 11.5 – Оребренная труба

При обтекании пучка оребренных труб, коэффициент теплоотдачи рассчитывается по следующей критериальной зависимости:

$$\overline{Nu}_f = 0,18 \left(\frac{d_h}{t} \right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h}{t} \right)^{-0,14} \cdot Re^{0,65} Pr^{0,4} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25}, \quad (11.4)$$

где h — высота ребра, $h = \frac{D - d_0}{2}$;

t — шаг рёбер;

D — диаметр ребра.

Формула справедлива при $3000 < Re < 25000$, $3 < \frac{d_h}{t} < 4,8$.

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_p} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{mp}} \frac{F_h}{F_{вн}}}, \quad (11.5)$$

где F_h — наружная поверхность оребренной трубы;

$F_{вн}$ — внутренняя поверхность трубы.

12 ТЕПЛООТДАЧА ПРИ СВОБОДНОМ ДВИЖЕНИИ ЖИДКОСТИ

Свободное движение возникает за счёт неоднородного распределения в рассматриваемой жидкости массовых или объёмных сил. Такими силами являются: сила тяжести, центробежная сила, сила электромагнитного поля.

Наиболее хорошо изучено свободное движение, вызванное силой тяжести – это « $\rho \cdot g$ » составляющая в уравнении движения Навье-Стокса.

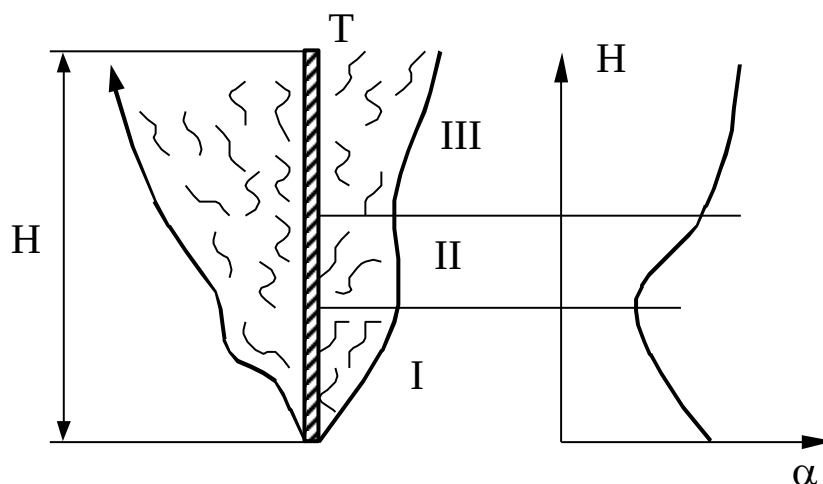
При теплообмене температура жидкости переменна, поэтому возникает разность плотностей (плотность зависит от температуры), и как следствие, разность гравитационных сил, и эта разность представляет собой Архимедову или подъёмную силу.

Различают свободную конвекцию в неограниченном и в ограниченном пространстве (узкие щели или каналы).

12.1 Теплоотдача при свободной конвекции в неограниченном пространстве

Полагаем, что объём жидкости так велик, что свободное движение, возникающее у других тел, расположенных в этом объёме, не оказывает влияния на рассматриваемое движение.

Рассмотрим случай свободной конвекции от вертикальной стенки.



I – ламинарный режим; II – переходная зона (локонообразный режим);
III – развитый турбулентный режим течения.

Рисунок 12.1 – Свободная конвекция около вертикальной нагретой стенки

Для зоны I, когда $10^3 < Ra = Gr \cdot Pr < 10^9$:

$$\overline{Nu}_f = 0,75 (Gr \cdot Pr)^{0,25} \left(\frac{Pr_f}{Pr_\infty} \right)^{0,25}. \quad (12.1)$$

Для III зоны, когда $Ra = Gr \cdot Pr > 6 \cdot 10^{10}$:

$$\overline{Nu}_f = 0,15 (Gr \cdot Pr)^{0,33} \left(\frac{Pr_f}{Pr_\omega} \right)^{0,25}. \quad (12.2)$$

Для горизонтальной трубы:

$$\overline{Nu}_f = 0,5 (Gr \cdot Pr)^{0,25} \left(\frac{Pr_f}{Pr_\omega} \right)^{0,25}. \quad (12.3)$$

Эта формула справедлива для случая, когда $10^3 = Gr \cdot Pr < 10^9$.
Характерный размер – наружный диаметр трубы.

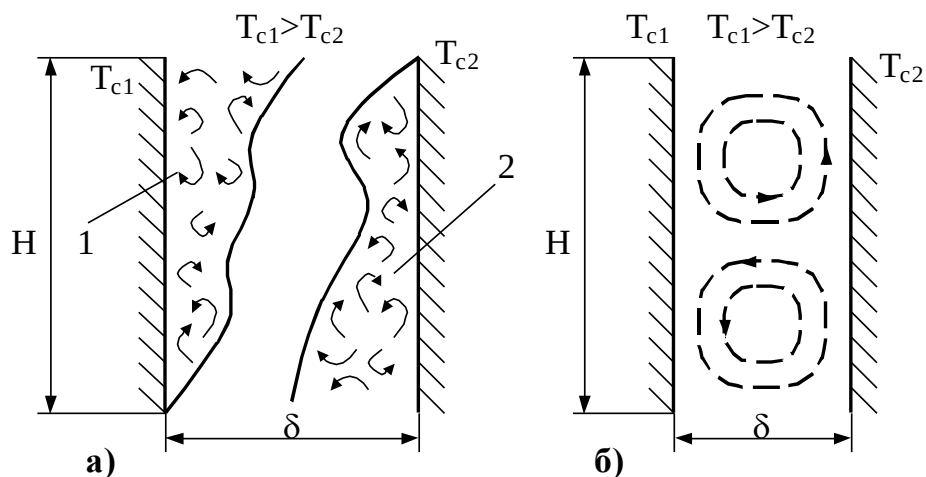
Для очень тонких горизонтальных проволок коэффициент теплоотдачи рассчитывается по следующей формуле:

$$\overline{Nu}_f = 1,18 (Gr \cdot Pr)^{1/8}. \quad (12.4)$$

12.2 Теплоотдача при свободной конвекции в ограниченном пространстве

Если объём жидкости невелик, то свободное движение, возникающее у других тел или частей данного тела, расположенных в этом объёме, может оказать влияние на рассматриваемое течение жидкости при свободной конвекции.

Возьмём две вертикальные пластины и рассмотрим два случая:

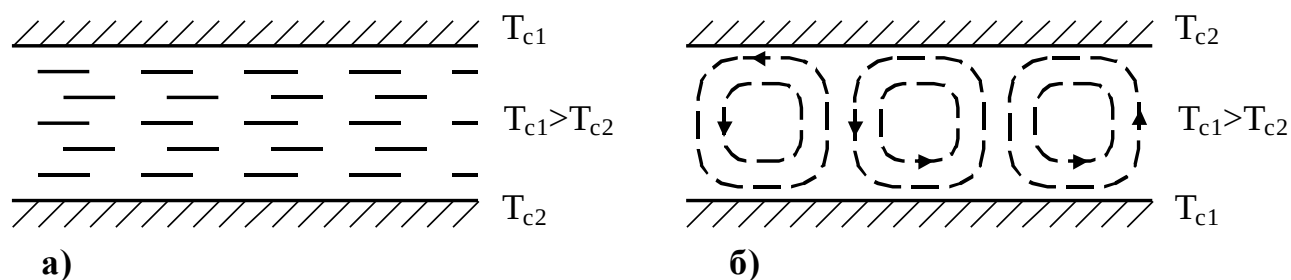


1 – восходящий поток, 2 – нисходящий поток

а – восходящий и нисходящий потоки не оказывают взаимного влияния,

б – образование контуров циркуляции

Рисунок 12.2 – Свободная конвекция в вертикальных щелях



а – движение отсутствует, б – с образованием контуров циркуляции

Рисунок 12.3 – Свободная конвекция в горизонтальных щелях

Если расстояние между вертикальными пластинами δ велико, то восходящие и нисходящие потоки движутся без взаимных помех. В этом случае движение и теплообмен имеют такой же характер, как и в неограниченном пространстве, и теплообмен рассчитывается по приведённым ранее критериальным зависимостям.

Если расстояние между вертикальными пластинами мало, то вследствие взаимных помех возникают внутренние циркуляционные контуры, высота которых определяется толщиной щели δ . В этом случае увеличивается поток тепла от поверхности с температурой стенки T_{c1} к поверхности с температурой стенки T_{c2} за счёт конвекции. Для горизонтальной щели, когда температура верхней стенки больше температуры нижней стенки щели, течение может практически отсутствовать. Если температура нижней поверхности больше температуры верхней, то в щели возникают конвективные токи, чередующиеся между собой. В этом случае поток тепла от стенки с температурой T_{c1} к стенке с температурой T_{c2} возрастает за счёт конвекции.

Для практических расчётов конвективного теплообмена в ограниченном пространстве эти сложные процессы конвективного переноса теплоты через щели **заменяют** эквивалентным процессом теплопроводности и рассчитывают его по закону теплопроводности Фурье.

Средняя плотность теплового потока условно записывается через закон теплопроводности Фурье:

$$q = \frac{\lambda_{\text{экв}}}{\delta} (T_{c1} - T_{c2}). \quad (12.5)$$

В этом случае эквивалентный коэффициент теплопроводности

$$\lambda_{\text{экв}} = \varepsilon_k \cdot \lambda_f, \quad (12.6)$$

где ε_k – коэффициент конвекции;
 λ_f – коэффициент теплопроводности среды.

Если произведение $Ra = Gr \cdot Pr < 10^3$, то конвекция не учитывается, и коэффициент конвекции ε_k равен 1 (чистая теплопроводность).

Если $Ra = Gr \cdot Pr > 10^3$, то коэффициент конвекции рассчитывается по формуле Михеева:

$$\varepsilon_k = 0,18(Gr \cdot Pr)^{0,25}. \quad (12.7)$$

Ориентировочные значения коэффициентов теплоотдачи для различных видов теплообмена приведены в таблице 12.2.

Наиболее распространённые теплоносители и условия их применения представлены в таблице 12.1.

Таблица 12.1 – Теплоносители и условия их применения

N	Теплоноситель	T, °C	p, МПа
1	Гелий	до –272	до 0,1
2	Водород	до –257	до 1
3	Азот, кислород, воздух	до –210	до 20
4	Хладоны, фреоны, аммиак	до –70	до 1,5
5	Рассол хлорида кальция и магния	до –50	до 0,1
6	Вода	от 0,01 до 100	до 0,1
7	Вода	от 100 до 374,15	от 0,1 до 22,5
8	Водяной пар	от 100 до 250	от 0,1 до 4
9	Высокотемпературный органический теплоноситель дефенил (ВОТ)	до 350	от 0,1 до 0,6
10	Жидкие металлы (натрий, калий)	от 150 до 700	до 0,1
11	Дымовые газы	от 400 до 1500	до 0,1

Таблица 12.2 – Средние значения коэффициентов теплоотдачи для различных случаев теплообмена

Вид теплообмена	α , Вт/(м²К)
Свободная конвекция в газах	5 – 30
Свободная конвекция воды	100 – 1000
Вынужденная конвекция газов	50 – 500
Вынужденная конвекция воды	500 – 20000
Плёночная конденсация водяного пара	4000 – 10000
Капельная конденсация водяного пара	40000 – 100000
Жидкие металлы	100 – 30000

Таблица 12.3 – Ориентировочные значения коэффициентов теплопередачи

Вид теплообмена	Для вынужденной конвекции	Для свободной конвекции
От газа к газу	10–40	4–12
От газа к жидкости	10–60	6–20
От конденсирующегося пара к газу	10–60	6–12
От жидкости к жидкости (вода) (масло)	800–1700 120–270	140–340
От конденсирующегося водяного пара к воде	800–3500	300–1200
От конденсирующегося водяного пара к кипящей воде	800–3500	300–2500

13 ТЕПЛООБМЕН ПРИ КОНДЕНСАЦИИ ЧИСТОГО ПАРА

13.1 Основные положения

Конденсация – процесс фазового перехода первого рода. Переход из парообразного (или газообразного) состояния в жидкое, сопровождающийся выделением скрытой теплоты парообразования r , кДж/кг.

Из термодинамики известно, что фазовый переход 1-го рода проходит при постоянном давлении p и постоянной температуре T .

Тройная точка – точка равновесного сосуществования всех трёх фаз.

Параметры тройной точки для воды: $p_{Т.Т.} = 610,8$ Па; $t_{Т.Т.} = 0,01^\circ\text{C}$.

Параметры критической точки: $p_K = 22,13$ МПа; $t_K = 374,15^\circ\text{C}$.

Сухой насыщенный пар и кипящая жидкость имеют одну и ту же температуру – температуру насыщения ($t_s, t_n, t_{\text{нас}}$).

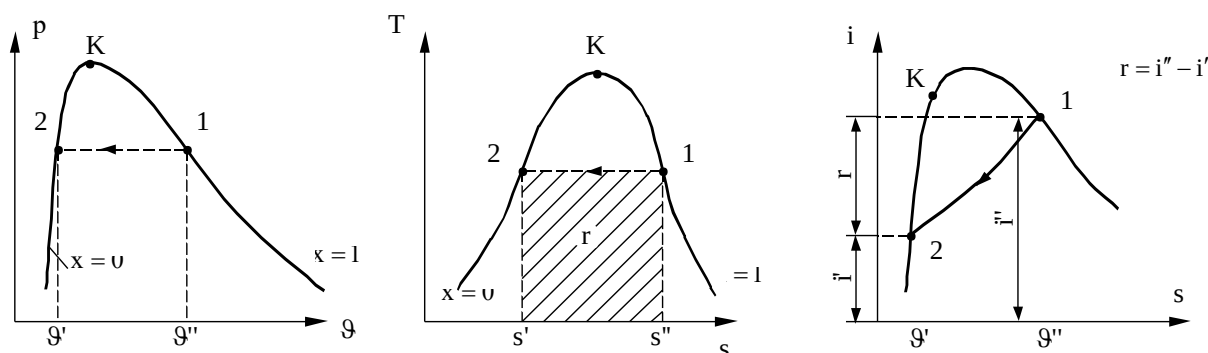


Рисунок 13.1 – Изображение процесса конденсации в термодинамических диаграммах

Фазы отличаются друг от друга только плотностью (удельным объёмом v), а также энтропией s .

Скрытая теплота парообразования r – количество теплоты, выделяющееся при превращении 1-го кг сухого насыщенного пара в один кг жидкости при постоянном давлении. В Ts -диаграмме – это заштрихованная площадь, в is -диаграмме – это отрезок. Если конденсируется перегретый пар, то в расчётную формулу необходимо подставить вместо теплоты, выделяющейся при конденсации 1 кг пара, энтальпию перегретого пара как $i_{\text{пар}} = r + C_p \Delta t_{\text{пар}}$. Если конденсируется влажный пар, то вместо теплоты, выделяющейся при конденсации 1 кг пара, ставим $r \cdot x$. Конденсация возможна в объёме (туман и дождь). Конденсация водяных паров, находящихся в продуктах сгорания реактивного двигателя, т.к. температура атмосферного воздуха на этой высоте ниже температуры точки росы. Это можно наблюдать зимой при конденсации водяных паров после автомобильных двигателей). В теплоэнергетике конденсация происходит на поверхности теплообмена (конденсация пара после турбины на трубках конденсатора, охлаждаемого водой).

Туман или выпадение дождя – это объемная конденсация водяного пара из влажного воздуха.

Конденсация на твёрдой поверхности теплообменника может быть капельной или плёночной. Капельная конденсация – конденсат скапливается на твёрдой поверхности в виде капель. Плёночная конденсация – в виде движущейся плёнки.

Капельная происходит в том случае, когда конденсат не смачивает поверхность теплообменника, плёночная – при смачивании поверхности теплообменника.

Эффект смачиваемости поверхности теплообмена определяется краевым углом смачивания θ , образованным поверхностью жидкости и поверхностью твёрдого тела, граничащий с паром.

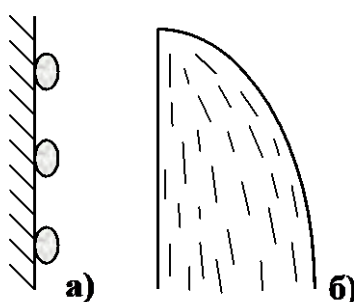


Рисунок 13.2 – Капельная (а) и пленочная (б) конденсация

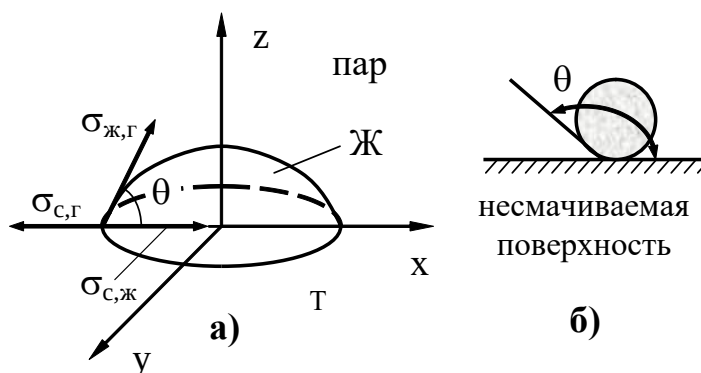


Рисунок 13.3 – Жидкость смачивает (а) и не смачивает поверхность (б)

Состояние равновесия капли на твёрдой поверхности определяется уравнением. Коэффициент поверхностного натяжения стенка-газ равен:

$$\sigma_{с,г} = \sigma_{с,ж} + \sigma_{ж,г} \cdot \cos \theta \text{ [н/м]}. \quad (13.1)$$

Если $\theta = 90^\circ$, $\cos 90^\circ = 0$.

Если $\theta < 90^\circ$, то $\sigma_{с,г} > \sigma_{с,ж}$ – жидкость смачивает поверхность;

если $\theta > 90^\circ$, то $\sigma_{с,г} < \sigma_{с,ж}$ – жидкость не смачивает поверхность.

Вода имеет краевой угол смачивания с металлом 50° , ртуть – 137° , поэтому вода как основной теплоноситель смачивает поверхность теплообмена, и поэтому происходит плёночная конденсация водяного пара.

Т.к. основным термическим сопротивлением при плёночной конденсации является толщина самой плёнки конденсата $R = \delta / \lambda$, то при капельной конденсации, когда эта плёнка разрывается, интенсивность теплоотдачи больше в 10–20 раз, чем при плёночной конденсации. Капельная конденсация водяного пара может возникнуть на поверхностях, имеющих масляное загрязнение, или быть вызвана искусственно с помощью гидрофобизаторов, которые вводятся либо в питательную воду, либо в пар.

13.2 Термическое сопротивление при конденсации

Конденсация пара происходит в два этапа:

1) Выделение скрытой теплоты конденсации (парообразования).

Собственно процесс конденсации, т.е. молекулы воды H_2O из паровой фазы устремляются к жидкой фазе или плёнке конденсата, и захватываются ею. В результате выделяется скрытая теплота парообразования, т.к. энергия молекулы, имеющая большую скорость в паровой фазе, (молекулы движутся в хаотичном направлении со скоростью звука) при переходе в жидкое состояние они теряют эту большую скорость за счёт притяжения молекул другими молекулами в жидком состоянии, и поэтому кинетическая энергия молекул превращается в тепловую (в скрытую теплоту парообразования). В жидком состоянии происходит колебательное движение молекул, и теплопроводность в жидкости осуществляется за счёт упругих волн колебательного движения молекул.

2) Отвод выделившейся теплоты парообразования от поверхности плёнки конденсата через слой конденсата. Главным условием конденсации является то, что температура поверхности теплообмена должна быть меньше температуры насыщения: $t_w < t_{s(n)}$.

Термическое сопротивление передачи теплоты от пара к стенке можно представить в виде суммы двух слагаемых:

$$R = \frac{t_s - t_w}{q} = \frac{1}{\alpha} = R_\delta + R_\phi, \quad (13.2)$$

где R_δ – термическое сопротивление плёнки конденсата;
 R_ϕ – термическое сопротивление фазового перехода.

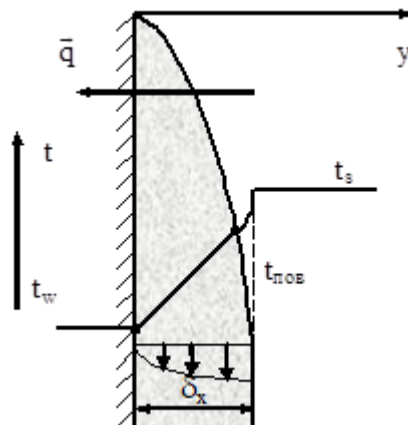


Рисунок 13.4 – Изменение температуры при конденсации

Согласно кинетической теории, не все молекулы пара, достигшие поверхности конденсата, захватываются этой поверхностью. Часть их отражается от этой поверхности и возвращается в паровую фазу. Это обстоятельство учитывается коэффициентом конденсации K , который представляет собой отношение числа захватываемых молекул к общему числу молекул пара, ударяющихся о плёнку конденсата. Коэффициентом конденсации K определяется скачок температуры на поверхности, равный разности $t_s - t_{\text{пов}}$, которая может достигать 1°C . Это значит, что температура плёнки конденсата меньше температуры насыщения (в справочниках даётся t_s). При давлении $p > 0,1$ бар коэффициент конденсации для воды равен 1. Температурный скачок на поверхности пропадает, следовательно фазовое термическое сопротивление R_ϕ не учитывается в расчётах:

$$R = \frac{1}{\alpha} = R_\delta = \frac{\delta}{\lambda_{\text{ж}}}. \quad (13.3)$$

С увеличением толщины плёнки конденсата, коэффициент теплоотдачи уменьшается.

$$\alpha = \lambda_{\text{ж}} / \delta. \quad (13.4)$$

Из формулы (13.4) следует, что для определения коэффициента теплоотдачи достаточно знать толщину плёнки конденсата, т.к. $\lambda_{\text{ж}}$ (воды) берется по t_s по таблицам.

Теоретическую задачу по расчёту толщины плёнки конденсата впервые сделал Нуссельт в 1916 году (немецкий физик).

13.3 Теплообмен при конденсации чистого пара при вертикальной поверхности и при ламинарном режиме течения плёнки конденсата.

При ламинарном режиме течения жидкости теплота передаётся поперёк плёнки только путём теплопроводности. При турбулентном режиме течения имеет место ещё и перенос тепла конвекцией. Переход от ламинарного режима к турбулентному определяют по числу Рейнольдса (критическое число Рейнольдса $Re_{кр} = 400$):

$$Re = \frac{\bar{w} \cdot \delta_x}{\nu_{ж}}. \quad (13.5)$$

Пренебрегая теплотой переохлаждения конденсата, считаем, что тепловой поток, передаваемый от паровой фазы к стенке, будет равен:

$$Q = r \cdot G \text{ Вт}, \quad (13.5)$$

где G – расход конденсата, кг/с.

r – скрытая теплота парообразования, Дж/кг.

Расход конденсата определяется из уравнения неразрывности:

$$G = \bar{w} \cdot f \cdot \rho_{ж} = \bar{w} \cdot \delta_x \cdot \ell_z \cdot \rho_{ж}, \quad (13.6)$$

где ℓ_z – размер стенки в направлении нормальной плоскости чертежа. Отсюда:

$$\bar{w} \cdot \delta_x = \frac{G}{\rho_{ж} \cdot \ell_z}.$$

На участке от $x = 0$ до x передается стенке тепловой поток:

$$Q = \bar{q} \cdot F = \bar{\alpha} \cdot \Delta \bar{t} \cdot F - \bar{\alpha} \cdot \Delta t \cdot x \cdot \ell_z = r \cdot G \Rightarrow \bar{w} \cdot \delta_x = \frac{G}{\rho_{ж} \cdot \ell_z} = \frac{\bar{q} \cdot x}{r \cdot \rho_{ж}};$$

$$Re = \frac{\bar{w} \cdot \delta_{ж}}{\nu_{ж}} = \frac{\bar{q} \cdot x}{r \cdot \rho_{ж} \cdot \nu_{ж}} = \frac{\bar{\alpha} \cdot \Delta \bar{t} \cdot x}{r \cdot \rho_{ж} \cdot \nu_{ж}}. \quad (13.7)$$

Из формулы (13.7) следует, что при названных условиях критерий Re кроме своей основной функции гидродинамического критерия, определяющего режим движения жидкости, является ещё и тепловым числом подобия, определяющим интенсивность теплоотдачи.

13.4 Теплообмен при плёночной конденсации неподвижного чистого пара на вертикальной поверхности и при ламинарном режиме

течения плёнки конденсата

Аналитическое решение задачи теплопроводности или теплоотдачи при ламинарном режиме течения плёнки конденсата впервые выполнил Нуссельт в 1916 г. Он сделал следующие допущения. Будем рассматривать стационарную задачу, и размер стенки (рис. 3.1) в направлении оси OZ бесконечно велик. Кроме того:

- 1) силы инерции, возникающие в пленке конденсата, пренебрежимо малы по сравнению с силами вязкости и силами тяжести;
- 2) конвективным переносом теплоты в плёнке и теплопроводностью вдоль плёнки пренебрегаем, учитываем только теплопроводность поперёк плёнки;
- 3) трением на границе раздела паровой и жидкой фазы пренебрегаем;
- 4) температура внешней поверхности плёнки конденсата постоянна и равна t_s ;
- 5) физические параметры конденсата не зависят от температуры;
- 6) плотность пара мала по сравнению с плотностью конденсата.

С учётом этих допущений дифференциальное уравнение энергии или теплопроводности:

$$\frac{d^2 t}{dy^2} = 0,$$

т.к. температура, изменяется только поперек пленки, а уравнение Навье-Стокса:

$$\frac{\mu_{\text{ж}} \cdot d^2 w_x}{dy^2} = -\rho_{\text{ж}} \cdot g. \quad (13.8)$$

Движение пленки конденсата происходит под действием силы тяжести и силы вязкости (устанавливается течение в любой точке пространства; скорость изменяется во времени).

Граничные условия:

$$\text{при } y = 0 \quad t = t_w, \quad w_x = 0;$$

$$\text{при } y = \delta \quad t = t_s, \quad \frac{dw_x}{dy} = 0,$$

т.е. трение на границе раздела фаз отсутствует.

Уравнение решил Нуссельт относительно толщины плёнки конденсата на расстоянии X от верха пластины. Он получил, что толщина плёнки определяется как:

$$\delta_x = \sqrt[4]{\frac{4\lambda_{\text{ж}} \cdot \mu_{\text{ж}} \cdot (t_s - t_w) \cdot X}{r \cdot \rho_{\text{ж}}^2 \cdot g}}. \quad (13.9)$$

Определяющей температурой является температура насыщения t_s , характерным размером – высота вертикальной стенки или высота трубы.

Т.к. $\alpha_x = \lambda_{\text{ж}} / \delta_x$, подставляя в это выражение δ_x , Нуссельт получил значение локального коэффициента теплоотдачи по высоте стенки:

$$\alpha_N = \sqrt[4]{\frac{\lambda_{\text{ж}}^3 \cdot \rho_{\text{ж}}^2 \cdot g \cdot r}{4\mu_{\text{ж}} \cdot (t_s - t_w) \cdot X}} + q_t. \quad (13.10)$$

Среднее значение коэффициента теплоотдачи определяется:

$$\bar{\alpha} = \frac{4}{3} \cdot \alpha_{x=h}. \quad (13.11)$$

С учётом этого выражения

$$\bar{\alpha} = 0,943 \cdot \sqrt[4]{\frac{r \cdot \rho_{\text{ж}}^2 \cdot \lambda_{\text{ж}}^3 \cdot g}{\mu \cdot \Delta t \cdot h}}. \quad (13.12)$$

С увеличением Δt α уменьшается, q возрастает.

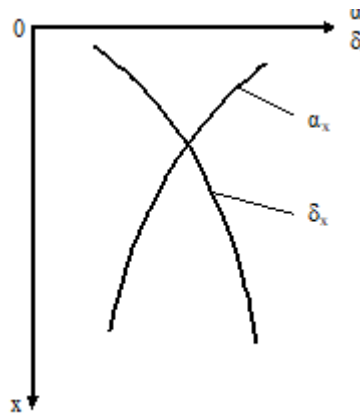


Рисунок 13.5 – Изменение локального коэффициента теплоотдачи в зависимости от толщины пленки

Решение Нуссельта хорошо совпадает с более точными решениями Лабунцова, хотя реальные коэффициенты теплоотдачи на 20% больше, чем рассчитанные по формуле. Академик Капица показал, что при $Re > Re_{\text{волн}}$, наступает волновой режим течения плёнки конденсата, что не учитывал

Нуссельт, и именно за счёт волнового режима течения α больше на 20%, поэтому иногда для практических расчётов вместо коэффициента 0,943 подставляют 1,12. Для каждой жидкости своё значение $Re_{\text{волн}}$. Так, для воды $Re_{\text{волн}} \approx 5$, а ламинарный режим течения – при $Re < 400$. С учётом влияния конвективного переноса теплоты в плёнке, зависимости физических свойств конденсата от температуры и волнового режима течения плёнки

$$\bar{\alpha} = \bar{\alpha}_{\text{Nu}} \cdot \varepsilon_{\psi} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_v, \quad (13.13)$$

где ε_{ψ} – поправка учета сил инерции в пленке и на конвективный перенос теплоты в ней.

При числе подобия Кутателадзе $K = \frac{r}{C_{\text{рж}} \cdot \Delta t} > 5$ и $1 < Pr < 100$, $\varepsilon_{\psi} = 1$.

$$\varepsilon_t = \left(\frac{Pr_s}{Pr_w} \right)^{0,25} \quad - \quad \text{поправка на изменение физических свойств от}$$

температуры.

$$\varepsilon_t = \left[\left(\frac{\lambda_w}{\lambda_s} \right)^3 \cdot \frac{\mu_s}{\mu_w} \right]^{1/8}. \quad (13.14)$$

ε_v – поправка на волновой режим течения конденсата, $\varepsilon_v = Re^{0,04}$.

Физические свойства определяются по t_s .

Формула (13.12) может быть преобразована к безразмерному виду.

Определяемым критерием является:

$$Re = \frac{\bar{\alpha} \cdot \Delta t \cdot h}{r \cdot v_{\text{ж}} \cdot \rho_{\text{ж}}}, \quad (13.15)$$

вводится безразмерная приведённая высота стенки, как некоторое число подобия Z :

$$Z = (Ga)^{1/3} \frac{\lambda_{\text{ж}} \cdot \Delta t}{r \cdot v_{\text{ж}} \cdot \rho_{\text{ж}}}, \quad (13.16)$$

$$Ga = \frac{g \cdot h^3}{v_{\text{ж}}^2}. \quad (13.17)$$

Ламинарный режим течения наступает при $Z < 2300$, ($Z_{\text{кр}} = 2300$).

С учётом поправок ε_{ψ} , ε_t , ε_v мы получаем критериальную зависимость:

$$Re = 0,95 \cdot Z_s^{0,78} \cdot \varepsilon_t \quad (13.18)$$

Следовательно:

$$\bar{\alpha} = \frac{Re \cdot r \cdot v_{ж} \cdot \rho_{ж}}{\Delta t \cdot h} \quad (13.19)$$

При ламинарном режиме течения плёнки конденсата по вертикальной поверхности (стенке, трубы) средний по длине (высоте) коэффициент теплоотдачи можно определить по формуле Лабунцова Д.А.:

$$Re = 3,8 \cdot Z^{0,78} \cdot \varepsilon_t, \quad (13.20)$$

$$\alpha = \frac{Re \cdot r \cdot v_{ж} \cdot \rho_{ж}}{\Delta t \cdot h \cdot 4} \quad (13.21)$$

$$Re = \bar{\alpha} \cdot \Delta t \cdot h \cdot \frac{4}{r \cdot v_{ж} \cdot \rho_{ж}}, \quad (13.22)$$

Приведённая высота стенки или трубы:

$$Z = \Delta t \cdot h \cdot \left(\frac{g}{v_{ж}^2} \right)^{1/3} \cdot \frac{\lambda_{ж}}{r \cdot v_{ж} \cdot \rho_{ж}}, \quad (13.23)$$

Формула справедлива при: $Re < 1600$, $Z < 2300$.

А и В табулированы в зависимости от t_s для водяного пара.

Обозначим через:

$$B = \frac{4}{r \cdot v_{ж} \cdot \rho_{ж}}, [M/Вт]; \quad (13.24)$$

$$A = \left(\frac{g}{v_{ж}^2} \right)^{1/3} \cdot \frac{\lambda_{ж}}{r \cdot v_{ж} \cdot \rho_{ж}}, \left[\frac{1}{M \cdot K} \right]. \quad (13.25)$$

Тогда:

$$\bar{\alpha} = \frac{Re}{\Delta t \cdot B \cdot H}, \left[\frac{Вт}{M^2 \cdot K} \right]. \quad (13.26)$$

Расход конденсата:

$$G_1 = \frac{\bar{\alpha} \cdot \Delta t \cdot \pi \cdot d \cdot h}{r}, \text{ кг/с.} \quad (13.27)$$

Кутателадзе обработал зависимости Нуссельта, Лабунцова, других авторов и свои эксперименты с помощью теории подобия и получил критериальные зависимости вида (при ламинарном режиме течения): $(Pr \cdot K \cdot Ga) < 10^{15}$,

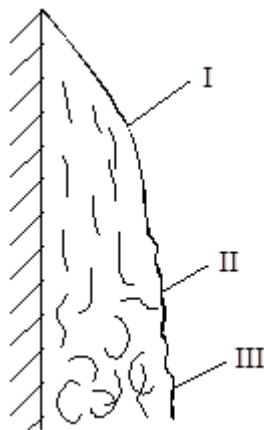
$$Nu = 0,943 \cdot (Pr \cdot K \cdot Ga)_s^{0,25} \cdot \varepsilon_t, \quad (13.28)$$

$$Nu = \frac{\bar{\alpha} \cdot h}{\lambda_{ж}}, \quad Pr = \frac{\nu_{ж}}{\alpha_{ж}}, \quad K = \frac{r}{C_{рж} \cdot \Delta t}, \quad Ga = \frac{g \cdot h^3}{\nu_{ж}^2} \cdot \varepsilon = \left(\frac{Pr_s}{Pr_w} \right)^{0,25}.$$

Число Кутателадзе представляет собой меру отношения тепла, идущего на изменения агрегатного состояния вещества, к теплоте перегрева или переохлаждения одной из фаз относительно температуры фазового перехода.

Значение коэффициента теплопередачи, рассчитанного по формулам (13.12), (13.19) и (13.26) практически не отличаются.

13.5 Смешанный (турбулентный) режим течения плёнки конденсата.



I – ламинарный, II – переходный, III – турбулентный

Рисунок 5 – Смешанный режим течения пленки конденсата

Турбулентный режим течения плёнки конденсата поступает при $Re > 400$ и $Z > 2300$. Т.к. в верхней части стенки, где $Re < 400$, режим движения ламинарный. Средний коэффициент течения плёнки при $Re > 400$, $Z > 2300$.

$$Re_s = \left[89 + 0,024 \cdot Pr_s^{0,5} \cdot \left(\frac{Pr_s}{Pr_w} \right)^{0,25} (z - 2300) \right]^{4/3}, \quad (13.29)$$

$$\frac{1}{\alpha} = \frac{\text{Re}_s \cdot r \cdot \rho \cdot g}{\Delta t \cdot h} \quad (13.30)$$

Определяющая температура – температура насыщения; определяющий геометрический размер – высота стенки или высота трубы.

Формула Лабунцова Д. А. имеет вид:

$$\text{Re} = \left[253 + 0,069 \cdot \text{Pr}_s^{0,5} \cdot (\text{Pr}_s / \text{Pr}_w)^{0,25} \cdot (z - 2300) \right]^{4/3}, \quad (13.31)$$

$$B = \frac{4}{r \cdot \rho_{\text{жс}} \cdot \nu_{\text{жс}}}$$

$$\alpha = \frac{\text{Re} \cdot r \cdot \rho_{\text{жс}} \cdot \nu_{\text{жс}}}{4 \cdot \Delta t \cdot h}.$$

Кутателадзе получил с помощью теории подобия следующую критериальную зависимость для расчёта теплообмена при конденсации на вертикальной стенке и при турбулентном режиме течения плёнки конденсата $(\text{Pr} \cdot \text{K} \cdot \text{Ga}) > 10^{15}$:

$$\text{Nu} = 0,068 \cdot (\text{Pr} \cdot \text{K} \cdot \text{Ga})^{0,33} \cdot \varepsilon_t, \quad (13.32)$$

13.6 Конденсация на горизонтальных трубах и на пучках труб

Нуссельт получил, что для наклонной стенки

$$\alpha_{\text{н}} = \alpha_{\text{верт}} \cdot \sqrt[4]{\cos \varphi}, \quad (13.33)$$

где φ – угол, образованный вертикалью и осью X.

Произведя интегрирование по φ выражение (13.33) от 0 до 180° он получил выражение для среднего коэффициента теплоотдачи по периметру горизонтальной трубы при плёночной конденсации пара и ламинарном режиме движения плёнки конденсата

$$\bar{\alpha} = 0,725 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda_{\text{ж}}^3 \cdot \rho_{\text{ж}}^2 \cdot g \cdot r}{\mu_{\text{ж}} \cdot (t_s - t_w) \cdot d}} \cdot \varepsilon_t \quad (13.34)$$

$$\text{Nu} = 0,725 \cdot (\text{Pr} \cdot \text{K} \cdot \text{Ga})^{0,25} \cdot \varepsilon_t \quad (13.35)$$

Лабунцов предложил следующую критериальную зависимость для горизонтальной трубы:

$$Re = 3,25Z^{0,75} \cdot \epsilon_t, \quad (13.36)$$

где Z – приведённая длина трубы,

$$Z = \Delta t \cdot \pi \cdot R \cdot \left(\frac{g}{v_{ж}^2} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{\lambda_{ж}}{r \cdot \rho_{ж} \cdot v_{ж}}. \quad (13.37)$$

При $Z < 3900$ движение пленки ламинарное.

$$Re = \bar{\alpha} \cdot \Delta t \cdot \pi \cdot R \cdot \frac{4}{r \cdot \rho_{ж} \cdot v_{ж}}. \quad (13.38)$$

где $R = D/2$ – радиус трубы

С увеличением скорости движения пара $\bar{w}_n$ коэффициент теплоотдачи при конденсации увеличивается.

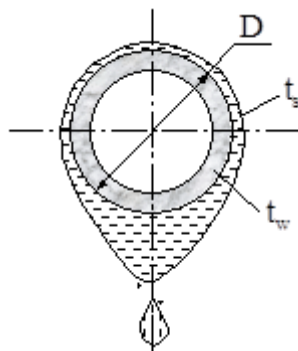


Рисунок 13.6 – Конденсация на горизонтальной трубе

Для трубных пучков формула для расчёта среднего коэффициента теплоотдачи пучка при конденсации на нём движущегося чистого пара может быть следующая:

$$\frac{\bar{\alpha}}{\bar{\alpha}_N} = B \cdot \left(\frac{\rho_{п} \cdot \bar{w}_{п}^2}{\rho_{ж} \cdot g \cdot d} \right)^{0,08} \cdot \left(\frac{\rho_{ж} \cdot g \cdot d^3 \cdot r}{v_{ж} \cdot \Delta t \cdot \lambda_{ж}} \right)^{-0,125}. \quad (13.39)$$

где $\bar{\alpha}_N$ – средний коэффициент теплоотдачи, рассчитываемый по формуле (13.10);

$\bar{\alpha}$ – средний коэффициент теплоотдачи пучка горизонтальных труб;

$B = 42$ – для чистого водяного пара;

$B = 30$ – для пара, содержащего неконденсирующиеся газы;

$\bar{w}_{п}$ – средняя скорость пара в самом узком сечении пучка;

d – наружный диаметр трубки пучка.

В критериальном виде (13.39) можно записать:

$$\overline{Nu} = 0,72 \cdot B \cdot Re_{\Pi}^{0,16} \cdot Re_*^{-0,125} \cdot Ga^{0,045} \cdot \left(\frac{\mu_{\Pi}}{\mu_{ж}} \right)^{0,08}, \quad (13.40)$$

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{\alpha} \cdot d}{\lambda_{ж}}, \quad Re_{\Pi} = \frac{w_{\Pi} \cdot d}{\nu_{\Pi}}, \quad Re_* = \frac{\lambda_{ж} \cdot \Delta t}{r \cdot \rho_{ж} \cdot \nu_{ж}}, \quad Ga = \frac{g \cdot d^3}{\nu_{ж}^2}.$$

Для практического расчёта теплообмена при конденсации пара на наружной поверхности пучка из n горизонтальных труб средний коэффициент теплоотдачи несколько ниже, чем при конденсации на одиночной трубе, т.к. конденсат, стекающий в виде струек с верхних трубок на нижние, утолщает плёнку конденсата нижних труб и, следовательно, увеличивает термическое сопротивление пленки конденсата.

Если $n \leq 100$ (количество трубок в пучке), то $\varepsilon = 0,7$;

если $n > 100$, то $\varepsilon = 0,6$, где ε – поправка.

Если при конденсации задаётся плотность теплового потока $q = \alpha \cdot \Delta t = \alpha \cdot (t_s - t_w)$ [Вт/м²], то можно записать следующую формулу для расчёта коэффициента теплоотдачи:

$$\bar{\alpha} = a \cdot \lambda_{ж} \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_{ж}^2 \cdot r \cdot g}{\mu_{ж} \cdot \ell \cdot q}}, \quad (13.41)$$

где a – коэффициент, для вертикальных поверхностей стенки трубы $a = 1,21$, для одиночной горизонтальной труб $a = 0,645$;

$\ell = H$ – высота трубы или стенки, для горизонтальных труб $\ell = d_{нар}$.

Если задан расход пара при конденсации G_1 , кг/с, то можно упростить формулы Нуссельта до следующих выражений. Для пучка из n вертикальных труб средний коэффициент теплоотдачи пучка упрощается до следующей зависимости:

$$\bar{\alpha}_{пучк}^{верт} = 3,78 \cdot \lambda_{ж} \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_{ж}^2 \cdot d_n \cdot n}{\mu_{ж} \cdot G_1}}, \quad (13.42)$$

Для пучка из n горизонтальных труб:

$$\bar{\alpha}_{пучк} = 2,02 \cdot \varepsilon \cdot \lambda_{ж} \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_{ж}^2 \cdot L \cdot n}{\mu_{ж} \cdot G_1}}, \quad (13.43)$$

где L – длина горизонтальной трубы конденсатора;
 ε – поправка на число труб в пучке.

На интенсивность (на коэффициент теплоотдачи α) при пленочной конденсации влияют следующие факторы:

Скорость и направление течения пара.

Если направление движения пара совпадает с направлением течения пленки конденсата, то с увеличением скорости пара происходит разрушение пленки конденсата, что приводит к увеличению толщины пленки и как следствие, если направление движения пара противоположно движению пленки конденсата, то это приводит к торможению и утолщению пленки, что снижает интенсивность теплоотдачи.

Примеси воздуха в паре приводит к увеличению термического сопротивления на внешней поверхности пленки, где собираются молекулы газа (воздуха) и интенсивность теплообмена уменьшается и может быть снижена в два раза, если в паре имеется всего 1% по массе неконденсирующегося газа (воздуха).

13.7 Теплообмен при капельной конденсации пара

Капельная конденсация имеет место, если конденсат не смачивает поверхность теплообмена (краевой угол смачивания $\theta > 90^\circ$). При капельной конденсации на поверхности теплообмена существует очень тонкая плёнка конденсата (десятая доля мкм). Толщина этой плёнки может быть как выше естественной шероховатости поверхности, так и ниже. Капля образуется за счёт расклинивающего действия поверхностных сил. Наиболее вероятным местом образования капли является микровпадина поверхности за счёт самопроизвольного разрыва этой тонкой плёнки. Образовавшиеся капли сливаются друг с другом до размеров, при которых они скатываются с поверхности теплообмена под действием силы тяжести. Стягивание конденсата в капли приводит к увеличению скорости конденсации на участках между каплями. Здесь термическое сопротивление не велико. Этим и объясняется высокие коэффициенты теплоотдачи при капельной конденсации. Они на порядок выше, чем при плёночной конденсации. Т.к. основным теплоносителем является вода, которая смачивает поверхность теплообмена, и, следовательно, конденсация водяного пара является плёночной, поэтому капельная конденсация водяного пара возможна только на замасленных поверхностях конденсатора после капитального ремонта. Аналитического решения при капельной конденсации нет.

Исаченко были получены критериальные уравнения для определения среднего коэффициента теплоотдачи при капельной конденсации неподвижного пара:

$$\begin{aligned} Re_* &= 8 \cdot 10^{-4} \div 3,3 \cdot 10^{-3}, \quad \overline{Nu} = 3,2 \cdot 10^{-4} \cdot Re_*^{-0,84} \cdot \pi_k^{1,16} \cdot Pr^{1/3}; \\ Re_* &= 3 \cdot 10^{-3} \div 1,8 \cdot 10^{-2}, \quad \overline{Nu} = 5 \cdot 10^{-6} \cdot Re_*^{-1,57} \cdot \pi_k^{1,16} \cdot Pr^{1/3}; \end{aligned} \quad (13.44)$$

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{\alpha} \cdot R_K}{\lambda_{ж}} = \frac{\bar{\alpha} \cdot 2\sigma \cdot T_s}{\lambda_{ж} \cdot \rho_{ж} \cdot r \cdot (T_s - T_w)},$$

$$Re_* = \frac{w_* \cdot R_K}{v_{ж}} = \frac{\lambda_{ж} \cdot (T_s - T_w)}{v_{ж} \cdot r \cdot \rho_{ж}};$$

$$\pi_K = \frac{\varepsilon \cdot \sigma \cdot R_K \cdot (t_s - t_w)}{\rho_{ж} \cdot v_{ж}^2} = \frac{2\varepsilon \cdot \sigma^2 \cdot T_s}{r \cdot \rho_{ж} \cdot v_{ж}^2}; \quad Pr = \frac{v_{ж}}{a_{ж}}.$$

Масштабом линейного размера является критический радиус капли, определяемый по формуле Томпсона:

$$R_K = \frac{2\sigma \cdot T_H}{r \cdot \rho_{ж} \cdot (T_H - T_w)}, \text{ м.} \quad (13.45)$$

Масштабом скорости является условная скорость роста конденсированной фазы при отводе тепла фазового перехода путём теплопроводности.

$$w_* = \frac{\lambda_{ж} \cdot \Delta t}{r \cdot \rho_{ж} \cdot R_K}, \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (13.46)$$

Критерий π_K учитывает влияние термокапиллярного движения на рост и теплоотдачу конденсированной фазы, это есть отношение термокапиллярных сил к силам вязкости.

14 ТЕПЛООБМЕН ПРИ КИПЕНИИ ОДНОКОМПОНЕНТНОЙ ЖИДКОСТИ

14.1 Механизм процесса кипения

Кипение – это фазовый переход 1-го рода из жидкого состояния в газообразное, сопровождающееся подводом теплоты фазового перехода.

Различают кипения на поверхности теплообмена и в объёме жидкости. В технике встречается процесс кипения на твёрдой поверхности нагрева (парогенерирующая труба).

Механизм теплообмена при кипении отличается от механизма теплоотдачи при конвекции однофазной жидкости наличием молярного переноса массы и тепла паровыми пузырями из пограничного слоя в объём кипящей жидкости, что значительно увеличивает коэффициент теплоотдачи при кипении. Кипение может быть пузырьковое и плёночное.

Для возникновения процесса кипения необходимо выполнение двух условий:

- 1) наличие центров парообразования;
- 2) наличие перегрева жидкости относительно температуры насыщения.

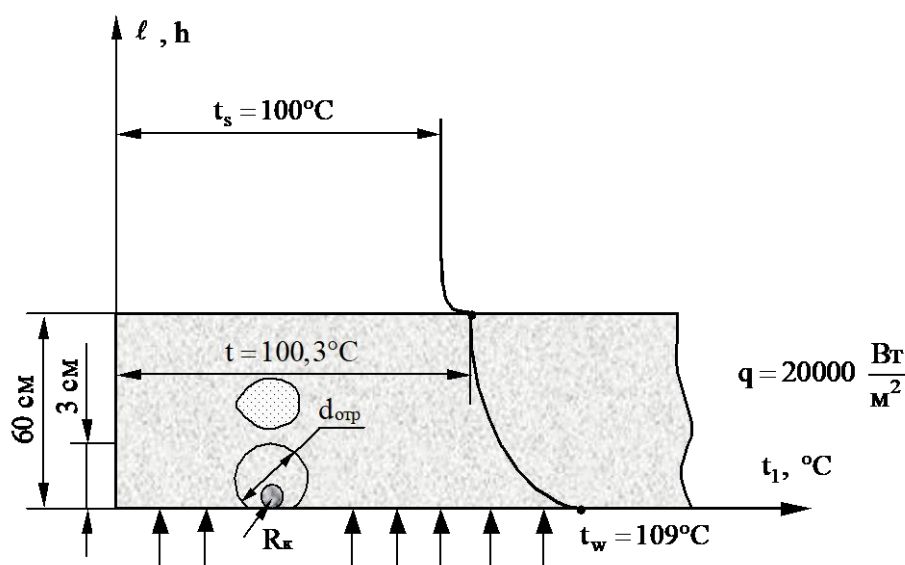


Рисунок 14.1 – Изменение температуры кипения воды при давлении 1 бар

Центрами парообразования могут быть выступы и впадины на поверхности теплообмена, пузырьки воздуха, пылинки и др.

Опыт показывает, что температура кипящей воды при атмосферном давлении на $0,2 - 0,4^{\circ}\text{C}$ больше, чем температура пара над поверхностью воды t_s . В таблицах Вукаловича «Физические свойства воды и пара» приводится температура пара, а не температура воды. Перегрев жидкости относительно

температуры насыщения имеет максимальное значение у поверхности теплообмена и при данных условиях перегрев жидкости составляет 9°C.

На поверхности теплообмена находятся центры парообразования, работа адгезии на которых минимальна. Под работой адгезии понимают такую работу, которую необходимо затратить, чтобы оторвать жидкость от твёрдой поверхности. При пузырьковом кипении основной поток теплоты передаётся от поверхности теплообмена жидкости и от жидкости к паровому пузырю через его поверхность. Причём коэффициент теплоотдачи достигает значения $200\,000 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$. Это тепло, передаваемое от жидкой фазы в паровой,

затрачивается на скрытую теплоту парообразования. Паровой пузырёк продолжает увеличиваться в объёме на поверхности. Достигнув размеров $d_{\text{отр}}$ он отрывается от поверхности теплообмена. На основании теории капиллярности получена формула для определения отрывного диаметра пузыря:

$$d_0 = 0,0208 \cdot \theta \cdot \sqrt{\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}})}}, [\text{м}], \quad (14.1)$$

где θ – краевой угол смачивания, в °.

Оторвавшись от поверхности, пузырёк всплывает, постоянно увеличиваясь в объёме со скоростью несколько см в секунду.

$$w_{\text{всплыв}} = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{\sigma \cdot g \cdot (\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}})}{\rho_{\text{ж}}^2}}, [\text{м/с}]. \quad (14.2)$$

По мере подъёма объём парового пузыря увеличивается в десятки раз.

14.2 Механизм теплообмена при пузырьковом кипении в большом объёме

Чтобы паровой пузырёк мог возникнуть в перегретой жидкости и продолжать существовать и развиваться, необходимо, чтобы давление пара внутри пузырька было больше суммы всех сил, действующих на паровой пузырёк, т.е.:

$$\Delta p = p_1 - p = \frac{2\sigma}{R_{\text{к}}}, \quad (14.3)$$

где $R_{\text{к}}$ – критический радиус пузыря в момент его зарождения, определяемый по формуле Томпсона:

$$R_k = \frac{2\sigma}{\Delta p} = \frac{2\sigma \cdot T_n}{r \cdot \rho_n \cdot (T_{ж} - T_n)}. \quad (14.4)$$

Если $\Delta p \leq \frac{2\sigma}{R_k}$, то давление пара внутри пузыря p_1 меньше суммы всех сил, действующих на пузырёк, и он сконденсируется. Если $\Delta p \geq \frac{2\sigma}{R_k}$, то паровой пузырёк будет развиваться и расти в объёме. В свою очередь R_k определяют размер впадин поверхности, которые будут центрами парообразования.

Как правило, жидкости смачивают металлические поверхности теплообмена (краевой угол смачивания меньше 90°): для воды $\theta = 50^\circ$, для керосина $\theta = 26^\circ$, для эфира $\theta = 16^\circ$, для ртути $\theta = 136^\circ$.

Основным тепловым сопротивлением при кипении жидкости является термическое сопротивление пограничного слоя жидкости. Однако периодический рост и подъём паровых пузырей нарушает этот пограничный слой жидкости и турбулизирует его, что приводит к значительной интенсификации теплообмена (α резко возрастает). Помимо этого, происходит перенос массы и тепла из пограничного слоя жидкости в объём самими паровыми пузырями, что дополнительно увеличивает теплообмен. Рассмотрим зависимость коэффициента теплоотдачи α и плотности теплового потока $q = \alpha \cdot \Delta t$ от температурного напора.

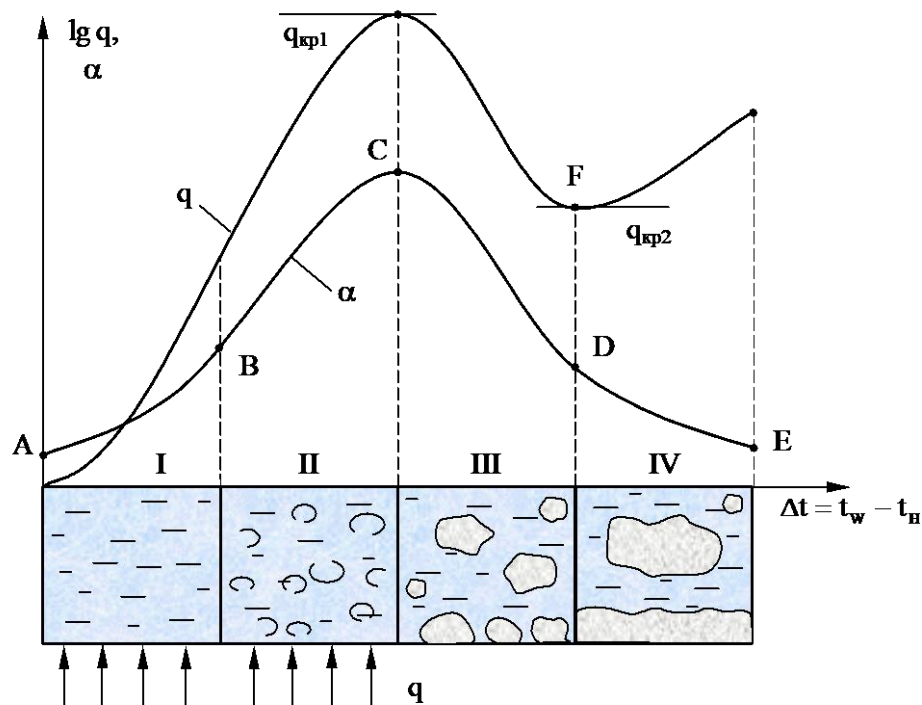


Рисунок 14.2 – Кривая кипения

В области I (участок А – В) при небольших значениях температурного напора значение коэффициента теплоотдачи невелико и определяется свободной конвекцией в неограниченном пространстве. В области II (участок ВС) наступает пузырьковое кипение жидкости, меняется режим теплообмена и коэффициент теплоотдачи α резко возрастает. В этой области резко возрастает плотность теплового потока q как за счёт α , так и за счёт Δt в т. С коэффициент теплоотдачи имеет максимальное значение. Это значит, что на поверхности возникла максимальное количество паровых пузырей. При дальнейшем увеличении Δt эти паровые пузырьки начинают сливаться между собой, а так как теплопроводность паровой фазы на порядок ниже, чем теплопроводность жидкой фазы, то коэффициент теплоотдачи начинает резко уменьшаться. Наступает так называемый переходный режим кипения от парового к плёночному (участок CD). При дальнейшем увеличении температурного напора Δt начинается развитие плёночного кипения. Поверхность отделена от жидкой фазы сплошной паровой плёнкой. Коэффициент теплоотдачи принимает постоянное значение, определяемое толщиной паровой плёнки. В области III плотность теплового потока от максимального значения $q_{кр2}$ начинает уменьшаться, т.к. α уменьшается больше, чем растёт Δt , и наконец, в т. F принимает минимальное значение $q_{кр2}$. В области IV $\alpha = \text{const}$, но Δt растёт, следовательно, растёт q . Процесс кипения в точках F и C носит кризисный характер и называется **кризис кипения I рода**, т.к. в т. C начинается резкое падение коэффициент теплоотдачи, температура поверхности теплообмена резко возрастает, что может привести к расплавлению и пережогу этой поверхности.

Критическая плотность теплового потока может быть определена последующей экспериментальной зависимости:

$$q_{кр1}^{(max)} = 0,14 \cdot r \cdot \sqrt{\rho_{п}} \cdot \sqrt[4]{g \cdot \sigma \cdot (\rho_{ж} - \rho_{п})}, \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \right]. \quad (14.5)$$

Обратный переход от плёночного режима кипения к пузырьковому носит так же кризисный характер. В т. F начинает резко расти коэффициент теплоотдачи α , что приводит к резкому уменьшению температуры теплоотдающей поверхности, а так как металлы при охлаждении сжимаются, то длина парогенерирующей трубы (например, в парогенераторах) может резко уменьшаться, что приведёт к её разрыву или развальцовке в барабане котла. Поэтому этот процесс носит кризисный характер.

$$q_{кр2}^{(min)} = 0,14 \cdot r \cdot \rho_{п} \cdot \sqrt[4]{\frac{g \cdot \sigma \cdot (\rho_{ж} - \rho_{п})}{\rho_{ж}^2}}, \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \right]. \quad (14.6)$$

В парогенераторах необходимо избегать как $q_{кр1}$, так и $q_{кр2}$. Для воды при атмосферном давлении значение $q_{кр1} \approx 1,2 \cdot 10^6$ Вт/м², $\Delta T_{кр1} = (25 \div 30)^\circ\text{C}$. $q_{кр2} \approx 4,4 \cdot 10^4$ Вт/м² при тех же условиях.

В целом теплообмен при кипении жидкости зависит от рода жидкости, от смачиваемости поверхности данной жидкостью, состояния поверхности (её шероховатости) и от расположения поверхности теплообмена в пространстве. Анализ условий подобия учитывает следующие допущения для записи дифференциальных уравнений:

Рассматривается однокомпонентная смачивающая жидкость при постоянных физических условиях в условиях свободного движения.

Принимается, что тепловой поток от поверхности нагрева воспринимается только жидкой фазой, и режим кипения пузырьковый.

Кипение происходит на горизонтальной плоской стенке. Размеры поверхности нагрева велики по сравнению с размером паровых пузырей.

С учётом этих допущений температурное поле в жидкой фазе описывается следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{array}{l} \text{уравнение энергии:} \quad \frac{\partial t}{\partial \tau} + \vec{w} \cdot \text{grad} t = a \cdot \nabla^2 t, \\ \text{уравнение движения:} \quad \frac{\partial \vec{w}}{\partial \tau} + \vec{w} \cdot \text{grad} \vec{w} = -\frac{1}{\rho} \cdot \text{grad} P + \nu \cdot \nabla^2 \vec{w}, \\ \text{уравнение неразрывности:} \quad \text{div} \vec{w} = 0. \end{array} \right\} \quad (14.7)$$

Уравнение, характеризующее движение пузырьков. Записывается условие равновесия между подъёмной силой (сила Архимеда) и силой гидравлического сопротивления движения пузыря.

$$\frac{\pi \cdot d^3}{6} \cdot g \cdot (\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}}) = C \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \rho_{\text{п}} \cdot \frac{u^2}{2},$$

где C — коэффициент лобового сопротивления пузыря;

$u = w_{\text{п}} - w$ — относительная скорость подъёма пузыря;

d — диаметр пузыря.

Уравнение теплообмена на поверхности парового пузыря. Тепловой поток, подводимый к поверхности пузыря от окружающей его жидкости за счёт теплопроводности, полностью затрачивается на испарение жидкости внутри пузыря, что обеспечивает рост пузыря по ходу его подъёма.

$$-\int_F \lambda \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_{n=0} dF = r \cdot \rho_{\text{п}} \frac{d}{d\tau} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^3}{6} \right).$$

Аналитического решения данной системы дифференциальных уравнений ещё нет, следовательно, они обработаны с помощью теории подобия в виде:

$$Nu_* = f(Re_*, Pr), \quad (14.8)$$

$$Nu_* = \frac{\alpha \cdot \ell_*}{\lambda}, \quad \ell_* = \frac{C \cdot \rho_{\text{ж}} \cdot \sigma \cdot T_s}{(r \cdot \rho_{\text{п}})^2}, \text{ м},$$

$$Re_* = \frac{w_{\text{кип}} \cdot \ell_*}{\nu}; \quad w_{\text{кип}} = \frac{q}{r \cdot \rho_{\text{п}}}, \quad Pr = \frac{\nu}{a},$$

$$Re_* = \frac{q \cdot \ell_*}{r \cdot \rho_{\text{п}} \cdot \nu}, \quad \ell_* = \frac{1}{2} Ra \cdot Ja,$$

$$Ja = \frac{C_p \cdot \Delta t \cdot \rho_{\text{ж}}}{r \cdot \rho_{\text{п}}}.$$

Ja – число Якоба, характеризующее отношение между тепловым потоком, идущем на перегрев объёма жидкости, и объёмной теплотой парообразования. Скорость паровых пузырей увеличивается с ростом числа Якоба. Скорость роста паровых пузырей при низких давлениях выше, чем при высоких.

В результате обобщения опытных данных по кипению, включая и кипение жидких металлов, получены следующие критериальные зависимости:

$$Nu_* = C \cdot Re_*^n \cdot Pr^{1/3}. \quad (14.9)$$

Если $Re_* \leq 0,01$, $C = 0,0625$, $n = 0,5$;

Если $Re_* > 0,01$, $C = 0,125$, $n = 0,65$.

Если в приведенной зависимости (14.9) заменить плотность теплового потока, входящую в число Re_* , на $\alpha \cdot \Delta t$, то мы получим:

$$\begin{aligned} Re_* \leq 0,01: \quad Nu_* &= 3,91 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\lambda \cdot \Delta t}{\rho_{\text{п}} \cdot r \cdot \nu} \cdot Pr^{2/3}; \\ Re_* \geq 0,01: \quad Nu_* &= 2,63 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{\lambda \cdot \Delta t}{\rho_{\text{п}} \cdot r \cdot \nu} \right)^{1,86} \cdot Pr^{0,952}. \end{aligned} \quad (14.10)$$

В задачнике ℓ_* и величина $\frac{\ell_*}{r \cdot \rho_{\text{п}} \cdot \nu}$ табулированы в зависимости от температуры насыщения t_s .

Первая критическая тепловая нагрузка при кипении в большом объёме может быть определена:

$$Re_{\text{хкр1}} = 68 \cdot Ar^{4/9} \cdot Pr^{-1/3}, \quad (14.11)$$

$$Re_{*кpl} = \frac{q_{кpl} \cdot \ell_*}{r \cdot \rho_{п} \cdot v},$$

$$Ar = \frac{g \cdot \ell^3 \cdot (\rho_{ж} - \rho_{п})}{v^2 \cdot \rho_{ж}},$$

$$0,86 \leq Pr \leq 13,2.$$

Для воды в интервале давлений от 0 до 40 бар имеются простые эмпирические формулы:

$$\alpha = 4,5 \cdot q^{0,7} \cdot p^{0,15}, \quad \alpha = 144 \cdot \Delta t^{2,33} \cdot p^{0,5}, \quad (14.12)$$

где p — подставляется в МПа;
 Δt — подставляется в °С.

При пузырьковом кипении жидкости на поверхностях, погруженных в большой объём (кипятильниках), коэффициент теплоотдачи рассчитывается:

$$\bar{\alpha} = 0,075 \cdot \left[1 + 10 \cdot \left(\frac{p}{p_{п}} - 1 \right)^{-2/3} \right] \cdot \left(\frac{\lambda^2 \cdot \rho}{\mu \cdot \sigma \cdot T_{п}} \right)^{1/3} \cdot q^{2/3}, \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right]. \quad (14.13)$$

При пузырьковом кипении жидкости в трубах средний коэффициент теплоотдачи рассчитывается по следующей эмпирической формуле:

$$\bar{\alpha} = 780 \cdot \frac{\lambda^{1,3} \cdot \rho^{0,5} \cdot \rho_{п}^{0,06}}{\sigma^{0,5} \cdot r^{0,6} \cdot C_p^{0,3} \cdot \mu^{0,3}} \cdot q^{0,6}, \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right]. \quad (14.14)$$

В этих формулах физические параметры определяются при температуре насыщения t_s или при температуре кипения $t_{кип}$.

Плотность пара:

$$\rho_{п} = \rho_{п_0} \cdot \frac{p}{B}, \quad \rho_{п_0} = \frac{273 \cdot \mu}{22,4 \cdot T_{п}},$$

где B — атмосферное давление;
 μ — молекулярная масса, кг/кмоль.

15 КОНВЕКТИВНЫЙ МАССООБМЕН

15.1 Основные положения конвективного массообмена. Закон Фика

В движущейся однокомпонентной среде теплота передаётся теплопроводностью и конвекцией. Такой процесс называется конвективным теплообменом. В движущейся многокомпонентной среде процесс совместного молекулярного и молярного переноса вещества называется конвективным массообменом. Конвективный теплообмен при наличии массообмена усложняется за счёт дополнительного переноса теплоты вместе с переносом массы. Конвективный массообмен между поверхностью жидкой или твёрдой фазы называется конвективной массоотдачей. Конвективная теплоотдача описывается законом Ньютона-Рихмана

$$q = \alpha \cdot (t_w - t_{\text{ж}}), \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}, \frac{\text{Дж}}{\text{с} \cdot \text{м}^2} \right]. \quad (15.1)$$

По аналогии плотность потока вещества (массы)

$$j = \beta \cdot (\rho_w - \rho_{\infty}), \left[\frac{\text{кг}}{\text{с} \cdot \text{м}^2} \right], \quad (15.2)$$

где β – коэффициент массоотдачи, отнесённый к разности концентраций диффундированного вещества на поверхности массообмена, м/с;

ρ_w – концентрация диффундированного вещества на поверхности, кг/м³;

ρ_{∞} – концентрация диффундированного вещества вдали от поверхности массоотдачи, кг/м³.

Для идеального газа

$$j = \beta_p \cdot (\rho_w - \rho_{\infty}), \left[\frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}} \right], \quad (15.3)$$

где β_p – коэффициент массоотдачи, отнесённый к разности парциального давления диффундированного компонента на поверхности массоотдачи и вдали от неё.

Если обозначить поток массы через J , кг/с, то плотность потока массы

$$j = \frac{dJ}{dF}, \left[\frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}} \right].$$

Зная j можно определить поток массы:

$$J = \int_F j dF, \text{ кг/с.}$$

При $j = \text{const}$: $J = j \cdot F$.

Если температура смеси $t_{\text{см}}$ и давление $p_{\text{см}}$ во всех частях системы имеют одно и то же значение (изобарно-изотермическая система), и смесь имеет различную концентрацию компонентов в отдельных частях системы, то каждый компонент движется в направлении меньшей концентрации. В результате чего, концентрация смеси выравнивается. Такая диффузия компонента за счёт разности концентраций называется **концентрационной диффузией**. Интенсивность концентрационной диффузии, т.е. плотность потока массы определяется по закону Фика:

$$j_{\text{к.д.}i} = -D \cdot \frac{\partial \rho_i}{\partial n}, \left[\frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}} \right], \quad (15.4)$$

где D – коэффициент молекулярной диффузии одного компонента относительно другого, $\text{м}^2/\text{с}$.

Движущей силой процесса массообмена является градиент концентрации $\partial \rho_i / \partial n$, где ρ_i – плотность i -го компонента. Знак минус говорит о том, что если рассматривать плотность потока массы как вектор, то он будет направлен в сторону, противоположную вектору градиента концентрации.

Согласно кинетической теории газов, коэффициент диффузии D возрастает с увеличением температуры и уменьшается с ростом давления.

Закон Фика можно записать иначе:

$$j_{\text{к.д.}i} = -\rho \cdot D \cdot \frac{\partial m_i}{\partial n}, \quad (15.5)$$

$$j_{\text{к.д.}i} = -\frac{D}{R_i \cdot T} \cdot \frac{\partial p_i}{\partial n}, \quad (15.6)$$

где m_i – относительная массовая концентрация итого компонента в смеси или массосодержания, $m_i = \rho_i / \rho_{\text{см}}$.

T – температура смеси,

p_i – парциальное давление итого компонента.

Значение коэффициента молекулярной диффузии D для бинарных газовых смесей (воздух-водяной пар, азот-водород, и т.д.) в зависимости от температуры может быть определено по формуле:

$$D = D_0 \cdot \left(\frac{T}{273} \right)^n, \quad (15.7)$$

где D_0 и n даётся в справочниках, а для смеси воздуха и водяного пара D вычисляется по формуле:

$$D = \frac{2,28}{p} \cdot \left(\frac{T}{273} \right)^{1,8}, [\text{м}^2/\text{с}],$$

где p – давление смеси, Па;
 T – температура смеси, К.

15.2 Дифференциальное уравнение тепло- и массообмена.

Запишем выражение для плотности теплового потока в случае теплообмена в движущейся жидкости, осложнённого массообменом:

$$q = -\lambda \cdot \nabla t + \rho \cdot \vec{w} \cdot i + \sum j_{\text{м.д.и}} \cdot i_i. \quad (15.8)$$

$\nwarrow$
 перенос теплоты за
счёт теплопроводности

$\downarrow$
 перенос
теплоты за счёт
конвекции

$\searrow$
 перенос теплоты за счёт молекулярной
диффузии (термо- и бародиффузия не
учитываются, учитываются только
концентрационная диффузия)

Поэтому, для того чтобы рассчитать процесс тепло- и массообмена, необходимо знать поля температур, поля w и поля потоков массы.

Поля температур описывается дифференциальным уравнением энергии. Без вывода запишем дифференциальное уравнение энергий тепло- и массообмена:

$$\begin{aligned} \frac{di}{d\tau} = & \frac{\lambda}{\rho} \cdot \nabla^2 t - \left(w_x \frac{\partial i}{\partial x} + w_y \frac{\partial i}{\partial y} + w_z \frac{\partial i}{\partial z} \right) - \\ & - \frac{1}{\rho} \cdot \left\{ \left[\frac{\partial(i_1 - i_2)}{\partial x} j_x \right] + \left[\frac{\partial(i_1 - i_2)}{\partial y} j_y \right] + \left[\frac{\partial(i_1 - i_2)}{\partial z} j_z \right] \right\}. \end{aligned} \quad (15.9)$$

Левая часть уравнения процесса энергии – изменение удельной энтальпии, вызванное процессами теплопроводности (1-ое слагаемое), конвекции (2-ое слагаемое) и молекулярной диффузии (3-е слагаемое).

Уравнение массообмена:

$$\frac{\partial m_i}{\partial \tau} = D \cdot \nabla^2 m_i, \quad (15.10)$$

где m_i – массосодержание, $m_i = \rho_i / \rho$;

$\partial m_i / \partial \tau$ – полная субстанционная производная массосодержания;

Формула (15.10) – дифференциальное уравнение Фика. Оно учитывает перенос массы только путём концентрационной диффузии.

Если коэффициент молекулярной диффузии D равен коэффициенту температуропроводности a , то поля концентрации и температур подобны. Дополнительно к этой системе дифференциальных уравнений надо добавить

уравнение сплошности или неразрывности потока. Для несжимаемой жидкости ($\rho = \text{const}$):

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} + \frac{\partial w_z}{\partial z} = 0, \quad (15.11)$$

$$\text{div} \vec{w} = 0.$$

А также условие однозначности (геометрические, физические, временные начальные и граничные). Аналитически решить данную систему 2-го порядка нельзя, поэтому расчёт процессов тепло и массообмена ведут с помощью методов теории подобия.

15.3 Аналогия процессов переноса тепла, массы и импульса (количества движения)

Рассмотрим дифференциальное уравнение энергии движения, массообмена в *раздельно идущих* процессах переноса вещества, тепла и количества движения для несжимаемой жидкости.

Уравнение массообмена без учёта термо- и бародиффузии:

$$\frac{\partial \rho_i}{\partial \tau} = D \cdot \nabla^2 \rho_i. \quad (15.12)$$

Уравнение энергии без диффузионной составляющей теплового потока:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \cdot \nabla^2 t. \quad (15.13)$$

Уравнение движения (уравнение Навье-Стокса) без учёта сил гравитации и для безнапорного движения:

$$\frac{\partial \vec{w}}{\partial \tau} = \nu \cdot \nabla^2 \vec{w}. \quad (15.14)$$

Форма записи этих трёх уравнений аналогична. Коэффициенты молекулярной диффузии, температуропроводности и кинематической вязкости измеряется в одних и тех же единицах – $\text{м}^2/\text{с}$. Если $D = a = \nu$, то поля концентраций t и w подобны. Отношение коэффициента молекулярной диффузии к коэффициенту температуропроводности называется числом подобия Льюиса:

$$\frac{D}{a} = \text{Le}.$$

Исходя из теории подобия при конвективном теплообмене общий вид критериальной зависимости имеет вид:

$$Nu = f(Re, Pr). \quad (15.15)$$

По аналогии:

$$Nu_D = \psi(Re, Pr_D). \quad (15.16)$$

В этом случае безразмерный коэффициент теплоотдачи:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot \ell}{\lambda}, \quad Nu_D = \frac{\beta \cdot \ell}{D},$$

где β – коэффициент массоотдачи;
 ℓ – характерный геометрический размер.

$$Pr = \frac{\nu}{a}, \quad Pr_D = \frac{\nu}{D}, \quad \frac{Pr}{Pr_D} = Le, \quad Pe_D = Re, \quad Pr_D = \frac{w \cdot \ell}{D},$$

$$Gr_D = \frac{g \cdot \ell^3}{\nu^2} \cdot \frac{\rho_w - \rho_\infty}{\rho_\infty} = Ar,$$

где ρ_w – концентрация диффундированного компонента на поверхности раздела;

ρ_∞ – концентрация диффундированного компонента вдали от поверхности раздела.

Если для какого-либо конвективного теплообмена получено:

$$Nu = C \cdot Re^n \cdot Pr^m, \quad (15.17)$$

то для расчёта массообмена, проходящего в аналогичных условиях можно пользоваться критериальной зависимостью:

$$Nu_D = C \cdot Re^n \cdot Pr_D^m. \quad (15.18)$$

Коэффициенты и показатели степеней должны быть равны между собой. Такая аналогия является приближённой. Она соблюдается, если процессы массо- и теплообмена удовлетворяют следующим условиям:

Процессы массообмена протекают при отсутствии в потоке химической реакции, а процесс теплообмена – при отсутствии в потоке внутренних источников теплоты.

Процесс массообмена протекает только в бинарной смеси при малой концентрации одного из компонентов. Учитывается только концентрационная диффузия.

Процессы массо и теплообмена протекают в одной и той же геометрической системе либо в подобных, граничные условия заданные

одинаковыми, например, постоянная концентрация на границе раздела фаз и постоянная температура.

Поэтому для расчёта процессов испарения жидкости в парогазовую смесь, сублимации, при концентрации пара из парогазовой смеси, при абсорбции или адсорбции какого-либо компонента из бинарной смеси можно пользоваться для расчёта коэффициента массоотдачи критериальными уравнениями, полученными для расчёта коэффициента теплоотдачи с заменой соответствующих чисел Nu , Pr , Re и Gr на Nu_D , Pr_D , Re_D , Gr_D .

Вынужденное движение в бинарной смеси в гладких трубах. Ламинарный режим течения – $Re < 2300$:

а) вязкостный режим – $Gr \cdot Pr < 8 \cdot 10^5$:

$$\overline{Nu}_D = 1,55 \cdot \left(Re_D \cdot \frac{d}{\ell} \right)^{0,33};$$

б) вязкостно-гравитационный режим – $Gr \cdot Pr > 8 \cdot 10^5$:

$$\overline{Nu}_D = 0,15 \cdot Re_f^{0,33} \cdot (Gr_D \cdot Pr_D)^{0,1} \cdot Pr_D^{0,33},$$

$$(Pr_f / Pr_w)^{0,25} = 1, (\mu_t / \mu_w)^{0,14} = 1.$$

(во всех формулах как для жидкости, так и для газа)

Турбулентный режим течения – $Re > 10000$:

$$\overline{Nu}_D = 0,021 \cdot Re_f^{0,33} \cdot Pr_D^{0,43}, \quad Nu = \frac{\beta \cdot d}{D}.$$

Продольное обтекание плоской пластины:

а) ламинарный режим – $Re = \frac{w \cdot \ell}{\nu} < 5 \cdot 10^5$:

$$\overline{Nu}_D = 0,66 \cdot Re_f^{0,5} \cdot Pr_D^{0,33};$$

б) турбулентный режим $Re > 5 \cdot 10^5$:

$$\overline{Nu}_D = 0,037 \cdot Re_f^{0,8} \cdot Pr_D^{0,43}.$$

Поперечное омывание цилиндра или трубы. Режим движения в пограничном слое – отрывной.

а) $5 < Re < 10^3$:

$$\overline{Nu}_D = 0,5 \cdot Re_f^{0,8} \cdot Pr_D^{0,38};$$

б) $10^2 < Re < 2 \cdot 10^5$:

$$\overline{Nu}_D = 0,25 \cdot Re_f^{0,6} \cdot Pr_D^{0,38}.$$

4) Поперечное омывание пучков труб: $10^3 < Re < 10^5$ – в пучках. Для 3-го и последующих рядов труб в пучке:

а) коридорное распространение:

$$\overline{Nu}_{D_{III}} = 0,26 \cdot Re_f^{0,65} \cdot Pr_D^{0,33};$$

б) шахматное распространение:

$$\overline{Nu}_{D_{III}} = 0,41 \cdot Re_f^{0,6} \cdot Pr_D^{0,33}.$$

5) Тепло- и массообмен при свободном движении смеси в неограниченном пространстве:

а) горизонтальная труба:

$$\overline{Nu}_D = 0,5 \cdot (Gr_D \cdot Pr_D)^{0,25}, \quad Nu_D = \frac{\beta \cdot d}{D},$$

где d – диаметр трубы;

б) вертикальная стенка:

$$10^3 < Gr \cdot Pr < 10^9, \quad \overline{Nu}_D = 0,75 \cdot (Gr_D \cdot Pr_D)^{0,25};$$

$$10^9 < Gr \cdot Pr < 10^{12}, \quad \overline{Nu}_D = 0,15 \cdot (Gr_D \cdot Pr_D)^{0,33};$$

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{\beta} \cdot h}{D},$$

где h – высота стенки (трубы).

Для каждого вида процесса тепло- и массообмена (адсорбция, абсорбция, сублимация) существует большое количество критериальных зависимостей для расчёта конкретных задач.

16 ТЕПЛООБМЕН ИЗЛУЧЕНИЕМ

16.1 Основные положения

Тепловое излучение – это процесс распространения внутренней энергии тела путём электромагнитных волн. При нагревании тела часть тепловой энергии превращается в лучистую энергию, которая передаётся другим телам, т.е. поглощается другими телами, и превращается в тепловую энергию другого тела. Таким образом, происходит двойное преобразование энергии – тепловой энергии в лучистую и лучистой в тепловую.

Электромагнитными волнами называются электромагнитные возмущения, исходящие из излучаемого тела и распространяющиеся в вакууме со скоростью света $c = 2,9979 \cdot 10^8$ м/с ≈ 300000 км/с. При поглощении электромагнитных волн какими-либо другими телами эти волны вновь превращаются в энергию теплового движения молекул.

Помимо волновых свойств излучение обладает корпускулярными свойствами, т.е. лучистая энергия излучается и поглощается веществами не непрерывно, а отдельными дискретными порциями, т.е. квантами света или фотонами. Синтезом непрерывности поля электромагнитных волн и дискретности фотонов являются представление о том, что энергия и импульсы сосредоточены в фотонах, а вероятность их нахождения в том или ином месте пространства сосредоточена в волнах.

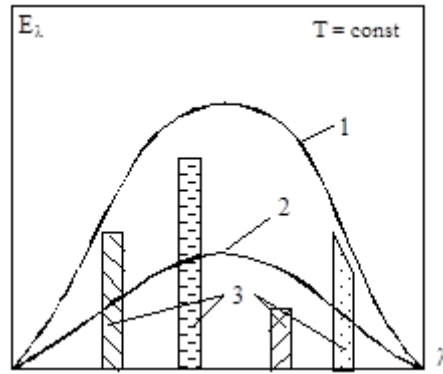
Излучение характеризуется длиной волны λ и частотой колебаний $\nu = c/\lambda$, [Гц]. Энергия кванта определяется как $h \cdot \nu$, где $h = 6,626 \cdot 10^{-34}$ Дж·с – постоянная Планка.

В зависимости от длины волны λ различают следующие виды излучений:

- 1) Космическое излучение: $\lambda = 0,05$ мкмк (1 мкмк $= 10^{-9}$ мм, 1 ммк $= 10^{-6}$ мм, 1 мк $= 10^{-3}$ мм).
- 2) γ -излучение: $\lambda = 0,05 \div 0,1$ мкмк.
- 3) Рентгеновское излучение: $\lambda = 1$ мкмк $\div 20$ ммк.
- 4) Ультрафиолетовое излучение: $\lambda = 20$ ммк $\div 0,4$ мк.
- 5) Видимое (световое) излучение: $\lambda = 0,4 \div 0,8$ мк.
- 6) Инфракрасное (тепловое) излучение: $\lambda = 0,8$ мк $\div 0,8$ мм.
- 7) Радиоволны: $\lambda = 0,2$ мм $\div X$ км.

} тепловое
излучение

Наибольший интерес представляют пункты 5 и 6. Т.к. природа световых лучей аналогична природе тепловых лучей, то тепловое излучение подчиняется законам распространения, отражения, преломления, установленным для видимых лучей, т.е. тепловые лучи подчиняются законам оптики. Большинство твёрдых и жидких тел имеют сплошной спектр излучения, т.е. излучают энергию всех длин волн от 0 до ∞ . Газы и пары имеют селективный или прерывистый спектр излучения.



1 – излучение абсолютно чёрного тела; 2 – излучение серого тела;
3 – селективное (выборочное) излучение газов и паров;

Рисунок 16.1 – Плотность потока излучения в зависимости от длины волны

В общем случае интенсивность излучения определяется абсолютной температурой поверхности тела, материалом, состоянием поверхности, а для газов и паров интенсивность излучения определяется толщиной слоя газа и давлением p .

Энергия излучения, соответствующая узкому интервалу длин волн от λ до $\lambda + d\lambda$, называется потоком монохромного излучения Q_λ .

Суммарное излучение с поверхности тела во всём интервале длин волн называется **интегральным** или полным излучением Q . Отношение лучистого потока, испускаемого в бесконечно малом интервале длин волн, к величине этого интервала называется спектральной плотностью потока излучения:

$$E_\lambda = \frac{dE}{d\lambda}. \quad (16.1)$$

Поверхностная плотность потока интегрального излучения (плотность потока излучения) E – количество энергии, излучаемое в полусферическое пространство единицей поверхности в единицу времени, называется **излучательной способностью поверхности тела**:

$$E = \frac{dQ}{dF}, [\text{Вт/м}^2]. \quad (16.2)$$

Количество энергии, излучаемое в направлении ℓ под углом φ с нормалью к поверхности единицей элемента площадки в единицу времени в пределах единичного элемента телесного угла $d\omega$, называется угловой плотностью потока излучения:

$$I_\varphi = \frac{d^2Q_\varphi}{dF d\omega} = \frac{dE_\varphi}{d\omega}.$$

Интенсивность (яркость) излучения определяется:

$$I = \frac{d^2 Q_\varphi}{dF_n d\omega} = \frac{I_\varphi}{\cos \varphi}.$$

Поток полного (или интегрального) излучения:

$$Q = \int_0^\infty Q_\lambda d\lambda, \quad E = \int_0^\infty E_\lambda d\lambda, \quad I = \int_0^\infty I_\lambda d\lambda.$$

Полное излучение Q и плотность потока излучения E определяются природой тела и его температурой и называются собственным излучением тела.

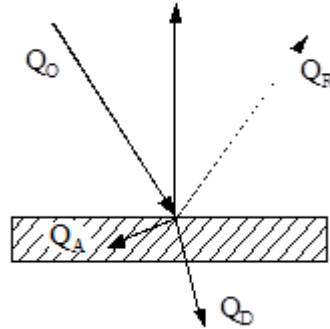


Рисунок 16.2 – Взаимодействие потока излучения с телом

Пусть имеем тело, на которое падает общий поток энергии:

Q_O – общий поток энергии;

Q_R – отражённая энергия;

Q_A – поглощённая энергия;

Q_D – прошедшая энергия.

Баланс лучистой энергии запишется в виде:

$$Q_O = Q_A + Q_R + Q_D, \quad (16.3)$$

$$\frac{Q_A}{Q_O} + \frac{Q_R}{Q_O} + \frac{Q_D}{Q_O} = 1, \quad (16.4)$$

$$A + R + D = 1, \quad (16.5)$$

где A – поглощательная способность тела, при $A=1$ – абсолютно чёрное тело;

R – отражательная способность тела, при $R=1$ – зеркальное тело (при диффузионном отражении энергия испускается телом во все направления – такое тело называется абсолютно белым);

D – пропускная способность тела, при $D=1$ – абсолютно прозрачное (или прозрачное) тело (деатермичное тело).

Абсолютно чёрных, белых и прозрачных тел в природе нет. Все тела считаются серыми.

16.2 Эффективное излучение

Эффективным излучением называется сумма собственного излучения и отражённого этим телом излучения других тел:

$$E_{\text{эфф}} = E_1 + (1 - A_1) \cdot E_2. \quad (16.6)$$

Эффективное излучение мы измеряем приборами (радиационными пирометрами), и именно эффективное излучение участвует в лучистом теплообмене между телами.

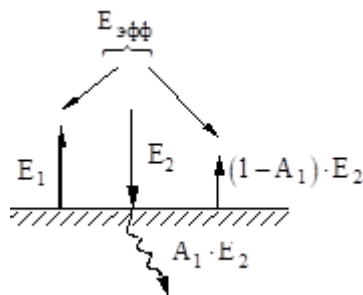


Рисунок 16.3 – Эффективное излучение

В общем случае плотность потока результирующего излучения определяется как разность встречных потоков излучения, падающих на условную поверхность:

$$q_{\text{рез}} = E_{\text{пад1}} - E_{\text{пад2}}.$$

Плотность потока эффективного излучения

$$E_{\text{эфф}} = q_{\text{рез}} + E_{\text{пад}}. \quad (16.7)$$

Для абсолютно чёрного тела эффективное излучение равно собственному:
 $E_{\text{эфф0}} = E_0.$

16.3 Законы теплового излучения

Законы теплового излучения относятся только строго к излучению абсолютно чёрного тела в вакууме, когда излучение является равновесным, т.е. все тела, входящие в данную излучательную систему, имеют одинаковую температуру.

1. **Закон Планка.** Устанавливает зависимость спектральной плотности потока излучения абсолютно чёрного тела в вакууме от абсолютной температуры тела T и длины волны λ .

$$E_{0\lambda} = \frac{2\pi \cdot C_1}{\lambda^5 \cdot (e^{C_2/\lambda T} - 1)}, [\text{Вт/м}^3], \quad (16.8)$$

где C_1 – первая константа излучения, $C_1 = 0,59544 \cdot 10^{-16} \text{ Вт/м}^2$;
 C_2 – вторая константа излучения, $C_2 = 1,4388 \cdot 10^{-2} \text{ м} \cdot \text{К}$.

Согласно этому закону, каждой температуре соответствует максимальное излучение при определённой длине волны λ_{max} . При $\lambda \rightarrow 0$ и $\lambda \rightarrow \infty$ $E_{0\lambda} \rightarrow 0$.

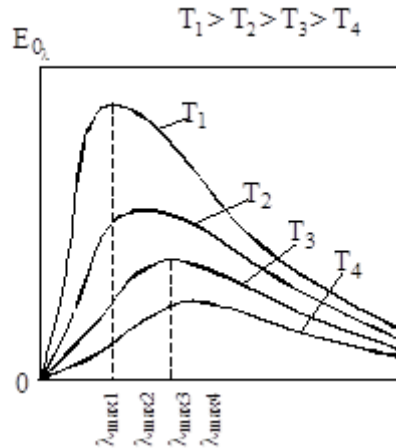


Рисунок 16.4 – Графическое представление закона Планка

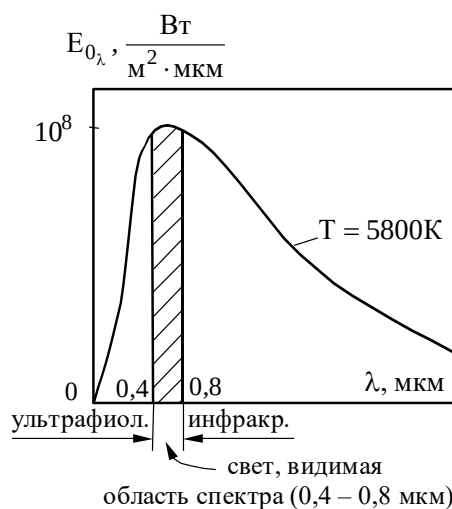


Рисунок 16.5 – Излучение Солнца

Максимальное излучение Солнца приходится на видимую часть спектра, поэтому глаза человека приспособлены наилучшим образом воспринимать часть спектра с максимальной энергией излучения и плохо воспринимать излучение, приходящееся на инфракрасную область (человек плохо видит ночью).

2) **Закон смещения Вина.** С увеличением температуры максимальное излучение сдвигается в сторону более коротких длин волн (рис. 16.4):

$$T \cdot \lambda_{\text{max}} = 2,898 \cdot 10^{-3} \text{ м} \cdot \text{К}. \quad (16.9)$$

3) **Закон Кирхгофа.** Устанавливает связь между излучательной и поглотительной способностью серых и абсолютно чёрного тела.

Отношение лучеиспускательной способности к поглотительной для всех серых тел одинаково и равно лучеиспускательной способности абсолютно чёрного тела при той же температуре.

Имеем две поверхности: одна серая, другая абсолютно чёрная. Для серого тела приход энергии – AE_0 , а расход энергии – E . Баланс лучистого теплообмена:

$$E_{\text{рез}} = q = E - AE_0, [\text{Вт/м}^2].$$

Лучистый теплообмен происходит между поверхностями, если $T = T_0$. В этом случае система находится в подвижном тепловом равновесии, когда $q = 0$. Тогда $E = AE_0$ или $E_0 = E / A$. Т.к. серое тело и его температура были выбраны произвольно, то для любой такой системы можно записать:

$$\frac{E_1}{A_1} = \frac{E_2}{A_2} = \dots = E_0. \quad (16.10)$$

Это есть одна из записей закона Кирхгофа. Отношение лучеиспускательной к поглотительной способности тела для всех тел одинаково и равно лучеиспускательной способности чёрного тела. Т.к. $E = C \cdot (T/100)^4$, тогда:

$$\frac{C_1}{A_1} = \frac{C_2}{A_2} = \dots = C_0.$$

Т.к. степень черноты $\varepsilon = C/C_0$, то поглотительная способность тела и степень черноты численно равны между собой:

$$A = \varepsilon. \quad (16.11)$$

4) **Закон Стефана-Больцмана** (основной закон теплового излучения). Устанавливает зависимость плотности излучения от абсолютной температуры тела:

$$E_0 = \sigma \cdot T^4, \quad (16.12)$$

$$E_0 = C_0 \cdot (T/100)^4, \quad (16.13)$$

где σ_0 – постоянное излучение абсолютно чёрного тела, $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К}^4)$;

C_0 – коэффициент излучения, $C_0 = 5,67 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К}^4)$.

Данный закон можно использовать и для серых тел:

$$E = C \cdot (T/100)^4,$$

где C – коэффициент излучения серого тела, изменяется от 0 до 5,67.

Коэффициент излучения C характеризует интенсивность *собственного* излучения тела и количественно равен потоку собственного излучения, отнесённому к единице поверхности и к единице перепада абсолютных температур, в 4-й степени между этим телом и окружающими телами, находящимися при температуре абсолютного нуля.

Излучательную способность серых тел сравнивают с излучательной способностью чёрного тела (относительная излучательная способность):

$$\frac{E}{E_0} = \frac{C \cdot (T/100)^4}{C_0 \cdot (T/100)^4} = \frac{C}{C_0} = \varepsilon. \quad (16.14)$$

5) **Закон Ламберта.** Устанавливает связь между излучательной способностью тела и направлением излучения.

Лучеиспускательная способность тела в направлении нормали к поверхности определяется:

$$E_n = \frac{E_0}{\pi} = \frac{C_0 \cdot \varepsilon \cdot (T/100)^4}{\pi}. \quad (16.15)$$

В соответствии с законом косинусов Ламберта, количество лучистой энергии, излучаемой телом в некотором направлении, равно количеству энергии, излучаемой по нормали к поверхности, умноженной на $\cos \varphi$ (где φ – угол между нормалью и данным направлением):

$$E_x = E_n \cdot \cos \varphi. \quad (16.16)$$

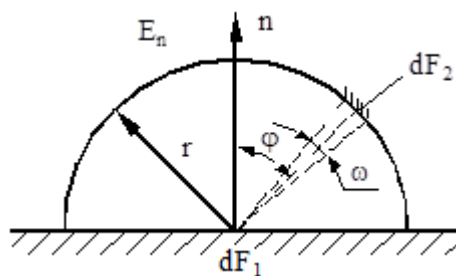


Рисунок 16.6 – Определение интенсивности излучения в заданном направлении

Лучистая энергия, покидающая поверхность тела в данном направлении, изменяется пропорционально косинусу угла между этим направлением и нормалью к поверхности. При $\varphi = 90^\circ$ $E_x = 0$.

16.4 Теплообмен излучением между плоскими параллельными телами, разделёнными прозрачной (диатермичной) средой

Рассмотрим излучательную систему, состоящую из двух серых тел 1 и 2.

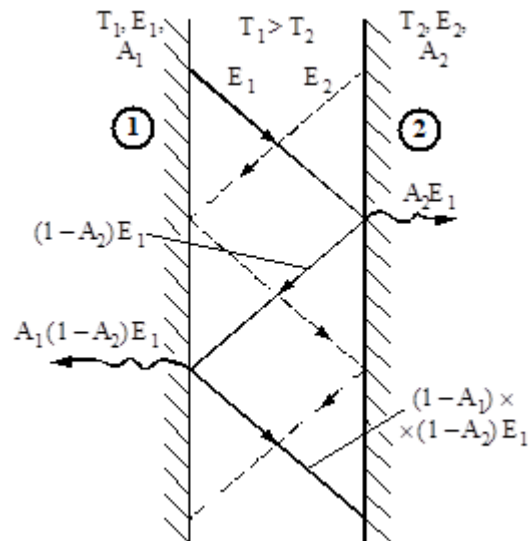


Рисунок 16.7 – Теплообмен излучением между двумя параллельными пластинами

Поверхности этих тел параллельны и имеют большой размер по сравнению с расстоянием между ними. В этом случае угловые коэффициенты излучения $\phi_{1,2} = \phi_{2,1} = 1$.

Вся излучаемая энергия первым телом попадает на поверхность второго тела. Заданы: t , A , E . Будем считать, что $T_1 > T_2$. Если проследить движение лучистой энергии, испускаемой первым телом E_1 , то увидим, что часть этой энергии в количестве $A_2 \cdot E_1$ поглощается вторым телом, а $(1 - A_2) \cdot E_1$ отражается им, и в количестве $A_1 \cdot (1 - A_2) \cdot E_1$ поглощается первым телом и т.д. Аналогично получается и для второй поверхности, только индексы меняются местами. Расчёт лучистого теплообмена базируется на двух основных методах.

Первый метод – это метод многократных отражений или метод Сальдо. Он связан с громоздкими вычислениями, и поэтому для сложных геометрических систем использовать его затруднительно.

Второй метод рассматривает конечные эффекты теплообмена между телами. Для того чтобы найти результирующий тепловой поток $q_{1,2}$, который первая поверхность передаёт второй, необходимо, во-первых, из первоначальной энергии E_1 вычесть то, что возвращается и снова поглощается, и, во-вторых, вычесть ту энергию, которая поглощается из излучения второй поверхности. В итоге получают:

$$q_{1,2} = \frac{A_2 E_1 - A_1 E_2}{A_1 + A_2 - A_1 \cdot A_2}. \quad (16.17)$$

Этот же результат можно получить, если рассматривать эффективное излучение поверхностей:

$$q_{1,2} = E_{\text{эфф}1} - E_{\text{эфф}2},$$

$$\begin{cases} E_{\text{эфф}1} = E_1 + (1 - A_1) \cdot E_{\text{эфф}2} \\ E_{\text{эфф}2} = E_2 + (1 - A_2) \cdot E_{\text{эфф}1} \end{cases}. \quad (\text{a})$$

Решая систему уравнений (a) относительно $E_{\text{эфф}1}$ и $E_{\text{эфф}2}$ получаем:

$$E_{\text{эфф}1} = \frac{E_1 + E_2 - A_1 \cdot E_2}{A_1 + A_2 - A_1 \cdot A_2}, \quad (\text{б})$$

$$E_{\text{эфф}2} = \frac{E_1 + E_2 - A_2 \cdot E_1}{A_1 + A_2 - A_1 \cdot A_2}. \quad (\text{в})$$

Согласно закону Стефана-Больцмана,

$$E_1 = C_0 \cdot \varepsilon_1 \cdot (T_1/100)^4,$$

$$E_2 = C_0 \cdot \varepsilon_2 \cdot (T_2/100)^4.$$

Подставляя эти уравнения в формулу (16.17), получаем:

$$q_{1,2} = \frac{C_0 \cdot \left[(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4 \right]}{1/A_1 + 1/A_2 - 1} \quad \text{или}$$

$$q_{1,2} = C_{\text{пр}} \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (16.18)$$

где $C_{\text{пр}} = C_0 \cdot A_{\text{пр}},$

$A_{\text{пр}} = \frac{1}{1/A_1 + 1/A_2 - 1}$ – приведённый коэффициент поглощения системы.

Т.к. согласно закону Кирхгофа $A = \varepsilon$, то приведённая степень черноты двух параллельных плоскостей определяется:

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{1}{1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1}. \quad (16.19)$$

Полный результирующий поток тепла между двумя параллельными плоскостями, разделёнными прозрачной (деатермичной) средой, определяется из выражения:

$$Q_{1,2} = q_{1,2} \cdot F_1 = C_{\text{пр}} \cdot F_1 \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], [\text{Вт}]. \quad (16.20)$$

16.5 Теплообмен излучением при наличии экранов

Для того, чтобы **уменьшить** лучистый теплообмен между телами, между ними устанавливается экран, который должен иметь маленькую поглощательную и большую отражательную способность (тонкие полированные листы алюминия, оцинкованные стали или меди).

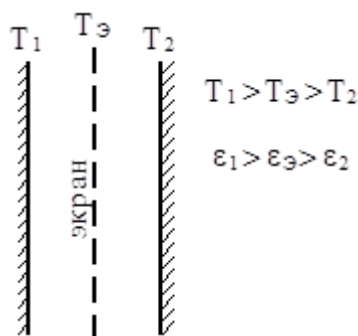


Рисунок 16.8 – Экранирование плоской поверхности

При отсутствии экрана плотность потока излучения определяется:

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

При наличии экрана:

$$q_{1,\text{э}} = C_{\text{пр}} \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{э}}}{100} \right)^4 \right],$$

$$q_{\text{э},2} = C_{\text{пр}} \cdot \left[\left(\frac{T_{\text{э}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right].$$

При установившемся тепловом состоянии $q_{1,\text{э}} = q_{\text{э},2}$, поэтому можно записать:

$$\begin{aligned} \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{э}}}{100} \right)^4 &= \left(\frac{T_{\text{э}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4, \\ \left(\frac{T_{\text{э}}}{100} \right)^4 &= \frac{1}{2} \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 + \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]. \end{aligned}$$

После подстановки в выражение для $q_{1,\text{э}}$, получаем:

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

Следовательно, при наличии одного экрана, количество переданного тепла от одной поверхности к другой уменьшается в 2 раза, при наличии двух экранов – в три раза, при наличии n экранов – в $(n + 1)$ раз.

Тепловая защита спускаемых космических аппаратов выполняется из нескольких экранов, которые снижают лучистый теплообмен.

16.6 Теплообмен между телом и его оболочкой

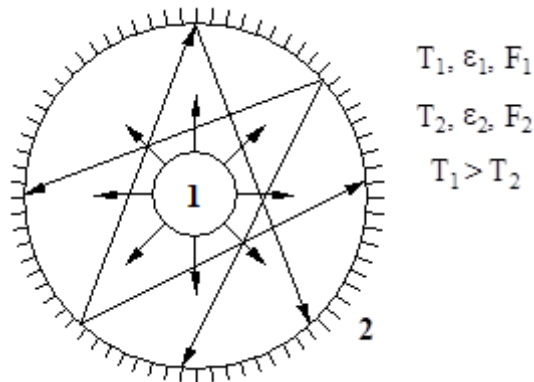


Рисунок 16.9 – Теплообмен между телом и его оболочкой

В этом случае на первую поверхность попадает лишь часть энергии, излучаемой второй поверхностью, а остальная её часть поглощается второй поверхностью. Результирующий тепловой поток определяется из выражения:

$$Q_{1,2} = C_0 \cdot \epsilon_{пр} \cdot F_1 \cdot \left[\left(T_1 / 100 \right)^4 - \left(T_2 / 100 \right)^4 \right], \text{ Вт.} \quad (16.21)$$

Приведённая степень черноты системы

$$\epsilon = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \cdot \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right)}. \quad (16.22)$$

Формула (16.21) применима для тел любой формы, отвечающим условию, что меньшее из них должно быть выпуклым, а большее – вогнутым.

16.7 Коэффициент излучения (степень черноты) поверхности и методы его определения

Для реальных тел коэффициент излучения зависит от природы тела, от его температуры, от состояния поверхности (гладкая или шероховатая), от степень окисления поверхности (для металлов). Коэффициент излучения

чистых полированных металлов примерно равен 0,1. Если поверхность окислена, то $\varepsilon = 0,5$.

Степень черноты поверхности чистых металлов может быть рассчитана по следующей эмпирической зависимости:

$$\varepsilon_{\Pi} = 3,49 \cdot \sqrt{\rho_0} \cdot \frac{T}{100}, \quad (16.23)$$

где ρ_0 – удельное электрическое сопротивление.

Степень черноты полупроводниковых металлов примерно равна 0,8, диэлектриков – 0,8. Она определяется экспериментально на основании следующих методов:

- 1 радиационный метод;
- 2 калориметрический метод. Основан на непосредственном измерении лучистого теплового потока, является абсолютным методом:

$$C = C_0 \cdot \varepsilon = \frac{Q_{1,2}}{\left[(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4 \right]}, \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}^4} \right];$$

- 3 метод регулярного режима. Определяется темп охлаждения

$$m = -\frac{1}{\vartheta} \frac{\partial \vartheta}{\partial \tau},$$

где $\vartheta = t - t_0$ – избыточная температура,
а затем находится коэффициент излучения:

$$C = m \cdot \frac{C_{\Pi}}{F \cdot f},$$

где $C_{\Pi} = C_p \cdot \rho \cdot V$,

$$f = \frac{(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4}{T_1 - T_2} \text{ – температурный фактор,}$$

$$m = \frac{\ln \vartheta_1 - \ln \vartheta_2}{\tau_2 - \tau_1} \text{ при регулярном режиме.}$$

Формула справедлива в тех случаях, когда

$$Bi = \frac{\alpha \cdot \ell}{\lambda} \leq 0,1 \text{ и } Fo = \frac{\alpha \cdot \tau}{\ell^2} = 0,3 \div 0,5,$$

- 4 метод нагревания с постоянной скоростью.

Образец исследуемого материала – цилиндр, помещается вовнутрь большего цилиндра, который создаёт равномерное температурное поле вокруг образца. Коэффициент излучения или степень черноты поверхности блока (цилиндра) известны. Температура среды меняется с постоянной скоростью, $Bi < 0,1$; $Fo = 0,3 \div 0,5$. Блок вместе с образцом помещается в печь. Определяется:

$$C_{\text{пр}} = \frac{q_{1,2}}{(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4}, \quad C_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_0}}.$$

16.8 Теплообмен излучением между телами, произвольно расположенными в пространстве.

Угловые коэффициенты излучения.

Рассмотрим два чёрных тела с температурами T_1 и T_2 . Самооблучение тел отсутствует. Яркость излучения не зависит от направления. Требуется найти поток результирующего излучения.

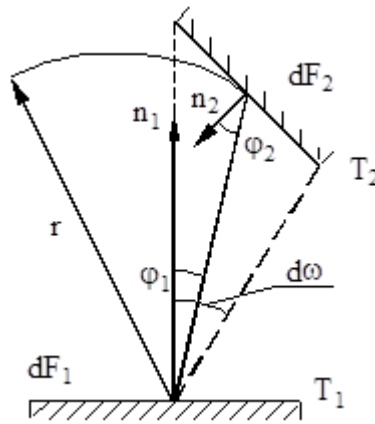


Рисунок 16.10 – Теплообмен между телами, произвольно расположенными в пространстве

На каждом из рассматриваемых тел выделим две элементарные площадки dF_1 и dF_2 .

$$d\varphi_{1,2} = \frac{d^2 Q_{\text{пад1}}}{dQ_1}, \quad d\varphi_{2,1} = \frac{d^2 Q_{\text{пад2}}}{dQ_2}.$$

Элементарный коэффициент излучения $d\varphi$ характеризует долю излучения на элементарную площадку другого тела по отношению к полному потоку, испускаемому элементарной площадкой первого тела.

Местный коэффициент излучения

$$\varphi_{1,2} = \frac{dQ_{\text{пад1}}}{dQ_1}, \quad \varphi_{2,1} = \frac{dQ_{\text{пад2}}}{dQ_2}.$$

Средний коэффициент излучения

$$\bar{\varphi}_{1,2} = \frac{Q_{\text{пад1}}}{Q_1}, \quad \bar{\varphi}_{2,1} = \frac{Q_{\text{пад2}}}{Q_2}. \quad (16.24)$$

Средний угловой коэффициент излучения характеризует долю энергии, которая падает с тела, имеющего конечную площадь поверхности F_1 , на другое тело с конечной площадью поверхности F_2 , по отношению к полному собственному излучению первого тела. Угловой коэффициент излучения изменяется от 0 до 1, зависит только от геометрических размеров тел и их взаимного расположения в пространстве. Для некоторых излучательных систем, таких как нагревательная укладка металлов в печи, теплообмен в пучках труб, угловые коэффициенты излучения приведены в справочниках и считаются для расчёта заданными.

Свойство взаимности угловых коэффициентов заключается в следующем:

$$F_1 \cdot \bar{\varphi}_{1,2} = F_2 \cdot \bar{\varphi}_{2,1}, \quad (16.25)$$

где $F_1 \cdot \bar{\varphi}_{1,2}$ – средняя взаимная поверхность излучения – доля поверхности первого тела, полное излучение которой эквивалентно потоку излучения, испускаемого первым телом по второму.

Используя закон Стефана-Больцмана можно определить результирующий поток излучения между двумя телами, произвольно расположенными в пространстве:

$$\begin{aligned} Q_{1,2} &= \bar{\varphi}_{1,2} \cdot F_1 \cdot E_1 - \bar{\varphi}_{2,1} \cdot F_2 \cdot E_2 = \\ &= C_0 \cdot \left[\bar{\varphi}_{1,2} \cdot F_1 \cdot (T_1/100)^4 - \bar{\varphi}_{2,1} \cdot F_2 \cdot (T_2/100)^4 \right], \text{ Вт.} \end{aligned}$$

Учитывая свойство взаимности, окончательно запишем:

$$Q_{1,2} = C_0 \cdot \left[(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4 \right] \cdot \bar{\varphi}_{1,2} \cdot F_1. \quad (16.26)$$

Для серых тел вместо $C_{\text{пр}} = C_0 \cdot \varepsilon_{\text{пр}}$:

$$C_{\text{пр}} = \frac{C_0}{1 + \left(\frac{1}{\varepsilon_1} - 1 \right) \bar{\varphi}_{1,2} + \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right) \bar{\varphi}_{2,1}}. \quad (16.27)$$

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{\varepsilon_1} - 1 \right) \bar{\varphi}_{1,2} + \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right) \bar{\varphi}_{2,1}}. \quad (16.28)$$

Средний угловой коэффициент излучения определяется путём интегрирования:

$$\bar{\varphi}_{1,2} = \frac{1}{F_1} \iint_{F_1 F_2} \frac{\cos \varphi_1 \cdot \cos \varphi_2}{\pi \cdot r^2} dF_1 dF_2.$$

16.9 Теплообмен излучением в поглощающей среде

Излучение газов отличается от излучения твёрдых тел. Газы излучают и поглощают лучистую энергию селективно, т.е. в определённом интервале длин волн. Одноатомные и двухатомные газы являются прозрачными или деатермичными по отношению к тепловым лучам. Трёх- и многоатомные газы (CO_2 , H_2O , NH_3) селективно излучают и поглощают лучистую энергию, а так как продукты сгорания органического топлива (природного газа, нефти, мазута) содержат CO_2 и водяной пар, то продукты сгорания являются поглощающей и излучающей средой, причём поглотительная способность газов зависит от температуры газа, парциального давления и произведения парциального давления на длину пути луча ℓ .

$$\ell = 0,9 \cdot \frac{4V}{F} = 3,6 \frac{V}{F},$$

где V — объём камеры;
 F — полная поверхность этой камеры.

Как угловые коэффициенты φ , так и длина луча ℓ для различных способов расположения садки в печи, а также для различных трубных пучков приводятся в специальной литературе.

На основании законов Кирхгофа тело излучает энергию лишь тех длин волн, которые оно поглощает, следовательно, излучательная способность газов также зависит от температуры газа и произведения парциального давления на длину пути луча.

Согласно опытным данным излучательная способность для углекислого газа и водяного пара определяется следующей формулой:

$$\begin{cases} q_{\text{CO}_2} = E_{\lambda_{\text{CO}_2}} = 4,07 \cdot (p_{\text{CO}_2} \cdot \ell)^{1/3} \cdot (T/100)^{3,5}, \\ q_{\text{H}_2\text{O}} = E_{\lambda_{\text{H}_2\text{O}}} = 4,07 \cdot p_{\text{CO}_2}^{0,8} \cdot \ell^{0,6} \cdot (T/100)^3, \quad [\text{Вт/м}^2]. \end{cases} \quad (16.29)$$

Как правило, органическое топливо сжигают при атмосферном давлении V . Парциальное давление любого компонента $p_i = \gamma_i \cdot V$.

Объёмная доля γ_i — отношение объёма i -го компонента к объёму всей смеси. Выражение (16.29) показывает, что плотность потока излучения CO_2 и H_2O отличается от закона Стефана-Больцмана, согласно которому $q \sim T^4$.

В литературе приведены графики для определения степени черноты CO_2 и водяного пара в зависимости от температуры и произведения $p_{\text{парц}} \cdot \ell$. Продукты сгорания содержат O_2 , CO_2 , N_2 , HO_2 .

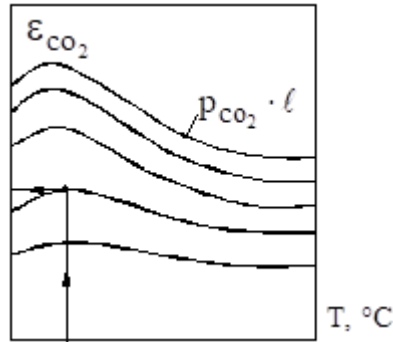


Рисунок 16.11 – Пример графика для определения степени черноты газа

Плотность потока излучения газа, находящегося при $t_{\text{газа}}$ определяется из выражения:

$$q_{\Gamma} = \varepsilon_{\Gamma} \cdot C_0 \cdot \left(\frac{T_{\Gamma}}{100} \right)^4, \left[\text{Вт/м}^2 \right]. \quad (16.30)$$

Степень черноты газов в общем случае определяется:

$$\varepsilon_{\Gamma} = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \beta \cdot \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} - \Delta\varepsilon_{\Gamma}, \quad (16.31)$$

где β – поправочный коэффициент на парциальное давление водяного пара, который также определяется по графику.

$\Delta\varepsilon_{\Gamma}$ – поправка, учитывающая взаимное излучение и поглощение CO_2 и H_2O (полосы H_2O частично наклоняются на полосы CO_2). Полосы H_2O шире, чем спектры CO_2 почти в 1,5 – 2 раза, поэтому $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} > \varepsilon_{\text{CO}_2}$.

Предельные значения степени черноты H_2O и CO_2 при 1000°C : $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}\infty} = 0,63$, $\varepsilon_{\text{CO}_2\infty} = 0,31$.

В практических расчётах $\Delta\varepsilon_{\Gamma} = 0$.

16.10 Теплообмен между газом и его оболочкой

Наиболее важным случаем теплообмена излучением является теплообмен между потоком дымовых газов и оболочкой, в качестве которой может быть камера печи, топка или газопровод котла, боров или дымовая труба. Для расчёта этого вида лучистого теплообмена применяют соотношение для теплового потока между газом и оболочкой или поверхностью печи.

$$Q_{\Gamma_w} = \varepsilon_{w_{\text{эф}}} \cdot C_0 \cdot \left[\varepsilon_{\Gamma} \cdot \left(\frac{T_{\Gamma}}{100} \right)^4 - A_{\Gamma} \cdot \left(\frac{T_w}{100} \right)^4 \right] \cdot F, \text{ Вт}. \quad (16.32)$$

Эффективная степень черноты оболочки:

$$\varepsilon_{w_{\text{эф}}} = \frac{\varepsilon_w + 1}{2}, \quad (16.33)$$

где $\varepsilon_w = 0,8$;

A_r – поглощательная способность газов при температуре оболочки, определяется из выражения:

$$A_r = A_{\text{CO}_2} + A_{\text{H}_2\text{O}} - \Delta A_r,$$

$$A_{\text{CO}_2} = \varepsilon_{\text{CO}_2} \cdot \left(\frac{T_r}{T_w} \right)^{0,65}, \quad A_{\text{H}_2\text{O}} = \beta \cdot \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}, \quad \Delta A_r \approx 0.$$

Если температура газа и поверхности стенки или оболочки не постоянна, а изменяется от T_{r1} до T_{r2} , и температура оболочки изменяется от T_{w1} до T_{w2} , то в качестве расчётной температуры принимают следующую величину:

$$T_r = \frac{T_{w1} + T_{w2}}{2} + \frac{(T_{r1} - T_{w1}) - (T_{r2} - T_{w2})}{\ln \frac{T_{r1} - T_{w1}}{T_{r2} - T_{w2}}}.$$

Факел органического топлива, особенно каменного угля и мазута, содержит твёрдые или жидкие раскалённые частицы (сажа, уголь, зола), учесть влияние которых на степень черноты факела практически невозможно. Лучистый теплообмен запылённого газового потока или факела рассчитывают по следующей зависимости:

$$Q_f = \varepsilon_w \cdot \varepsilon_f \cdot C_0 \cdot F_0 \cdot \left[(T_f / 100)^4 - (T_w / 100)^4 \right], \text{ [Вт]}. \quad (16.34)$$

Эффективная температура факела T_f принимается равной среднегеометрической из теоретической температуры горения T_1 и температуры продуктов горения в конце топки T_2 :

$$T_f = \sqrt[4]{T_1^2 \cdot T_2^2}, \quad T_1 = \frac{Q_n^p \cdot \eta_T}{V \cdot C_p} + 273.$$

16.11 Сложный теплообмен

В тепловых процессах распространение тепла происходит одновременно теплопроводностью, конвекцией и тепловым излучением. Такой теплообмен называется сложным. Различают радиационно-конвективный теплообмен и радиационно-кондуктивный теплообмен (кондукция – это есть теплопроводность). Наиболее распространён радиационно-конвективный теплообмен – одновременная передачи теплоты за счёт радиации, конвекции и теплопроводности. Уравнение энергии применительно к радиационно-конвективному, стационарному теплообмену в однокомпонентной

несжимаемой жидкости поглощающей, испускающей и рассеивающей энергию излучения имеет вид:

$$\operatorname{div} \vec{q}_T + \operatorname{div} \vec{q}_K + \operatorname{div} \vec{q}_L = 0, \quad (16.35)$$

где $\vec{q}_T, \vec{q}_K, \vec{q}_L$ – векторы плотности теплового потока, передаваемого за счёт теплопроводности, конвекции и излучения.

В уравнении (16.35) отсутствуют внутренние источники теплоты, и нет диссипации или рассеивания энергии. Граничные условия задаются условно в зависимости от поставленной задачи. Поэтому задача сложного теплообмена решается приближёнными методами, численными методами или методами теории подобия.

Если температура теплоотдающей поверхности T_w , а температура тепловоспринимающей жидкости T_f , то количество тепла, отданное конвекцией по закону Ньютона-Рихмана:

$$Q_K = \alpha_K \cdot (t_w - t_f) \cdot F, \text{ Вт.}$$

Количество тепла, отданное лучеиспусканием:

$$Q_L = C_{\text{пр}} \cdot \left[\left(\frac{T_w}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_f}{100} \right)^4 \right] \cdot F, \text{ Вт.}$$

Введя обозначение:

$$\alpha_L = \frac{C_{\text{пр}} \cdot \left[(T_w/100)^4 - (T_f/100)^4 \right]}{t_w - t_f},$$

можно записать:

$$Q_L = \alpha_L \cdot (t_w - t_f) \cdot F.$$

Тогда

$$Q = Q_K + Q_L = \alpha \cdot (t_w - t_f) \cdot F,$$

где $\alpha = \alpha_K + \alpha_L$ – приведённый коэффициент теплоотдачи, который учитывает распространение тепла конвекцией и тепловым излучением.

17 ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

Теплообменники подразделяются на:

- рекуперативные,
- регенеративные,
- смесительные,
- с внутренними источниками теплоты.

В рекуперативных ТОА теплообмен между теплоносителями осуществляется за счёт теплопроводности, конвекции, лучеиспускания через разделяющую их стенку, или поверхность одной температуры. Пример: парогенераторы, подогреватели, конденсаторы.

Регенераторы – такие теплообменные аппараты, в которых одна и та же поверхность нагрева (насадка) через определённые промежутки времени омывается то горячей, то холодной жидкостью (воздухоподогреватели мартеновских и доменных печей).

В смесительных аппаратах теплопередача осуществляется при непосредственном соприкосновении или смешении горячей или холодной жидкостей (градирни – вода охлаждается атмосферным воздухом, вода частично испаряется в атмосферном воздухе, поэтому происходит одновременно процесс тепло- и массообмена).

Основные схемы движения теплоносителей:

- прямоток,
- противоток,
- перекрестный ток,
- сложные схемы.

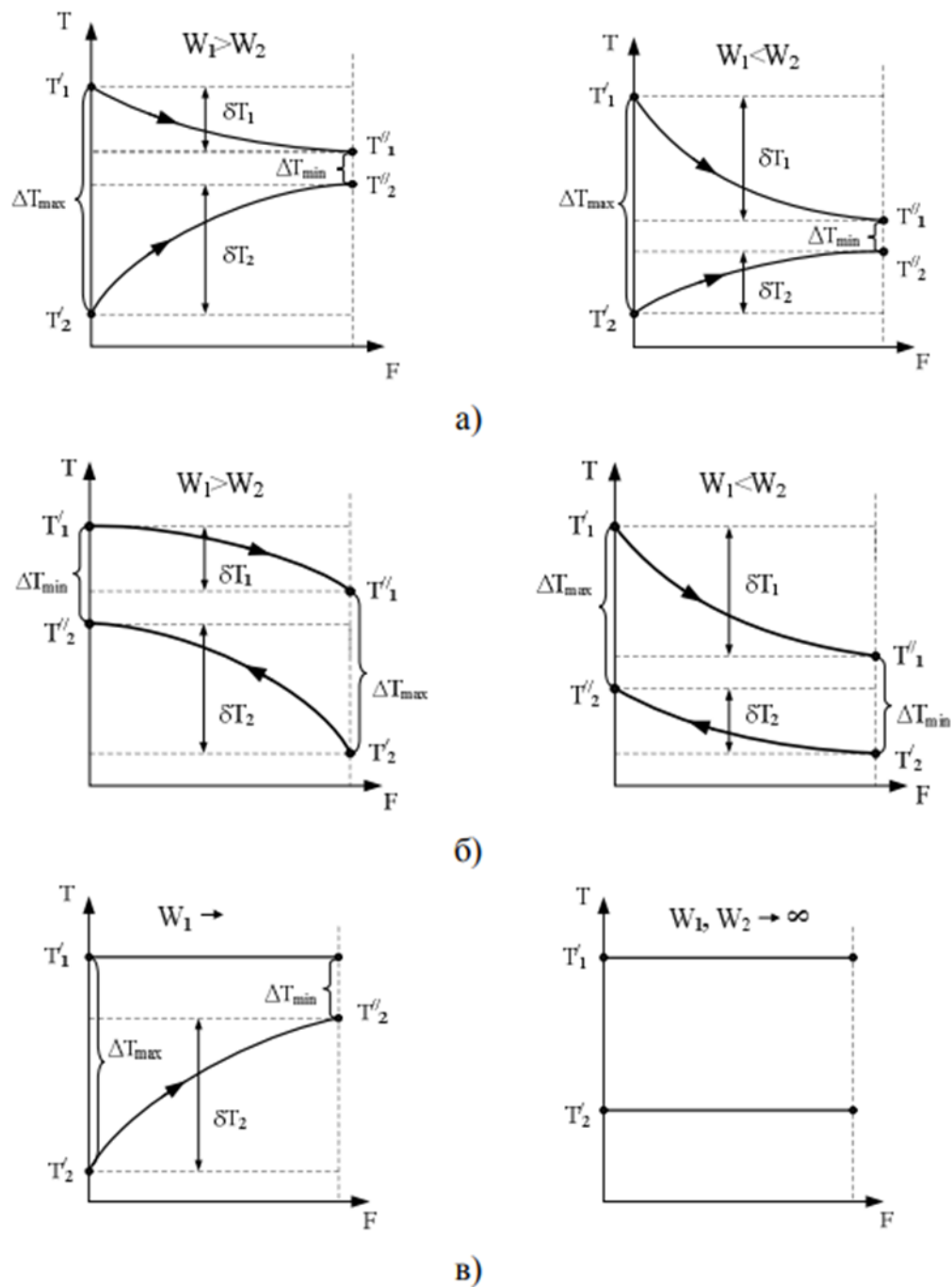
Как нам известно, температура вдоль поверхности теплообмена изменяется по логарифмическому закону, и средний температурный напор будет самым большим при противотоке. Средний температурный напор определяется как среднелогарифмический:

$$\Delta \bar{t}_{\text{ср.л}} = \frac{\Delta t_{\text{г}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{г}}}{\Delta t_{\text{м}}}}.$$

Эта формула справедлива как для прямотока, так и для противотока. Для остальных схем:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \varepsilon_{\Delta t} \cdot \Delta \bar{t}_{\text{ср.л}},$$

где $\varepsilon_{\Delta t}$ – поправка на схему движения теплоносителя, который определяется по графикам в зависимости от схемы движения теплоносителей.



а – прямоток, б – противоток, в – при изменении агрегатного состояния теплоносителей

Рисунок 17.1 – Изменение температуры горячего и холодного теплоносителей вдоль поверхности теплообмена

Уравнение теплового баланса теплообменного аппарата имеет вид:

$$G_1 \cdot (i'_1 - i''_1) \cdot \eta = G_2 \cdot (i''_2 - i'_2),$$

$$G_1 \cdot C_{p1} (t'_1 - t''_1) \cdot \eta = G_2 \cdot C_{p2} (t''_2 - t'_2),$$

где G_1 – массовый расход 1-го теплоносителя, кг/с;
 i_1' – удельная энтальпия греющего теплоносителя на входе;
 i_1'' – удельная энтальпия греющего теплоносителя на выходе.

В тепловых расчётах часто пользуются понятием полной теплоёмкости, массовый расход теплоносителя в единицу времени, который называется водяной эквивалент $W = G \cdot C_p$, Дж/К

$$W_1 \cdot (t_1' - t_1'') \cdot \eta = W_2 \cdot (t_2'' - t_2').$$

Коэффициент сохранения тепла принимают равным 0,98.

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_1''}.$$

Отношение водяных эквивалентов обратно пропорционально разности температур теплоносителя. На графике зависимости изменения температуры по поверхности теплоотдачи более крутая линия получается у того теплоносителя, у которого больше водяной эквивалент.

Второе основное уравнение в расчёте теплообменных аппаратов называется уравнение теплопередачи.

$$Q = \bar{k} \cdot F \cdot \Delta \bar{t}_{cp}.$$

Так как при противотоке $\Delta \bar{t}_{cp}$ больше, чем при прямотоке, то противоточный теплообменник получается более компактным, чем прямоточный. Уравнение теплопередачи служит, для определения, поверхности теплообмена F при выполнении конструктивного расчёта. Задаются температурами теплоносителей и определяется поверхность теплопередачи:

$$F = \frac{Q}{\bar{k} \cdot \Delta \bar{t}_{cp}}.$$

Конструктивный расчёт называется ещё проектным.

При поверочном расчёте определяются температуры теплоносителей на выходе из теплообменного аппарата при заданной конструкции, т.е. поверхности теплопередачи (поверочный тепловой расчёт).

Электронный учебно-методический комплекс

Практический раздел

ТЕПЛОМАССООБМЕН

Методические указания и контрольные задания

Минск 2024

Оглавление

Введение	4
Тема 1. Основные положения теории теплопроводности.....	7
Тема 2 Теплопроводность при стационарном режиме	9
Тема 3 Теплопроводность при нестационарном режиме	11
Тема 4 Основные положения конвективного теплообмена	13
Тема 5. Основы метода подобия и моделирования	15
Тема 6 Основные вопросы методологии эксперимента	17
Тема 7 Теплоотдача при вынужденном продольном омывании плоской поверхности.....	19
Тема 8 Теплоотдача при вынужденном движении жидкости в трубах и при поперечном омывании труб	21
Тема 9. Теплоотдача при свободном движении жидкости	24
Тема 10 Отдельные задачи конвективного теплообмена в однородной среде	26
Тема 11 Теплообмен при конденсации чистого пара	28
Тема 12 Теплообмен при кипении однокомпонентных жидкостей	30
Тема 13 Конвективный тепло- и массообмен в бинарных смесях	33
Тема 14 Основные законы теплового излучения	35
Тема 15 Теплообмен излучения между непрозрачными телами, разделенными прозрачной средой.....	37
Тема 16 Теплообмен излучением в поглощающих средах. Сложный теплообмен	39
Тема 17 Теплообменные аппараты	41
Пояснения к ответам на вопросы для самопроверки.....	44
Контрольные задания. Методические указания.....	58
Контрольная работа №1. Вопросы	60
Контрольная работа №1. Вариант 1	64
Контрольная работа №1. Вариант 2	77
Контрольная работа №1. Вариант 3	86
Контрольная работа №2. Вопросы	97
Контрольная работа №2. Вариант 1	99
Контрольная работа №2. Вариант 2	108
Контрольная работа №2. Вариант 3	111
Контрольная работа №3. Вопросы	118
Контрольная работа №3. Вариант 1	121
Контрольная работа №3. Вариант 2	127

Контрольная работа №3. Вариант 3	131
Примерный перечень лабораторных работ	139
Литература	140
Приложение 1	141
Приложение 2	143
Приложение 3	144

Введение

Дисциплина "Тепломассообмен" является базовой при подготовке инженеров-теплоэнергетиков. Цель изучения дисциплины – подготовка студентов к усвоению вопросов тепломассообмена в спецкурсах и к использованию полученных знаний и навыков в профессиональной деятельности.

Задача изучения дисциплины – овладение закономерностями основных процессов переноса теплоты и массы, в частности процессов тепло- и массообмена, протекающих совместно, усвоение основных результатов теоретических и экспериментальных исследований и ознакомление с путями решения современных проблем тепломассообмена, приобретение умений и навыков в проведении тепловых расчетов и решении практических задач, связанных с тепломассообменом в элементах энергетических установок.

В списке рекомендуемой литературы выделены учебник и задачник (основной комплект книг), в которых объем и структура материала в наибольшей степени согласуется с утвержденной программой дисциплины, а приведенные в приложениях справочные данные достаточны, чтобы в полном объеме выполнить расчеты, предусмотренные контрольными заданиями. Именно по этим книгам даны в настоящем пособии методические разработки (библиографические ссылки по темам программы и в разъяснениях к вопросам для самоконтроля) с указанием глав, параграфов и страниц, подлежащих обязательной проработке.

В случае затруднений с приобретением указанных в списке изданий учебника [1] и задачника [2], можно воспользоваться этими же книгами предыдущих изданий. В списке дополнительной литературы приведены наименования книг, которые могут быть использованы для более подробного изучения отдельных тем курса и при решении практических задач, выходящих за рамки учебной программы.

Указания по организации самоконтроля. При изучении дисциплины "Тепломассообмен" большое внимание нужно обратить на самостоятельную работу с учебной литературой. Методические указания преследуют цель – обеспечить

единство процессов самостоятельной проработки текста рекомендуемого учебника и самоконтроля за качеством усвоения программного материала дисциплины. По каждой теме программы приводится по 10-14 вопросов. Их форма предусматривает ответ "Да" или "Нет". Количество верных ответов помогает судить о степени подготовленности студента по теме. Для удобства в проведении самоконтроля ответ на вопрос можно вписать в таблицу 1. В случае ошибочных ответов или неуверенности в ответе изучаются пояснения к ответам на вопросы для самопроверки. Вопросы повышенной трудности, на которые нет прямых ответов в учебнике [1], отмечены звездочкой.

Программа.

Предмет курса, общие понятия. Основные процессы передачи теплоты: теплопроводность, конвективный теплообмен, лучистый теплообмен. Теплопередача. Теплоотдача.

Макроскопический характер учения о теплообмене: условия и границы применения макроскопической модели: сплошная среда. Теоретический и экспериментальный методы исследования в теплопередаче. Современные проблемы теплопередачи.

Литература [1 введение]

Методические указания.

Последовательное или параллельное изучение дисциплин «Термодинамика» и «Тепломассообмен» имеет свою особенность – применение одинаковых буквенных обозначений Q и q при различном их значении в каждой дисциплине. Так, в «Термодинамике» через Q обозначают количество теплоты, подведенное к системе через оболочку. Энергию в единицах СИ выражают в джоулях, кило- и мегаджоулях. Соответственно через q обозначают количество теплоты, подведенное к системе массой 1 кг, и в единицах СИ его выражают, например, в джоулях на килограмм. Однако в курсе «Тепломассообмен» эти же обозначения применяют для обозначения мощности потоков теплоты. Через Q обозначают мощность теплового потока через границу тела (называемую для краткости просто тепловым потоком), которую выражают в ваттах. Соответственно через q обозначают поверхностную интенсивность мощности теплового потока (называемую для кратко-

сти плотностью теплового потока), которую выражают в ваттах на квадратный метр. Общее же количество теплоты, прошедшее сквозь границу тела, в рекомендуемом учебнике [1] обозначают через Q_T и выражают в джоулях.

Вопросы для самопроверки.

В. 1. Верно ли, что между стенками, разделенными слоем газа, может существовать как конвективный теплообмен, так и теплообмен излучением? (Да, нет).

В.2. Является ли теплообмен между Солнцем и планетами примером сложного теплообмена? (Да, нет).

В.3. Является ли перенос теплоты через стекло примером сложного теплообмена? (Да, нет).

В.4. Возможен ли конвективный теплообмен в твердом теле? (Да, нет).

В.5. Является ли конвективная теплоотдача элементарным процессом? (Да, нет).

В. 6. Является ли процесс теплопередачи элементарным процессом? (Да, нет).

В. 7. Возможно ли явление массообмена при отсутствии конвекции? (Да, нет).

В. 8. Из двух единиц – ватт и джоуль, является ли ватт единицей тепловой мощности? (Да, нет).

В. 9. Отличаются ли единицы электрической мощности и потока теплоты? (Да, нет).

В.10. Можно ли выражать плотность теплового потока в килокалориях на квадратный метр? (Да, нет).

Тема 1. Основные положения теории теплопроводности

Программа.

Механизм процесса теплопроводности в газах, жидкостях, металлах, твердых диэлектриках. Температурное поле. Тепловой поток и плотность теплового потока. Закон Фурье. Коэффициент теплопроводности, его зависимость от различных факторов. Дифференциальное уравнение теплопроводности. Коэффициент температуропроводности. Краевые условия для процесса теплопроводности; граничные условия первого, второго, третьего и четвертого рода. Закон Ньютона-Рихмана для теплоотдачи.

Литература: [1, гл.1]

Методические указания.

При изучении дифференциального уравнения теплопроводности Фурье обратить внимание, что его вывод основан на законе сохранения энергии, на законе теплопроводности Фурье и на допущении о постоянном значении коэффициента теплопроводности, которые и определяют существо этого уравнения и область его применения. В исходном уравнении [1, с.16 (1-22)] допущено отступление от принятых в книге обозначений: вместо dQ_1 и dQ_2 следовало бы написать dQ_{τ_1} и dQ_{τ_2} , а вместо dQ – величину dU или dH .

Вопросы для самопроверки.

- 1.1. Могут ли изотермические поверхности пересекаться? (Да, нет).
- 1.2. Могут ли изотермические поверхности быть замкнутыми? (Да, нет).
- 1.3. Из двух противоположных утверждений ($\text{grad } t \perp \text{изотерме}$; $\text{grad } t \parallel \text{изотерме}$) является ли правильным именно второе? (Да, нет).
- 1.4. Достаточно ли знать градиенты температурного поля, чтобы определить разность температур между точками поля? (Да, нет).
- 1.5. Достаточно ли знать продолжительность нагрева и количество теплоты, подведенной за это время к телу произвольных размеров, чтобы определить плотность теплового потока на поверхности тела? (Да, нет).

- 1.6. Могут ли быть одинаковыми истинная и средняя плотности теплового потока? (Да, нет).
- 1.7. Может ли средняя объемная мощность внутренних источников теплоты быть равной дивергенции потока теплоты? (Да, нет).
- 1.8. Могут ли быть выражены в одинаковых единицах плотность теплового потока и объемная мощность внутренних источников теплоты? (Да, нет).
- 1.9. Возможна ли дивергенция потоков теплоты при отсутствии внутренних источников (приемников) теплоты? (Да, нет).
- 1.10. Можно ли рассматривать дифференциальное уравнение теплопроводности Фурье как одну из форм закона сохранения энергии? (Да, нет).
- 1.11. Можно ли применить уравнение Лапласа к анализу процессов нестационарной теплопроводности? (Да, нет).
- 1.12. Входят ли физические параметры тела в состав условий однозначности, необходимых для решения дифференциального уравнения теплопроводности? (Да, нет).

Тема 2 Теплопроводность при стационарном режиме

Программа.

Передача теплоты через плоскую стенку; распределение температур в тонкой стенке при постоянном и переменном коэффициенте теплопроводности; выражения для теплового потока, коэффициента теплоотдачи и термического сопротивления, их анализа. Многослойная плоская стенка.

Передача теплоты через цилиндрическую стенку; распределение температур в стенке длинного цилиндра при постоянном и переменном коэффициентах теплопроводности; выражение для теплового потока, его анализ, приближенные формулы, критический диаметр изоляции. Многослойная цилиндрическая стенка. Коэффициент теплопередачи через многослойную цилиндрическую стенку.

Передача теплоты через шаровую стенку. Теплопроводность в стержне (ребре) постоянного поперечного сечения. Теплопередача через плоскую ребристую стенку.

Распределение температур в пористой стенке.

Теплопроводность при наличии внутренних источников теплоты: пластина, цилиндр, труба.

Литература: [1, гл.2§2.1-2,8,2.13]

Методические указания.

При выводе расчетных формул теплопроводности для плоской, цилиндрической и сферической стенок, как правило, используют дифференциальное уравнение теплопроводности Фурье, форма написания которого изменяется в зависимости от вида системы координат (прямоугольных, цилиндрических и сферических). Поскольку производные вдоль изотермических поверхностей от температуры по координатам обращаются в нуль, написание уравнения Фурье существенно упрощается в случаях одномерных температурных полей (см. приложение 1).

Вопросы для самопроверки.

2.1. Верно ли, что при стационарном режиме теплообмена перепад температур на стенке прямо пропорционален ее термическому сопротивлению? (Да, нет).

2.2. Одинаковые ли единицы имеют плотность теплового потока и линейная плотность теплового потока? (Да, нет).

2.3. Одинаковы ли по своим единицам термические сопротивления – удельное для плоской стенки и линейное для цилиндрической стенки? (Да, нет).

2.4. Везде ли одинакова плотность теплового потока по толщине плоских многослойных стенок при отсутствии в них тепловыделений и теплопоглощений и в условиях стационарного режима? (Да, нет).

2.5. Одинаков ли тепловой поток по всем границам между слоями многослойной стенки при отсутствии в них внутренних тепловыделений и теплопоглощений и в условиях стационарного режима? (Да, нет).

2.6. Может ли увеличиваться эквивалентный коэффициент теплопроводности многослойной стенки при увеличении ее общего термического сопротивления, но при сохранении толщины стенки? (Да, нет).

2.7. Верно ли, что в случае плоской стенки удельное термическое сопротивление теплоотдачи (пограничного слоя) зависит от коэффициента теплоотдачи? (Да, нет).

2.8. Верно ли, что в случае цилиндрической стенки линейное термическое сопротивление теплоотдачи (пограничного слоя) зависит от коэффициента теплоотдачи? (Да, нет).

2.9. Всегда ли термическое сопротивление теплопередачи между жидкостями через стенку больше термического сопротивления этой стенки? (Да, нет).

2.10. В случае теплопередачи от воды к воздуху через разделяющую их металлическую стенку является ли оребрение стенки со стороны воздуха более эффективным, чем со стороны воды? (Да, нет).

2.11. Может ли возрасть тепловой поток через цилиндрическую стенку вследствие увеличения ее толщины, если при этом сохраняются неизменными температура внутреннего слоя стенки и условия теплообмена наружного слоя стенки с окружающей средой? (Да, нет).

2.12. Можно ли вычислить критический диаметр цилиндрической стенки, не учитывая условий теплообмена внешней поверхности стенки с окружающей средой? (Да, нет).

Тема 3 Теплопроводность при нестационарном режиме

Программа.

Основные представления о методах решения задач теплопроводности при нестационарном режиме. Теплопроводность тонкой пластины, длинного цилиндра, шара и полуограниченного тела при граничных условиях третьего рода. Анализ решений. Частные случаи.

Нагревание (охлаждение) параллелепипеда и цилиндра конечной длины. Определение количества теплоты, отдаваемого или воспринимаемого телом в процессе нестационарной теплопроводности. Регулярный тепловой режим нагревания (охлаждения) тел.

Литература: [1, гл.3§3.1-3.10]

Методические указания.

При выводе расчетных формул следует особо отметить момент появления безразмерных комплексов, названных критериями Фурье и Био. (Более подробно понятие о критериях подобия рассматривается в теме 5).

Слушатель должен уметь пользоваться графиками зависимости между критериями Фурье, Био и безразмерной температурой.

При изучении способа определения количества теплоты, выделяемой (поглощаемой) телом в процессе нестационарной теплопроводности, усвойте понятие о средней безразмерной температуре тела, научитесь ее определять и использовать для расчета количества теплоты.

Вопросы для самопроверки.

3.1. Достаточно ли знать условия однозначности, чтобы описать процесс изменения температурного поля? (Да, нет).

3.2. Достаточно ли знать дифференциальное уравнение теплопроводности, чтобы определить температурное поле в твердом теле (в любой точке и в любой момент времени)? (Да, нет).

3.3. Одинаковы ли единицы коэффициентов температуропроводности и теплопроводности? (Да, нет).

3.4. Всегда ли начальные условия выражаются в виде $t_0 = const$? (Да, нет).

3.5. Возможно ли осуществление граничных условий первого рода на поверхности шара? (Да, нет).

3.6. Зависит ли от характера граничных условий вид формулы, полученный после решения дифференциального уравнения теплопроводности и описывающей температурное поле? (Да, нет).

3.7. Верно ли, что безразмерная координата X становится равной нулю в центре пластины толщиной 2δ ? (Да, нет).

3.8. Включен ли в число Био коэффициент теплопроводности жидкой среды (окружающей жидкости)? (Да, нет).

3.9. Одинаково ли написание линейных единиц, входящих в состав числа Фурье для пластины и для цилиндра? (Да, нет).

3.10. Может ли безразмерная температура увеличиваться в режиме нагрева или в режиме охлаждения? (Да, нет).

3.11. Можно ли по типовым диаграммам вида $\theta = \Phi(F_0, Bi)$ для цилиндра определить безразмерную температуру в любой точке неограниченного пространства? (Да, нет).

3.12. Достаточно ли одной из диаграмм вида $\theta = \Phi(F_0, Bi)$ для пластины, чтобы определить разность безразмерных температур между серединой и поверхностью неограниченной пластины? (Да, нет).

3.13. Имеется ли в составе Фурье сомножитель, входящий также и в число Био? (Да, нет).

Тема 4 Основные положения конвективного теплообмена

Программа.

Конвективный теплообмен как совокупность молярного и молекулярного переноса. Теплоотдача. Основные случаи теплоотдачи: теплоотдача в однофазных жидкостях и при фазовых и химических превращениях, при вынужденной и естественной конвекции. Основные физические параметры, существенные для процессов течения и теплоотдачи. Понятие о теплоотдаче при течении газа с большой скоростью и течении разреженных газов.

Понятие о тепловом пограничном слое. Особенности теплообмена при ламинарном и турбулентном течениях жидкости. Пульсации скорости и температуры в турбулентном потоке. Осреднение скоростей и температур. Система дифференциальных уравнений неизотермического движения: уравнения теплоотдачи, энергии, движения и сплошности. Условия однозначности.

Литература: [1, гл.4]

Методические указания.

Нужно хорошо представлять сложный характер теплообмена между стенкой и омывающей ее жидкостью, знать классификацию явлений конвективного теплообмена, научиться определять коэффициент теплоотдачи в наиболее характерных случаях конвективного теплообмена.

Вопросы для самопроверки.

- 4.1. Можно ли коэффициент теплопроводности λ и коэффициент теплоотдачи α выразить в одинаковых единицах? (Да, нет).
- 4.2. Зависит ли конвективный теплообмен только от интенсивности перемешивания неравномерно нагретых масс жидкостей? (Да, нет).
- 4.3. Могут ли быть одинаковыми единицы коэффициентов вязкости – динамического и кинематического? (Да, нет).
- 4.4. Могут ли совпадать числовые значения кинематического коэффициента вязкости, выраженного в системах МКГСС и СИ? (Да, нет).

4.5. Можно ли определить коэффициент объемного расширения газов или жидкости по формуле $\beta = \frac{1}{T}$? (Да, нет).

4.6. Может ли свободная конвекция влиять на теплоотдачу в условиях вынужденной конвекции? (Да, нет).

4.7. Является ли система дифференциальных уравнений: а) конвективного теплообмена; б) энергии; в) движения; г) сплошности – системой, полностью характеризующей совокупность законов, определяющих процесс конвективного теплообмена? (Да, нет).

4.8. Одинаков ли перечень условий однозначности при нестационарной теплопроводности твердого тела и при конвективном теплообмене? (Да, нет).

4.9. Одинаково ли содержание граничных условий, характеризующих процессы нестационарной теплопроводности твердого тела и конвективного теплообмена? (Да, нет).

4.10. Могут ли совпадать по толщине гидродинамический и тепловой слои? (Да, нет).

4.11. Существуют ли условия, при которых законы движения и теплоотдачи для несжимаемой жидкости применимы к газам? (Да, нет).

4.12. Упрощается ли уравнение сплошности в случае «безградиентного течения» в пограничном слое? (Да, нет).

Тема 5. Основы метода подобия и моделирования

Программа.

Значение теории подобия. Приведение уравнений конвективного теплообмена к безразмерному виду. Числа подобия. Общие условия подобия физических процессов. Определяющие числа подобия – критерии. Свойства подобных процессов. Методы анализа размерностей. Сущность моделирования. Условия подобия процессов в образце и модели. Физически однородное и неоднородное моделирование. Приближенное моделирование.

Литература: [1,гл.5]

Методические указания.

Следует различать определение подобия как описание всех признаков подобия и условие подобия как описание минимума признаков, достаточных для выполнения всех остальных признаков подобия.

Определением подобия является формула (5-26) [1], согласно которой, если процессы подобны, то подобны и формы их границ (геометрическое подобие), поля скоростей и давлений (гидродинамическое подобие), поля температур и плотностей тепловых потоков (тепловое подобие). Условием подобия является теорема Кирпичева-Гухмана.

[1,§5.4пп.1,2,3]

Вопросы для самопроверки.

5.1. Совпадают ли по форме безразмерные комплексы, выражающие число Био и число Нуссельта? (Да, нет).

5.2. Совпадают ли по содержанию безразмерные комплексы, выражающие число Био и число Нуссельта? (Да, нет).

5.3. Содержится ли однородная (одноименная) физическая величина в комплексах, выражающих числа Нуссельта, Пекле, Рейнольдса и Грасгофа? (Да, нет).

5.4. Содержится ли однородная (одноименная) физическая величина в числителе комплексов, выражающих числа Эйлера и Прандтля? (Да, нет).

5.5. Относятся ли явления свободной конвекции в большом объеме и вынужденной конвекции к одному классу физических явлений? (Да, нет).

5.6. Удовлетворяют ли процессы теплообмена при ламинарном и при турбулентном режимах движения жидкости первому из условий подобия (первому условию теоремы Кирпичева-Гухмана)? (Да, нет).

5.7. Является ли необходимым условием подобия процессов конвективного теплообмена равенство числовых значений, характеризующих условия однозначности? (Да, нет).

5.8. Должны ли быть одинаковыми числовые значения коэффициентов теплоотдачи вследствие того, что два различных процесса теплоотдачи удовлетворяют всем трем условиям однозначности? (Да, нет).

5.9. В ряду безразмерных величин Θ , W , Nu , Eu , Re , Pr , Pe , Cr содержатся ли независимые переменные? (Да, нет).

5.10. Содержатся ли в этом ряду зависимые переменные? (Да, нет).

5.11. В случае, когда подобие двух процессов достигнуто, могут ли отличаться числовые значения физических величин в точках? (Да, нет).

5.12. В случае, когда подобие двух процессов достигнуто, совпадают ли зависимые безразмерные величины в сходственных точках? (Да, нет).

Тема 6 Основные вопросы методологии эксперимента

Программа.

Осреднение коэффициентов теплоотдачи. Осреднение температуры жидкости по сечению и длине канала. Осреднение частного температурного напора по длине канала. Выбор определяющих размеров и температур. Обобщение опытных данных. Получение эмпирических уравнений.

Литература: [1, гл.6]

Методические указания.

В связи с неопределенностью формулы Ньютона-Рихмана в отношении того, что принимать за $t_{ж}$, возникает необходимость в дополнительном указании, какой из возможных вариантов задания $t_{ж}$ выбран в каждом конкретном исследовании. В зависимости от выбора $t_{ж}$ как определяющей температуры зависит и коэффициент теплоотдачи (см. приложение 2).

Вопросы для самопроверки.

6.1. Верно ли, что зависимость коэффициента теплоотдачи α от температуры представлена в таблицах теплофизических свойств веществ наряду с λ , a и другими величинами? (Да, нет).

6.2. Могут ли быть одинаковыми значения среднеинтегрального (по поверхности) коэффициента теплоотдачи и среднего коэффициента теплоотдачи, полученного делением теплового потока на среднеинтегральный (по поверхности) перепад температур в пограничном слое? (Да, нет).

6.3. Может ли среднелогарифмический температурный напор превышать все местные температурные напоры на участке осреднения? (Да, нет).

6.4. Верно ли, что в качестве определяющего размера может быть взят любой линейный размер, введенный в состав условий однозначности? (Да, нет).

6.5. Верно ли, что в качестве определяющей температуры может быть взята любая температура, введенная в условия однозначности? (Да, нет).

6.6. Всегда ли одинаковы обозначения (и способы вычисления) определяющих температур при расчете местного (α) и при расчете среднего ($\bar{\alpha}$) коэффициентов теплоотдачи? (Да, нет).

6.7. Существуют ли процессы конвективной теплоотдачи, при которых числовые значения определяющих температур $t_{1,ж}$ или $t_{2,ж}$ больше, чем t_c ? (Да, нет).

6.8. Всегда ли $t_c < t_m < t_{ж}$ в процессах конвективной теплоотдачи при отводе теплоты от несжимаемой жидкости? (Да, нет).

6.9. Всегда ли $t_c < t_m < t_{ж}$ в процессах конвективной теплоотдачи при отводе теплоты от несжимаемой жидкости? (Да, нет).

6.10. Всегда ли в процессах конвективной теплоотдачи от несжимаемой жидкости при температуре стенки $t_c = \text{const}$ начальный температурный напор Δt_1 больше среднего Δt ? (Да, нет).

6.11. Можно ли по величине среднего температурного напора вычислить начальный Δt_1 и конечный Δt_2 температурных напоров? (Да, нет).

6.12. Можно ли по значениям начального Δt_1 и конечного Δt_2 температурных напоров вычислить средний температурный напор Δt ? (Да, нет).

Тема 7 Теплоотдача при вынужденном продольном омывании плоской поверхности

Программа.

Некоторые сведения о характере вынужденного и неизотермического течения вдоль плоской поверхности; гидродинамический и тепловой пограничные слои и методы их расчета. Факторы, влияющие на режим течения в пограничном слое. Соотношения толщин гидродинамического и теплового пограничных слоев. Влияние переменности физических параметров и температуры поверхности на теплоотдачу. Расчетные уравнения. Расчет теплоотдачи при одновременном наличии ламинарного и турбулентного пограничных слоев.

Литература: [1, гл.7]

Методические указания.

Выбор плоской поверхности теплообмена в качестве первого объекта для изучения процесса теплообмена обусловлен тем, что аналитическое описание явлений в пограничном слое вблизи плоской поверхности более простое, чем вблизи поверхностей криволинейной формы. В частности, при ламинарном течении удастся определить соотношение между толщинами теплового и гидродинамического слоев, зависящие только от числа Pr , а также построить без помощи опытов безразмерное уравнение теплообмена, включая и числовые коэффициенты уравнения.

При выводе формулы (7-28) [1, с.170] полезно иметь в виду, что в учебнике опущено промежуточное вычисление, $\frac{\lambda}{\rho\nu} = \frac{\lambda}{\rho\alpha} \cdot \frac{\alpha}{\nu} = \frac{\lambda}{\rho\alpha} = C_p$, поскольку было принято, что $Pr = \nu / \alpha = 1$.

Вопросы для самопроверки.

7.1. Верно ли, что толщина ламинарного гидродинамического пограничного слоя возрастает линейно с расстоянием от переднего края пластин? (Да, нет).

7.2. Зависит ли отношение толщин теплового и гидродинамического пограничных слоев при ламинарном движении от физических свойств жидкости? (Да, нет).

7.3. Верно ли, что зависимые числа подобия N_{ux} и N_{ul} в одинаковой степени зависят от x ? (Да, нет).

7.4. Может ли значение поправочного множителя $(Pr_j/Pr_c)^{0,25}$ на изменение температуры по толщине пограничного слоя зависеть от значения и направления теплового потока через слой? (Да, нет).

7.5. Зависит ли величина $Re_{кр1}$ $Re_{кр2}$ от степени турбулентности Tu набегающего потока? (Да, нет).

7.6. Зависит ли значение вязкого подслоя при турбулентном течении от кинематического коэффициента вязкости? (Да, нет).

7.7. Является ли однородной структура турбулентного пограничного слоя за пределом вязкого подслоя? (Да, нет).

7.8. Включен ли в состав числа Стантона определяющий размер? (Да, нет).

7.9. Зависит ли число Стантона при турбулентном течении вдоль пластины от физических свойств жидкости? (Да, нет).

7.10. Верно ли, что N_{jx} при турбулентном течении вдоль пластины тем больше, чем выше скорость обтекания? (Да, нет).

7.11. Являются ли коэффициенты теплоотдачи, вычисляемые по теоретической формуле (7-39) [1], средними значениями коэффициента теплоотдачи по длине пластины x ? (Да, нет).

7.12. Верно ли, что при наличии на передней части пластины ламинарного пограничного слоя формула (7-39) [1] дает завышенные локальные значения коэффициента теплоотдачи? (Да, нет).

Тема 8 Теплоотдача при вынужденном движении жидкости в трубах и при поперечном омывании труб

Программа.

Особенности течения теплообмена в трубах. Участки гидродинамической и тепловой стабилизации. Стабилизированное течение. Вязкостный и вязкостно-гравитационный режимы течения. Методы расчета теплоотдачи при стабилизированном течении в трубах.

Теплоотдача при ламинарном и турбулентном режимах течения жидкости в гладких трубах круглого поперечного сечения. Расчетные уравнения. Переходный режим. Теплоотдача при течении жидкости в трубах некруглого поперечного сечения и в изогнутых и шероховатых трубах.

Теплоотдача при вынужденном поперечном омывании труб и пучков труб. Режимы течения в пограничном слое при поперечном омывании цилиндра и их связь с теплоотдачей. Влияние отрыва пограничного слоя. Характер изменения теплоотдачи по окружности цилиндра при различных условиях омывания. Средняя (по окружности трубы) теплоотдача. Расчетные уравнения. Влияние степени турбулентности набегающего потока и угла атаки.

Основные типы пучков труб. Ламинарное и турбулентное течение жидкости в пучках. Ламинарный, смешанный и турбулентный режимы омывания. Изменение теплоотдачи по окружности труб пучка. Изменение средней по окружности труб теплоотдачи в зависимости от номера ряда. Влияние степени турбулентности набегающего потока. Влияние величины относительных шагов. Расчетные уравнения. Сравнение теплоотдачи шахматных и коридорных пучков. Влияние угла атаки.

Литература: [1, гл.8 и 9]

Методические указания.

В теме рассмотрены три вида вынужденного движения жидкости: внутри трубы, поперек трубы и поперек пучка труб. В каждом из видов изучают ламинарный и турбулентный режимы течения. Кроме того, при ламинарном режиме течения различают две его разновидности – вязкостный и вязкостно-гравитационный. При анализе всех видов движения следует различать также теп-

лообмен в пределах начального теплового участка, или участка термической стабилизации, и теплообмен стабилизированный.

Вопросы для самопроверки.

8.1. Одинаковы ли значения местного и среднего коэффициентов теплоотдачи на участке термической стабилизации? (Да, нет).

8.2. Могут ли отличаться значения местного и среднего коэффициентов теплоотдачи за пределами участка термической стабилизации? (Да, нет).

8.3. Возможны ли при течении жидкости в трубе условия теплообмена, при которых значение числа Nu приближается к постоянной величине 4.36, не зависящей от значения критериев подобия? (Да, нет).

8.4. Применима ли известная расчетная формула

$$\overline{Nu}_{ж,д} = 0,021 Re_{ж,д}^{0,8} Pr_{ж,д}^{0,43} (Pr_{ж,д} / Pr_c)^{0,25}$$

только для турбулентного режима течения? (Да, нет).

8.5. Одинаковы ли показатели степени при Re у расчетной формулы (см. вопрос 8.4) для среднего $\overline{\alpha}$ и у аналогичной расчетной формулы для местного α ? (Да, нет).

8.6. Верно ли, что изменение скорости течения влияет на изменение теплоотдачи при ламинарном режиме в большей степени, чем при турбулентном? (Да, нет).

8.7. Одинаковые ли критерии подобия включены в формулы для вязкостного и вязкостно-гравитационного режимов течения? (Да, нет).

8.8. Допускается ли применение критериальных формул, соответствующих течению в круглых трубах, для расчета теплоотдачи при течении в трубах некруглого поперечного сечения? (Да, нет).

8.9. Допускается ли применение критериальных формул, соответствующих течению в круглых трубах, для расчета теплоотдачи при поперечном омывании труб? (Да, нет).

8.10. Одинаковы ли местные коэффициенты теплоотдачи по окружности трубы при поперечном ее омывании жидкостью? (Да, нет).

8.11. Возрастает ли коэффициент теплоотдачи при внешнем омывании трубы от угла атаки? (Да, нет).

8.12. Верно ли, что первый по ходу жидкости ряд труб в пучке имеет более высокий коэффициент теплоотдачи, чем последующие ряды? (Да, нет).

Тема 9. Теплоотдача при свободном движении жидкости

Программа.

Факторы, обуславливающие свободное движение. Распределение температур и скоростей. Характер движения жидкости вдоль вертикальной стенки, вблизи горизонтальных труб и пластин. Результаты теоретического расчета теплоотдачи при естественной конвекции. Экспериментальные исследования. Расчетные уравнения. Свободная конвекция при переменном ускорении массовых сил. Методика расчета теплоотдачи при естественной конвекции в ограниченном пространстве.

Литература: [1,гл.10]

Методические указания.

Усвойте классификацию процессов теплоотдачи при свободном движении жидкости. Умейте выбрать критериальную формулу для каждого случая и пользоваться каждой формулой для расчета коэффициентов теплоотдачи.

Вопросы для самопроверки.

9.1. Включается ли в состав числа Рэлея Ra число Грасгофа Gr ? (Да, нет).

9.2. Подобны ли распределения температуры и скорости по толщине пограничного слоя при свободном ламинарном движении жидкости вдоль вертикальной пластины в неограниченном объеме? (Да, нет).

9.3. Верно ли, что при свободной конвекции вдоль вертикальной пластины в неограниченном объеме в случае ламинарного режима коэффициентов теплоотдачи, средний на участке высотой x , больше, чем коэффициент теплоотдачи местный на высоте x ? (Да, нет).

9.4. Можно ли моделировать условие $t_c = \text{const}$ при свободной конвекции на вертикальной стенке, используя внешнюю поверхность вертикальной трубы, обогреваемой изнутри насыщенным паром? (Да, нет).

9.5. Можно ли моделировать условие $t_c = \text{const}$ при свободной конвекции на вертикальной стенке, используя внешнюю поверхность вертикальной трубы, обогреваемой пропусканием через нее электрического тока? (Да, нет).

9.6. Всегда ли на участке ламинарной свободной конвекции местный коэффициент теплоотдачи уменьшается по мере перемещения вдоль вертикальной стенки? (Да, нет).

9.7. Может ли местный коэффициент теплоотдачи при свободной конвекции жидкости вдоль вертикальной стенки быть больше на участке ламинарного обтекания, чем на участке турбулентного обтекания? (Да, нет).

9.8. Возможна ли свободная конвекция на участке вдоль вертикальной стенки без участка с ламинарным движением? (Да, нет).

9.9. Возможна ли свободная конвекция вдоль вертикальной стенки без участка с турбулентным движением? (Да, нет).

9.10. Верно ли, что коэффициент теплоотдачи при свободном ламинарном движении возле стенки (вертикальной) в неограниченном объеме больше в случае $q_c = \text{const}$ и меньше в случае $t_c = \text{const}$? (Да, нет).

9.11. Зависит ли местный коэффициент теплоотдачи при турбулентном движении возле вертикальной стенки в неограниченном объеме от высоты участка стенки? (Да, нет).

9.12. Известен ли при свободной конвекции режим теплообмена с постоянным значением числа Nu ? (Да, нет).

Тема 10 Отдельные задачи конвективного теплообмена в однородной среде

Программа.

Теплоотдача при движении жидкометаллических теплоносителей.

Физические свойства жидкометаллических теплоносителей, существенные для процессов течения и теплоотдачи. Соотношения молекулярного и молярного переноса теплоты. Результаты теоретических и экспериментальных исследований. Влияние продольного потока теплоты. Расчет теплоотдачи.

Теплоотдача при наличии в жидкости внутренних источников теплоты.

Распределение температур, адиабатическая температура стенки, расчет теплоотдачи.

Литература: [1, гл.11 §11.1, 11.3]

Методические указания.

Изучите две подтемы: теплоотдача жидких металлов и теплоотдача при тчении газа с большей скоростью. При усвоении первой подтемы выделите основные преимущества жидких металлов перед газами или водой в качестве теплоносителей, а также специфичность их теплофизических свойств (низкое значение числа Pr) и, как следствие, особенность температурных полей (существенное утолщение пограничного слоя).

При усвоении второй подтемы нужно уяснить новые понятия, такие, как температура адиабатического торможения T_0 и адиабатическая температура стенки $T_{a.c.}$, имея в виду при этом, что последняя изменяется от T_g до T_0 в зависимости от условий торможения, определяемых коэффициентом восстановления температуры γ . Если T_0 легко вычислить теоретически (например, по формуле (11-15) [1, с.216]), то для определения T_g необходимо знать еще и значение γ .

Вопросы для самопроверки.

10.1. Верно ли, что число Прандтля жидких металлов существенно ниже, чем газов и воды? (Да, нет).

10.2. Верно ли, что при турбулентном течении жидких металлов теплоотдача при $q_c = \text{const}$ выше, чем при $t_c = \text{const}$? (Да, нет).

10.3. Учитывает ли расчетная формула для теплоотдачи жидких металлов

$Nu_{ж,d} = (3,3 + 0,014 Pr_{ж,d}^{0,8}) \varepsilon_l$ помехи от термического контактного сопротивления на границе «стенка – жидкость»? (Да, нет).

10.4. Верно ли, что на участке термической стабилизации в формуле, приведенной выше (см. вопрос 3), значение $\varepsilon_e > 1$? (Да, нет).

10.5. Является ли процесс торможения газа в струе изобарным? (Да, нет).

10.6. Может ли процесс торможения газа в струе быть адиабатным? (Да, нет).

10.7. Всегда ли повышается температура газа в струе на участке адиабатного торможения? (Да, нет).

10.8. Верно ли, что энтальпии 1 кг газа и 1 кг воды, движущихся с одинаковой скоростью, повышаются на одинаковое числовое значение после полного адиабатического торможения? (Да, нет).

10.9. Верно ли, что температура газа и воды повышается одинаково при одинаковом торможении? (Да, нет).

10.10. Возрастает ли температура торможения газа при увеличении числа Маха? (Да, нет).

10.11. Может ли адиабатная температура $T_{a.c}$ (например, термометра) превышать температуру адиабатного торможения T_0 ? (Да, нет).

10.12. Верно ли, что коэффициент восстановления температуры для газового потока при турбулентном омывании пластины выше, чем при ламинарном? (Да, нет).

Тема 11 Теплообмен при конденсации чистого пара

Программа.

Условия возникновения конденсации пара. Пленочная и капельная конденсации. Коэффициент конденсации. Термическое сопротивление фазового перехода. Конденсация сухого насыщенного пара на вертикальных стенках; ламинарное и турбулентное течение пленки; теоретический расчет теплоотдачи при ламинарном течении пленки; поправка на волновое движение пленки; расчет средней теплоотдачи при наличии на поверхности ламинарной и турбулентной пленки. Конденсация пара внутри труб.

Конденсация сухого насыщенного пара на горизонтальных трубах и пучках труб; результаты теоретического расчета теплоотдачи для одиночной трубы; характер обтекания конденсатом пучков труб, измерение теплоотдачи по рядам, влияние скорости пара и других факторов. Расчет теплоотдачи при конденсации пара на горизонтальных пучках труб. Теплоотдача при капельной конденсации пара.

Влияние перегрева и влажности пара на коэффициент теплоотдачи. Особенности теплоотдачи при конденсации паров металлов.

Литература: [1, гл.12]

Методические указания.

Следует представлять себе общую классификацию процессов: в объеме или на поверхности, пленочную или капельную, при неподвижном или движущемся паре, при паре насыщенном, влажном или перегретом. Изучение подтем пленочного и капельного видов конденсации нужно завершить анализом диаграмм [1, рис. 12-8, 12-14], удобных для многих практических расчетов.

Вопросы для самопроверки.

11.1. Может ли коэффициент конденсации принимать значение более единицы? (Да, нет).

11.2. Верно ли, что рост коэффициента конденсации характеризует снижение скачка температур в Кнудсеновском слое? (Да, нет).

11.3. Верно ли, что увеличение скачка температур в кнудсеновском слое связано с увеличением термического сопротивления на границе раздела фаз при конденсации пара? (Да, нет).

11.4. Может ли увеличение термического сопротивления на границе раздела фаз сопровождаться уменьшением общего термического сопротивления теплового потоку при конденсации? (Да, нет).

11.5. Верно ли, что для критического числа Рейнольдса, характеризующего переход от ламинарного режима к турбулентному, определяющим размером служит высота x участка стекающей пленки? (Да, нет).

11.6. Входит ли в состав числа Рейнольдса для пленки конденсата коэффициент теплоотдачи при конденсации? (Да, нет).

11.7. Зависит ли коэффициент теплоотдачи при ламинарном режиме конденсации от температурного напора? (Да, нет).

11.8. При увеличении температурного напора вдвое и при сохранении ламинарного режима конденсации может ли плотность потока теплоотдачи увеличиться вдвое? (Да, нет).

11.9. Верно ли, что поправочный множитель на волновое движение при пленочном ламинарном режиме конденсации больше единицы при $Re=200$? (Да, нет).

11.10. Может ли средний коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации неподвижного пара на вертикальной поверхности уменьшаться при увеличении температурного напора и при сохранении постоянного размера участка конденсации? (Да, нет).

11.11. Может ли средний коэффициент теплоотдачи при капельной конденсации водяного пара уменьшаться при увеличении температурного поля напора? (Да, нет).

11.12. Верно ли, что коэффициент теплоотдачи при капельной конденсации водяного пара больше, чем при пленочной конденсации этого же пара? (Да, нет).

Тема 12 Теплообмен при кипении однокомпонентных жидкостей

Программа.

Условия возникновения кипения. Механизм кипения жидкости. Перегрев жидкости и наличие центров парообразования как условия возникновения паровой фазы: образование пузырей пара. Влияние смачиваемости стенки жидкостью, краевой угол.

Рост, отрыв и движение пузырей пара. Минимальный радиус центра парообразования; число действующих центров парообразования. Взрывной характер образования пузыря; изменение диаметра пузыря во времени. Отрывной диаметр. Теплообмен при пузырьчатом кипении между стенкой и жидкой фазой, между жидкой и паровой фазами. Условия возникновения пленочного кипения.

Зависимость коэффициента теплоотдачи и плотности теплового потока от температурного напора при кипении в большом объеме для области пузырьчатого кипения. Пленочный режим. Первая и вторая критические плотности теплового потока. Изменение теплоотдачи и температуры стенки при пленочном режиме.

Зависимость коэффициента теплоотдачи от давления, физических свойств жидкости, состояния поверхности и других факторов при кипении в большом объеме. Метод обобщения опытных данных по теплообмену при пузырьчатом кипении, основные идеи метода, система критериев подобия. Обобщенные и частные эмпирические зависимости для коэффициента теплоотдачи.

Теплообмен при кипении жидкости в трубах: характер движения парожидкостной смеси в горизонтальных и вертикальных трубах; развитие процесса кипения по длине трубы; зависимость теплоотдачи от скорости циркуляции, объемного паросодержания и плотности теплового потока. Расчет теплоотдачи в трубах.

Теплоотдача при кипении жидкости, не подогретой до температуры насыщения; распределение температур жидкости в поперечном сечении канала, протекание процесса; зависимость теплоотдачи при кипении недогретой жидкости от различных факторов; расчетные уравнения.

Зависимость первой и второй критических плотностей теплового потока от различных факторов. Расчет критических тепловых нагрузок.

Механизм пленочного кипения. Расчет теплоотдачи при пленочном кипении жидкости. Особенности теплообмена при кипении жидких металлов.

Литература: [1,гл.13]

Методические указания.

Различают кипение на поверхности и в объеме жидкости, пузырьковое и пленочное, в перегретой и недогретой жидкости, в неограниченном объеме и внутри труб, при регулируемой заданной плотности теплового потока q_c и при регулируемой заданной температуре стенки t_c , при свободной и при вынужденной конвекции. Пленочные режимы кипения различают по характеру движения паровой пленки – ламинарному и турбулентному. При кипении струи в вертикальной трубе различают несколько режимов: режим подогрева, поверхностного кипения, эмульсионного, пробкового, стержневого кипения и режим подсыхания.

Для каждого элемента этой классификации процессов кипения изучите методику определения коэффициентов теплоотдачи, плотности теплового потока или температуры стенки, иногда температуры перегрева жидкости. Изучите применение температуры стенки, иногда температуры перегрева жидкости. Изучите применение ряда новых чисел подобия – I_a , K_z , K_q , а также особенность построения известных – Nu^* , Re^* , Re , содержащих специфические величины: l^* - определяющий размер; ω^* - приведенную скорость парообразования; ω – скорость циркуляции.

Вопросы для самопроверки.

12.1. Верно ли, что увеличение критического радиуса парового пузырька способствует увеличению коэффициента теплоотдачи? (Да, нет).

12.2. Верно ли, что удельная поверхностная работа и поверхностное натяжение имеют одинаковые единицы? (Да, нет).

12.3. Верно ли, что увеличение краевого угла Θ свидетельствует об ухудшении смачиваемости? (Да, нет).

12.4. Может ли локальное ухудшение смачиваемости повлечь интенсификацию образования паровых пузырьков? (Да, нет).

12.5. Одинаковы ли режимы перехода от пузырькового к пленочному режиму кипения в случаях регулируемой температуры стенки и регулируемой плотности теплового потока? (Да, нет).

12.6. Можно ли приведенную скорость парообразования выразить в метрах в секунду (м/с)? (Да, нет).

12.7. Верно ли, что температура кипящей жидкости выше, чем температура в пузырьке пара? (Да, нет).

12.8. Одинаковы ли единицы массового и объемного расходных паросодержаний? (Да, нет).

12.9. Увеличивается ли первая критическая плотность теплового потока вслед за повышением давления кипящей жидкости? (Да, нет).

12.10. Можно ли формулы вида $\alpha = 144 \Delta t^{2,33} p^{0,5}$ применять для расчета теплоотдачи при пленочном режиме кипения? (Да, нет).

12.11. Можно ли формулы вида $\alpha = 4,5 q^{0,7} p^{0,15}$ применять для расчета теплоотдачи при пузырьковом режиме кипения воды, при давлениях 4 МПа и ниже? (Да, нет).

12.12. Увеличивается ли коэффициент теплоотдачи при пузырьковом кипении воды по мере роста давления (если давление не превысит 4 МПа)? (Да, нет).

Тема 13 Конвективный тепло- и массообмен в бинарных смесях

Программа.

Основные положения. Диффузия. Плотность диффузионного потока массы. Закон Фика. Коэффициент диффузии. Конвективный массообмен как совокупность молярного и молекулярного переноса вещества. Массоотдача. Плотность потока массы. Диффузионный пограничный слой. Система дифференциальных уравнений диффузионного пограничного слоя. Общая форма упрощенных уравнений диффузионного пограничного слоя. Граничные условия на поверхности раздела фаз. Расчет массоотдачи на основе аналогии с теплоотдачей.

Литература: [1, гл.14]

Методические указания.

При изучении темы отметьте формальную аналогию процессов теплопроводности, вязкости и концентрационной диффузии: подобие законов Фурье, Ньютона и Фика, соответственно уравнений энергии, движения и массообмена, подобие полей температуры, скорости и концентрации в пограничном слое, подобие явлений теплоотдачи, трения и массоотдачи.

Вопросы для самопроверки.

13.1. Одинаковы ли единицы, используемые для местной концентрации вещества и для плотности вещества? (Да, нет).

13.2. Одинаковы ли единицы коэффициента молекулярной диффузии и кинематического коэффициента вязкости? (Да, нет).

13.3. Одинаковы ли единицы коэффициента молекулярной диффузии D для градиента концентраций и коэффициента молекулярной диффузии D_p для градиента парциальных давлений? (Да, нет).

13.4. Одинаковы ли единицы коэффициента термодиффузии D_t и термодиффузионного отношения K_t ? (Да, нет).

13.5. Одинаковы ли единицы коэффициента теплоотдачи α и коэффициента массоотдачи β ? (Да, нет).

13.6. Содержится ли коэффициент теплоотдачи α в диффузионном числе Нуссельта? (Да, нет).

13.7. Содержится ли коэффициент теплопроводности в диффузионном числе Нуссельта? (Да, нет).

13.8. Всегда ли плотность потока массы ($\text{кгс/с} \cdot \text{м}^2$) в макроскопически неподвижной бинарной смеси определяется только законом Фика? (Да, нет).

13.9. Могут ли совпадать по направлению градиенты концентрации пара в парогазовой смеси над жидкостью в процессе испарения и в процессе конденсации? (Да, нет).

13.10. Всегда ли совпадают по направлению градиент температуры и градиент концентрации пара в парогазовой смеси над жидкостью? (Да, нет).

13.11. Может ли процесс испарения в парогазовую смесь усилить теплообмен между жидкостью и парогазовой смесью? (Да, нет).

13.12. Может ли процесс испарения в парогазовую смесь увеличить коэффициент конвективной теплоотдачи над поверхностью жидкости? (Да, нет).

Тема 14 Основные законы теплового излучения

Программа.

Природа теплового излучения. Спектр излучения. Лучистый поток. Плотность лучистого потока. Интенсивность излучения. Поглощающая, отражающая и пропускная способность тел. Излучение монохроматическое и интегральное. Закон Кирхгофа для монохроматического и интегрального излучения.

Классификация лучистых потоков: собственное излучение, отраженное, эффективное и результирующее излучение, падающее и поглощенное излучения; их взаимная связь.

Распределение энергии в спектре черного тела: закон Планка, закон Вина. Коэффициент черноты излучения. Серое тело. Закон Стефана-Больцмана, закон Ламберта.

Литература: [1, гл.16]

Методические указания.

Нужно различить излучение равновесное и неравновесное.

Равновесное излучение описывается законом Планка или законом Релея – Джинса и Вина (частные случаи). Закон Стефана-Больцмана и закон смещения Вина вытекают из закона Планка, первый – при его интегрировании, второй – при дифференцировании.

Излучение реальных тел следует рассматривать как приближенное к равновесному, описываемое формулами Планка, Вина и Стефана-Больцмана, которые отличаются от соответствующих одноименных законов черного излучения только опытными коэффициентами, называемыми спектральной степенью черноты или степенью черноты (интегральной), причем для серых тел спектральные степени черноты одинаковые при всех длинах волны и равны интегральной степени черноты.

Вопросы для самопроверки.

14.1. Может ли тело поглощать больше лучистой энергии, чем излучать? (Да, нет).

14.2. Может ли отраженный лучистый поток быть больше падающего лучистого потока? (Да, нет).

14.3. Одинаковы ли единицы, используемые для поверхностной плотности потока интегрального излучения и для спектральной плотности потока излучения? (Да, нет).

14.4. Всегда ли тело, температура которого выше температуры окружающей среды, излучает энергии больше, чем поглощает? (Да, нет).

14.5. Может ли возрасти спектральная плотность потока излучения при увеличении длины волны излучения? (Да, нет).

14.6. Может ли убывать спектральная плотность потока излучения при увеличении длины волны излучения? (Да, нет).

14.7. Может ли собственное излучение тела быть меньше отраженного этим телом излучения? (Да, нет).

14.8. Может ли собственное излучение тела быть больше поглощенного этим телом излучения? (Да, нет).

14.9. Может ли собственное излучение тела быть больше эффективного излучения этого тела? (Да, нет).

14.10. Может ли собственное излучение тела быть больше потока результирующего излучения, направленного от тела? (Да, нет).

14.11. Может ли в условиях равновесного излучения степень черноты тела отличаться по величине от поглощаемой способности этого тела? (Да, нет).

14.12. Всегда ли степень черноты тела и его поглощательная способность одинаковы? (Да, нет).

Тема 15 Теплообмен излучения между непрозрачными телами, разделенными прозрачной средой

Программа.

Интегральные уравнения излучения. Угловые коэффициенты излучения: элементарный, локальный, средний. Определение угловых коэффициентов для некоторых характерных случаев взаимного расположения и формы тел. Зональный метод расчета теплообмена излучением.

Расчет теплообмена излучением между телами с плоскопараллельными поверхностями и экраном между ними; телами, из которых одно находится в плоскости другого. Особенности теплообмена излучением в замкнутой системе, состоящей из несерых тел.

Литература: [1, гл.17]

Методические указания.

Надо уметь определять приведенную поглощательную способность при теплообмене между двумя телами простейшей конфигурации. Запомните связь между приведенной поглощательной способностью и приведенным коэффициентом излучения.

Вопросы для самопроверки.

15.1. Существует ли эффективный лучистый поток в зазоре между двумя параллельными стенками, если поверхности стенок имеют одинаковую температуру? (Да, нет).

15.2. Может ли серое тело излучать больше энергии, чем черное тело таких же размеров и в такой же окружающей среде, если температуры серого и черного тел одинаковы? (Да, нет).

15.3. Может ли серое тело поглощать больше энергии, чем черное тело таких же размеров и в такой же окружающей среде, если температуры серого и черного тел одинаковы? (Да, нет).

15.4. Может ли серое тело поглощать больше энергии, чем черное тело, если размеры и температуры серого и черного тел одинаковы, а температура окружающих тел различна? (Да, нет).

15.5. Зависит ли поток лучистой энергии, поглощенной телом, от изменения температуры окружающей среды, если поглощательная способность тела постоянна? (Да, нет).

15.6. Можно ли определить результирующий поток излучения как разность собственного и падающего излучения? (Да, нет).

15.7. Влияет ли на эффективный лучистый поток от данной поверхности расположение и форма приемника этого излучения? (Да, нет).

15.8. Необходимо ли знание закона Стефана-Больцмана для вычисления потока результирующего излучения? (Да, нет).

15.9. Достаточно ли знание величин, которые используются в законе Стефана-Больцмана, для вычисления потока результирующего излучения? (Да, нет).

15.10. Влияет ли форма и расположение внешних источников излучения на вид расчетной формулы для приведенной поглощательной способности? (Да, нет).

15.11. Влияет ли температура внешних источников излучения на способ расчета приведенной поглощательной способности? (Да, нет).

15.12. Может ли приведенная поглощательная способность быть выше поглощательной способности тела? (Да, нет).

Тема 16 Теплообмен излучением в поглощающих средах. Сложный теплообмен

Программа.

Поглощение, рассеивание и излучение энергии в газовых смесях. Коэффициент поглощения: объемная интенсивность собственного излучения среды. Закон Бугера. Излучение и поглощение различных сред; спектры поглощения многоатомных газов, коэффициенты черноты, излучения углекислоты, водяного пара, их смеси, сажистых и запыленных газовых сред. Средняя оптическая длина пути лучей и способы ее определения. Расчет лучистого теплообмена между излучающей средой и поверхностью твердого тела. Коэффициент лучистого теплообмена. Сложный теплообмен как совокупность одновременно протекающих процессов теплопроводности, конвекции и излучения.

Литература: [1, гл.18]

Методические указания.

Перед изучением темы полезно повторить подраздел «Объемное излучение» в [1]. Усвойте новые понятия – коэффициент поглощения среды, поглощательная способность среды, коэффициент ослабления среды, оптическая толщина среды – и их взаимосвязь.

Вопросы для самопроверки.

16.1. Верно ли, что $\alpha\lambda$ – спектральный коэффициент поглощения среды выражают в метрах в минус первой степени (м^{-1})? (Да, нет).

16.2. Может ли поглощательная способность среды принимать значения больше единицы? (Да, нет).

16.3. Верно ли, что оптическую толщину среды L выражают в единицах длины? (Да, нет).

16.4. Верно ли, что по закону Бугера интенсивность излучения, прошедшего сквозь поглощающую среду, тем слабее, чем больше оптическая толщина среды? (Да, нет).

16.5. Верно ли, что излучающая способность одно- и двухатомных газов выше, чем у многоатомных газов? (Да, нет).

16.6. Верно ли, что поглощающая способность одно- и двухатомных газов выше, чем у многоатомных газов? (Да, нет).

16.7. Увеличивается ли поглощательная способность газа по мере увеличения плотности газа при сохранении толщины слоя? (Да, нет).

16.8. Увеличивается ли поглощательная способность газа по мере увеличения давления газа при сохранении толщины слоя? (Да, нет).

16.9. Может ли степень черноты газа падать по мере увеличения температуры газа при постоянной величине произведения (pl)? (Да, нет).

16.10. Верно ли, что степень черноты углекислого газа толщиной 5 м при парциальном давлении $0,2 \cdot 10^5$ Па и при температуре 1600 С больше, чем 0.1? (Да, нет).

16.11. Верно ли, что в случае радиационно-конвективного теплообмена радиационный перенос может быть больше, чем перенос теплоотдачей? (Да, нет).

16.12. Верно ли, что в случае радиационно-кондуктивного теплообмена через оптически тонкий слой плотность радиационного потока тем больше, чем больше поглощательная способность стенок, ограничивающих слой? (Да, нет).

Тема 17 Теплообменные аппараты

Программа.

Общие сведения. Назначения теплообменников. Их классификация по принципам действия: рекуперативные, регенеративные и смесительные теплообменники, теплообменники с выделением теплоты за счет других видов энергии. Характерные конструктивные схемы теплообменников. Основные схемы движения теплоносителей в теплообменниках: прямоток, противоток, поперечный ток и комбинированные схемы. Задачи расчета теплообменников. Расчет при проектировании и поверочный расчет. Основы теплового и гидравлического расчета теплообменников. Уравнение теплового баланса и уравнение теплоотдачи.

Средний температурный напор. Определение среднего температурного напора для основных схем движения теплоносителей. Сравнение прямотока и противотока. Определение поверхности теплообмена при переменном коэффициенте теплоотдачи и переменных теплоемкостях теплоносителей. Вычисление коэффициента теплопередачи для различной формы поверхности теплообмена. Понятие о способах учета эксплуатационных условий (неполное омывание поверхности нагрева, загрязнения, неплотности). Вычисление конечной температуры теплоносителей. Интенсификация процессов теплопередачи. Особенности в методике теплового расчета регенеративных теплообменников. Выражение для полного падения давления в теплообменнике. Гидравлические сопротивления и местные сопротивления. Затраты напора, обусловленные ускорением потока и преодолением гидростатического давления столба жидкости. Мощность, необходимая для перемещения теплоносителей.

Литература: [1, гл.19,20]

Методические указания.

Основным вопросом темы является анализ уравнения теплового баланса и уравнения теплопередачи, а также их применение к расчету теплообменников — как проектному, так и к поверочному расчетам.

Необходимо различать проектный и поверочный расчеты теплообменников, хорошо разбираться в выводах, относящихся к определению среднего температурного напора, и овладеть методикой расчета конечных температур.

Вопросы для самопроверки.

17.1. Может ли в стационарном режиме теплообменника изменяться разность между температурами нагреваемой струи на входе и на выходе? (Да, нет).

17.2. Зависит ли в стационарном режиме мощность теплового потока, проходящего сквозь теплообменную поверхность, от продолжительности режима? (Да, нет).

17.3. Зависит ли в стационарном режиме количество теплоты, проходящее сквозь теплообменную поверхность, от продолжительности режима? (Да, нет).

17.4. Может ли среднелогарифмический температурный напор в прямоточном теплообменнике быть больше, чем каждый из крайних температурных напоров? (Да, нет).

17.5. Может ли среднелогарифмический температурный напор быть меньше хотя бы одного из крайних напоров? (Да, нет).

17.6. Верно ли, что включение теплообменника по схеме прямотока не может увеличить средний логарифмический напор по сравнению со схемой противотока? (Да, нет).

17.7. Верно ли, что увеличение мощности теплового потока в теплообменнике достигается при постоянстве коэффициента теплоотдачи за счет увеличения среднелогарифмического температурного напора? (Да, нет).

17.8. Можно ли вычислить среднюю по сечению скорость струи, зная только ее объемный расход через сечение и площадь сечения? (Да, нет).

17.9. Верно ли, что при 20 °С и нормальном давлении кинематический коэффициент вязкости у воздуха больше, чем у воды? (Да, нет).

17.10. Может ли коэффициент сопротивления трения изменяться при переходе от режима нагревания струи к режиму ее охлаждения? (Да, нет).

17.11. Растет ли сопротивление трения при увеличении скорости потока в теплообменнике? (Да, нет).

17.12. Растут ли затраты мощности на насос, прокачивающий жидкость через теплообменник, если полное сопротивление трения в теплообменнике снижается? (Да, нет).

17.13. Возможен ли при течении теплоносителей вдоль теплообменной поверхности прямоточного теплообменника случай конвективной теплоотдачи, характеризуемый тепловым режимом стенки $t_c = \text{const}$? (Да, нет).

17.14. Возможен ли при течении теплоносителей вдоль теплообменной поверхности противоточного теплообменника случай конвективной теплоотдачи, характеризуемый тепловым режимом стенки $t_c = \text{const}$? (Да, нет).

Пояснения к ответам на вопросы для самопроверки

В.1. Да, конвективный теплообмен возможен, так как он осуществляется за счет перемешивания газа; теплообмен излучением также возможен, так как газ диатермичен (полностью или частично прозрачен) для тепловых электромагнитных волн.

В.2. Нет, теплообмен осуществляется только за счет излучения, являющегося одним из трех элементарных процессов теплообмена.

В.3. Да, этот перенос осуществляется параллельно двумя элементарными процессами – теплопроводностью и излучением.

В.4. Нет, конвекция возможна только в текучей среде, обладающей способностью к перемешиванию.

В.5. Да, конвективная теплоотдача есть частный случай конвективного теплообмена и в современной теории рассматривается как один из трех элементарных процессов.

В.6. Нет, теплопередача как перенос теплоты через стенку является сложным процессом, состоящим из последовательности элементарных или сложных процессов.

В.7. Да, за счет диффузии. Однако интенсивность массообмена зависит от конвекции.

В.8. Да.

В.9. Нет, они одинаковы, несмотря на термодинамическое различие, и поэтому обе величины выражают в одинаковых единицах СИ, в частности в ваттах.

В.10. Нет, в килокалориях на квадратный метр можно выразить количество теплоты, прошедшей через поверхность площадью в 1 м^2 . Плотность же теплового потока в этой системе единиц выражают в килокалориях на квадратный метр-час (ккал/(м²*ч)).

1.1. Нет, иначе окажется, что температура одной и той же точки имела бы одновременно более одного значения, что в рамках изучаемой теории теплопроводности невозможно.

1.2. Да, например, при равномерном охлаждении шара внутренние изотермические поверхности замкнуты.

1.3. Нет, по определению градиент есть вектор, направленный по нормали к изотермической поверхности.

1.4. Да, с помощью градиентов температур можно определить разность температур между точками тела, хотя сами температуры в точках остаются неизвестными.

1.5. Нет, по времени нагрева и количеству теплоты можно определить только тепловой поток (его мощность). Для определения плотности необходимо знать еще площадь поверхности, через которую проходит тепловой поток.

1.6. Да, например, если истинные плотности теплового потока во всех точках (участках) поверхности одинаковы.

1.7. Да, например, в стационарном процессе, когда $\frac{\partial t}{\partial \tau} = 0$, как это следует из дифференциального уравнения теплопроводности (1-23).[1]

1.8. Нет, если плотность теплового потока выразить в ваттах на квадратный метр (Вт/м²), то объемная мощность внутренних источников теплоты должна выразиться в ваттах на кубический метр (Вт/м³).

1.9. Да, дивергенция возможна, если процесс теплопроводности нестационарен. В этом случае потоки теплоты поглощаются (выделяются) в связи с нагреванием (охлаждением) элементов теплоты тела.(см.формулу(1-23')) [1]

1.10. Да, вывод дифференциального уравнения теплопроводности основан именно на законе сохранения энергии в изохорном процессе: $\delta Q = dU + dL$, где $\delta L=0$, а подведенная теплота складывается из суммы теплоты, подведенной извне, т.е. через границы тела, и теплоты, подведенной за счет внутренних источников, например джоулевой теплоты.(см.равенства(1,22)) [1]

1.11. Нет, уравнение Лапласа (1-31) $\nabla^2 t = 0$ является дифференциальным уравнением теплопроводности только для стационарного процесса. [1,§1.6]

1.12. Да, наряду с геометрическими, начальными и граничными условиями.

2.1. Да, из формулы (2.9) [1] следует, что $\Delta t = \frac{q\delta}{\lambda}$, где δ/λ – термическое со-

противление.

2.2. Нет, они имеют разную размерность и выражаются всегда в разных единицах, например плотность теплового потока в ваттах на квадратный метр (Вт/м²), а линейная плотность – в ваттах на метр (Вт/м).

2.3. Нет, они имеют разную размерность и выражаются всегда в разных единицах, например квадратный метр-кельвин на ватт (м²*К/Вт) – удельное сопротивление плоской стенки и метр-кельвин на ватт (м*К/Вт) – линейное сопротивление цилиндрической стенки.

2.4. Да, при стационарном режиме в плоской стенке без внутренних источников теплоты (положительных и отрицательных) значения q одинаковы.

2.5. Да, при стационарном режиме в любой форме многослойной стенки без внутренних источников теплоты тепловой поток на границе между любыми слоями одинаков, что следует непосредственно из закона сохранения энергии.

2.6. Нет, это невозможно согласно определению эквивалентного коэффициента теплопроводности. (см. формулу (2,16) [1])

2.7. Да, оно равно $1/\alpha$. (см. формулу (2,25) [1])

2.8. Нет, оно равно $1/(\alpha d)$ и, следовательно, зависит также от диаметра стенки. (см. формулу (2,51) [1])

2.9. Да, всегда больше, например для теплопередачи через плоскую стенку на величину см. формулу (2-25) [1], а для других стенок, см. формулу (2-51) [1].

2.10. Да. См. §2,6 [1]

2.11. Да, если критический диаметр стенки больше ее наружного диаметра. См. рис. 2-10 [1]

2.12. Нет, поскольку условия внешнего теплообмена влияют на коэффициент теплоотдачи α , а α , в свою очередь, влияет на критический диаметр. см. формулу 2-60 [1]

3.1. Да, руководствуясь всегда выполняющимся законом сохранения энергии и законом теплопроводности Фурье. Для удобства вычислений оба эти закона скомпонованы в форме дифференциального уравнения теплопроводности.

3.2. Нет, для этого надо проинтегрировать дифференциальное уравнение и ввести значения постоянных интегрирования, а это неосуществимо без знаний условий однозначности.

3.3. Нет, неодинаковы: коэффициент температуропроводности выражается в квадратных метрах на секунду ($\text{м}^2/\text{с}$), а коэффициент теплопроводности – в ваттах на метр-кельвин ($\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$).

3.4. Нет, является наиболее типичным и распространенным, но не обязательным начальным условием.

3.5. Да, на любой поверхности возможны любые условия любого рода.

3.6. Да, для каждого из граничных условий I, II и III рода формулы, описывающие температурное поле имеют разный вид.

3.7. Да, $X=x/\delta$, и поэтому $X=0$, так как центральная плоскость пластины совмещена с началом координат $x=0$.

3.8. Нет, в число Био включен коэффициент теплопроводности не жидкой среды (окружающей жидкости), а самого твердого тела.

3.9. Нет, для пластины $F_0 = \frac{\alpha\tau}{\delta^2}$, где δ – полутолщина. Для цилиндра, $F_0 = \frac{\alpha\tau}{r_0^2}$, где r_0 – радиус.

3.10. Нет, Θ всегда убывает от единицы до нуля, поскольку $t = t_{\text{ж}}$ и Θ всегда положительна.

3.11. Нет, поскольку каждая из указанных диаграмм строится только для одного из крайних положений точки – или на оси, или на поверхности цилиндра.

3.12. Нет, надо использовать две диаграммы – для середины и для поверхности пластины.

3.13. Да, линейный размер.

4.1. Нет, они всегда различны: коэффициент теплопроводности выражается в ваттах на метр-кельвин $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, а коэффициент теплоотдачи – в ваттах на квадратный метр-кельвин $[\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})]$.

4.2. Нет, он зависит также и от других факторов, например, от коэффициента теплопроводности жидкости.

4.3. Нет, он они всегда различны: коэффициент динамической вязкости μ выражают в паскаль-секундах ($\text{Па}\cdot\text{с}$), а коэффициент кинематической вязкости ν – в квадратных метрах на секунду ($\text{м}^2/\text{с}$).

4.4. Да, поскольку обе системы единиц предусматривают выражение кинематического коэффициента вязкости в квадратных метрах на секунду ($\text{м}^2/\text{с}$).

4.5. Нет, только для газов в состоянии, близком к идеальному. Для других газов и жидкостей следует пользоваться таблицами коэффициента объемного расширения в зависимости от температуры или, за их отсутствием, таблицами удельных объемов в зависимости от температуры.

4.6. Да, особенно если велик перепад температур в пограничном слое и мала скорость вынужденного движения.

4.7. Да. см. §-34 [1]

4.8. Да. Сравните §3-1 и 4-3 [1]

4.9. Нет, в граничных условиях для процесса конвективного теплообмена дополнительно указывают скорость жидкости на границе системы.

4.10. Да, в некоторых случаях толщины гидродинамического и теплового пограничных слоев могут совпадать, особенно если число $Pr=1$.

4.11. Да, таким условием является малая скорость газа по сравнению со скоростью звука (обычно до 0.25 м).

4.12. Нет, уравнение сплошности не упрощается. Упрощается только уравнение движения. (сравните формулу (4-23) и (4-25) с формулами (4-28) и (4-29)) [1]

5.1. Да.

5.2. Нет, в числе Био α и λ являются характеристиками разных сред (пограничного слоя и твердого тела), а в числе Nu α и λ характеризуют одну и ту же среду – пограничный слой.

5.3. Да, такой величиной является t_0 – определяющий геометрический размер.

5.4. Нет. См. формулу (5-18) и (5-20) [1]

5.5. Нет, при конвекции в большом объеме пренебрежимо мал градиент давления ∇p , а при вынужденной конвекции пренебрежимо мала сила тяжести ρg по сравнению с вязкостными и инерционными силами. Поэтому из уравнения дви-

жения (4-17) [1] исключаются разные слагаемые при описании каждого из двух явлений и, следовательно, эти явления относятся и к разным классам.

5.6. Нет, для турбулентного течения перенос количества движения поперек пограничного слоя существенен, а для ламинарного течения он отсутствует. Поэтому уравнение теплопереноса (4-2) [1] в направлении поперек ламинарного движения упрощается, теряя последнее слагаемое $\rho\omega h$. А различие в форме записи любого уравнения из системы дифференциальных уравнений конвективного теплообмена нарушает первое условие подобия теоремы Кирпичева-Гухмана.

5.7. Нет, необходимо подобие условий однозначности, а числовые значения, характеризующие их, могут быть различными.

5.8. Нет, при выполнении условий однозначности процессов теплоотдачи должны стать равными зависимые переменные, частности Nu . А значения α при равенстве Nu могут отличаться.

5.9. Нет, независимые переменные (безразмерные координаты пространства и времени – X, Y, T) здесь не содержатся.

5.10. Да, Nu, Ec, Θ, W являются зависимыми переменными.

5.11. Да, одинаковыми должны быть лишь значения чисел подобия, а значения физических величин могут быть при этом разными.

5.12. Да, все существенные безразмерные величины – постоянные и зависимые – совпадают в сходственных точках.

6.1. Нет, α , как правило, вычисляется, например, по безразмерным формулам.

6.2. Да, в случае, если перепад температуры в пограничном слое поддерживается одинаковым по всей теплообменной поверхности. Действительно в этом случае

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{F} \int \frac{q}{\Delta t} dF = \frac{Q}{F \Delta t} \quad \text{и} \quad \overline{\frac{Q}{\Delta t}} = \frac{Q}{F \Delta t}$$

6.3. Нет, если часть местных температурных напоров меньше среднелогарифмического, то в другой части они обязательно больше среднелогарифмического.

6.4. Да, любой, однако обычно выдирают наиболее типичный размер.

6.5. Нет, выбор определяющей температуры обусловлен зависимостью физических свойств жидкости от температуры. Поэтому выбранная температура должна оптимально соответствовать температурам в пределах пограничного слоя.

6.6. Нет, в качестве определяющих температур используют: при расчете местного коэффициента теплоотдачи $(\alpha)_{t_{жс}, t_m, t_c}$

6.7. Да, такими являются процессы отвода теплоты от жидкости к стенке.

6.8. Да, согласно определению t_m как среднего арифметического между t_c и $t_{ж}$.

6.9. Да, согласно определению $\overline{t_m}$ и $\overline{t_{жс}}$.

6.10. Да, потому что местный температурный напор по ходу охлаждаемой жидкости может только уменьшаться, если $t_c = \text{const}$.

6.11. Нет, одному значению Δt может соответствовать бесчисленное множество пар значений Δt_1 и Δt_2 .

7.1. Нет. См. формулу (7-6) и (7-7) [1]

7.2. Да, зависит от Pr согласно формуле (7-8) [1]

7.3. Нет, согласно критериальным формулам (7-11) и (7-12) [1]. $Nu_{жс} \sim \sqrt{Re} \sim \sqrt{x}$, а $Nu_\ell \sim x^{-0.5} \sim \sqrt{1/x}$, т.е. в первом случае Nu возрастает, с ростом x , а во втором Nu падает.

7.4. Да, если жидкость такова, что ее число Прандтля зависит от температуры.

7.5. Да, согласно рис. 7-7 [1]

7.6. Да, δ_p пропорциональна ν согласно опытным данным рис. 7-8 и формуле (7-24) [1].

7.7. Нет, она неоднородна и включает в себя две области – внешнюю и пристенную.

7.8. Нет. см. формулу (7-35) [1]

7.9. Да, от числа Прандтля. см. формулу (7-37) [1]

7.10. Да, из формулы (7-39) следует, что $Nu_{жс, x} \sim Re^{0.8} \sim w^{0.8}$

7.11. Нет, только локальными значениями. Среднее же значение предстоит еще вычислить по формуле $\overline{\alpha} = 1,25\alpha_x = e$.

7.12. Да, как это видно из рисунка 7-13 [1].

8.1. Нет.см. рис. 8-5 [1]

8.2. Да.см.рис. 8-5 [1]

8.3. Да,[1,§8,3.1]

8.4. Да,[1,§8,3.2]

8.5. Да, сравните формулы (8-11) и (8-12) [1].

8.6. Нет,[1,§8,3.2] и также сравните формулы (8-4) и (8-11)

8.7. Нет, сравните формулы (8-4) и (8-6) [1]: при вязкостно-гравитационном режиме в критериальную формулу включено число Грасгофа, а при вязкостном режиме его нет.

8.8. Да, с помощью введения эквивалентного диаметра и при ограничениях, изложенных в [1,1,§8,4.1]

8.9. Нет, сравните безразмерные формулы в [1, гл. 8 и 9]. Все формулы отличаются или коэффициентами, или показателями степени, хотя некоторое сходство формул и имеет место, например трех следующих формул для турбулентного течения: (8-11) [1] – для течения внутри трубы, (9-3) – для поперечного омывания одной трубы и (9-6) – для поперечного омывания пучка труб.

8.10. Нет,см.рис. 9-5, [1]

8.11. Да,см.рис [1]

8.12. Нет, как раз наоборот, как это следует из рис. 9-9 [1].

9.1. Да.

9.2. Нет, уравнение температурного распределения (10-1) имеет вторую степень, а уравнение для распределения скоростей (10-5) – четвертую степень [1], что отражает принципиальное различие в форме поля температур и поля скоростей, представленное на рис. 10-2 [1].

9.3. Да, $\bar{\alpha} = \frac{4}{3} \alpha_x = e$, согласно пояснениям к расчетной формуле (10-11) [1].

Среднее значение больше потому, что локальные значения убывают по высоте.

9.4. Да, потому что температура стенки при конденсации на ней насыщенного пара определяется в основном давлением пара и достаточно мало зависит от условий отвода теплоты от стенки.

9.5. Нет, пропусканием через трубу электрического тока моделируется условие $q_c = \text{const}$, потому что плотность выделяемой в стенке джоулевой теплоты определяется в основном силой тока и достаточно мало зависит от условий отвода теплоты от стенки.

9.6. Да, см. рис. 10-5 [1].

9.7. Да, в начале участка ламинарного обтекания, см. рис. 10-5 [1].

9.8. Нет, во всех случаях свободной конвекции движущей силой является только разность температур стенки и жидкости, поэтому обтекание начинается с ламинарного движения.

9.9. Да, если безразмерная величина $Gr_{ж,x} \cdot Pr_{ж} < 6 \cdot 10^{10}$, например мала высота x стенки.

9.10. Да, согласно рис. 10-3 [1].

9.11. Нет, согласно формуле (10-5) [1] и пояснениям к ней.

9.12. Да, пленочный режим, для которого $Nu_{ж,d} = 0,5$.

10.1. Да, за счет резкого увеличения коэффициента теплопроводности, входящего в число $Pr = \nu / a = \mu c_p / \lambda$.

10.2. Да, сравните формулы (11-1) и (11-2) [1].

10.3. Да, согласно условиям эксперимента, описанным в комментариях к формуле (11-4) [1].

10.4. Да, согласно теории пограничного слоя (см. [1, гл.7]) и в соответствии с комментариями к формуле (11-4) [1].

10.5. Нет, при торможении давление в струе повышается.

10.6. Да, если теплоотвод пренебрежимо мал по сравнению с потерей кинетической энергии (например, при резком торможении).

10.7. Да, все газы при адиабатном сжатии повышают свою температуру.

10.8. Да, в обоих случаях на величину $\frac{w^2}{2}$.

10.9. Нет, теплоемкость 1 кг воды в 10^3 раз больше теплоемкости 1 кг газа, поэтому при одинаковых приростах энтальпии температура воды увеличивается в 10^3 раз меньше, чем газа, как это следует из формулы (11-13) [1].

10.10. Да, возрастает, согласно формуле (11-15) [1].

10.11. Нет, это невозможно. Температура адиабатного торможения является верхним пределом для температуры $T_{a.c.}$

10.12. Да, для газов число $Pr < 1$, поэтому $\sqrt[3]{Pr} > Pr$. Следовательно, согласно формулам (11-21) и (11-22) [1] $\tau_{труб} > \tau_{ламин.}$

11.1. Нет, $0 \leq k \leq 1$ [1, §12.1].

11.2. Да, см. рис. 12-3 [1].

11.3. Да, согласно формуле (12-4) [1].

11.4. Да, если при этом уменьшится толщина пленки конденсата и ее термическое сопротивление.

11.5. Нет, определяющим размером служит не x , а местная толщина пленки δ .

11.6. Да, средний по высоте пленки коэффициент теплоотдачи, см. формулу (12-8) [1].

11.7. Да, согласно формуле Нуссельта (12-13) [1] и, строго говоря, вопреки закону Ньютона-Рихмана, α пропорциональна $\Delta t^{-0,25}$.

11.8. Нет, согласно формуле Нуссельта (12-13) [1] и закону Ньютона-Рихмана: $q = \alpha \Delta t \sim \Delta t^{-0,25} \cdot \Delta t \sim \Delta t^{0,75}$. Поэтому $\frac{q''}{q'} = \left(\frac{\Delta t''}{\Delta t'}\right)^{0,75} = 2^{0,75} = 1,68$, т.е. увеличение меньше чем вдвое.

11.9. Да, $\varepsilon_v = Re^{0,04} = 200^{0,04} = 0,24$, т.е. больше единицы.

11.10. Да, см. формулу (12-19) и номограмму на рис. 12-8 [1] при значениях $h\Delta t < 2$. Здесь $\frac{\Delta \alpha}{\Delta t} < 0$.

11.11. Да, согласно формуле (12-42) и номограмме на рис. 12-14 [1] участок кривых при $\Delta t > 10^\circ C$ имеет отрицательный наклон.

11.12. Да, сравните значения α на номограммах рис. 12-14 и рис. 12-8 [1].

12.1. Нет, поскольку это затруднит процесс возникновения пузырька и приведет к уменьшению возможных мест для его возникновения, что приведет к перегреву стенки и, следовательно, к уменьшению коэффициента теплоотдачи.

12.2. Да, эти термины равноправны и выражают одно понятие. Их единицы ($\text{Дж}/\text{м}^2=\text{Н}/\text{м}$), естественно, совпадают.

12.3. Да, см. рис. 13-1 [1].

12.4. Да, если смачиваемость ухудшалась в углублениях, впадинах, являющихся источниками парообразования. Тогда местное увеличение значения Θ повлечет согласно формуле (13-5) [1] снижение работы L , необходимой для возникновения пузырька, что сделает возможным увеличение числа центров парообразования.

12.5. Нет, во втором случае имеет место скачок температуры стенки согласно рис. 13-7, б [1].

12.6. Да, согласно формуле $w_{ж} = \frac{q}{r\rho_n}$ [1] можно.

12.7. Да, согласно термодинамическому условию возникновения парового пузырька, выраженному формулой (13-3) [1].

12.8. Нет, их единицы – ($\text{кг}/\text{с}$) и ($\text{м}^3/\text{с}$) – отличаются.

12.9. Да, согласно опытным данным рис. 13-21 [1].

12.10. Нет, только при пузырьковом режиме кипения.

12.11. Да, эти эмпирические формулы приемлемы при кипении воды в области давления до 4 МПа.

12.12. Да, это видно из эмпирических формул, указанных в вопросах 10.12 и 11.12.

13.1. Да, одинаковые – килограммы на кубический метр ($\text{кг}/\text{м}^3$).

13.2. Да, одинаковые – квадратный метр на секунду – ($\text{м}^2/\text{с}$).

13.3. Нет, соответственно квадратный метр на секунду ($\text{м}^2/\text{с}$) и секунда (с).

13.4. Нет, коэффициент термодиффузии D_t выражается в квадратных метрах на секунду ($\text{м}^2/\text{с}$), а термодиффузионное отношение K_t – величина безразмерная.

13.5. Нет, неодинаковы. Единицы коэффициента теплоотдачи α – ватт на квадратный метр-кельвин [$\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$], а коэффициента массоотдачи β – метр на секунду ($\text{м}/\text{с}$).

13.6. Нет, вместо α в Nu содержится β – коэффициент массоотдачи.

13.7. Нет, вместо λ в Nu содержится D – коэффициент молекулярной диффузии.

13.8. Нет, если смесь неоднородна по температуре или давлению, то на концентрационную диффузию, описываемую законом Фика, накладывается массоперенос за счет термодиффузии, а также за счет конвекции.

13.9. Нет, они всегда противоположны.

13.10. Нет, например, в процессе испарения концентрация пара над жидкостью всегда убывает, а температура парогазовой смеси может и возрасть.

13.11. Да, согласно формуле (14-32) [1] сумма конвективной теплоотдачи и теплопереноса при диффузии может увеличиваться.

13.12. Нет, вследствие утолщения теплового пограничного слоя и согласно опытным данным рис. 14-5 [1] конвективная теплоотдача при испарении падает.

14.1. Да, если, например, тело помещено внутрь излучающей оболочки более высокой температуры, чем температура тела.

14.2. Нет, поскольку отражательная способность тела не может превышать единицы.

14.3. Нет, величину E выражают в ваттах на квадратный метр, а $E\lambda$ – в ваттах на кубический метр.

14.4. Да, иначе был бы нарушен второй закон термодинамики.

14.5. Да, согласно закону Планка, в области малых длин волн, см. рис. 16-6 [1].

14.6. Да, согласно закону Планка, в области больших длин волн, см. рис. 16-6 [1].

14.7. Да, если падающий поток достаточно велик, а отражательная способность тела не слишком мала.

14.8. Да, если падающий поток достаточно мал, или если мала поглощательная способность тела.

14.9. Нет, согласно формуле (16-18) [1].

14.10. Нет, согласно формуле (16-19) [1].

14.11. Нет, это бы противоречило закону Кирхгофа, см. формулу (16-51) [1].

14.12. Нет, закон Кирхгофа о равенстве степени черноты и поглощательной способности тела не распространяется на условия неравновесного теплообмена, когда температуры тела и окружающей среды различны.

15.1. Да, существуют, причем встречные эффективные потоки равны друг другу.

15.2. Нет, в любую формулу для результирующего потока излучения включается приведенная поглощательная способность, которая для серых тел всегда меньше единицы.

15.3. Нет (в соответствии с ответом 2).

15.4. Да, если серое тело имеет окружающую среду с температурой, существенно более высокой, чем окружающая среда вокруг черного тела.

15.5. Да, согласно формулам для результирующего лучистого потока.

15.6. Нет, результирующий поток равен разности потоков собственного и поглощенного излучений или разности эффективного и падающего излучений.

15.7. Да, поскольку приемник излучения, в свою очередь, излучает и отражает на источник, тем самым, формируя эффективный поток от данного источника.

15.8. Да, другой способ этих вычислений науке неизвестен.

15.9. Нет, необходимо, кроме того, знать, например, характеристику взаимного расположения тел.

15.10. Да, например, можно сравнить формулы результирующего потока для плоского и для сферического зазоров.

15.11. Нет, см., например, формулу (17-41) [1].

15.12. Нет, см., например, формулу (17-41) [1].

16.1. Да.

16.2. Нет, согласно формуле (18-4) [1].

16.3. Нет.

16.4. Да, см., формулу (18-6) [1].

16.5. Нет, наоборот, она пренебрежимо мала.

16.6. Нет, она тоже, согласно закону Кирхгофа, пренебрежимо мала.

16.7. Да.

16.8. Да, согласно, например, формулам (18-38) [1].

16.9. Да, см., например, рис. 18-4 [1].

16.10. Да, согласно обозначению над верхней кривой на рис. 18-5 [1]: «200 см*ат = 2*0,102 м*МПа», откуда $1 \text{ м*МПа} = (200 \cdot \text{см*ат}) / (2 \cdot 0,102) = 10^3 \text{ см*ат}$. Тогда заданное значение $(pl)_{CO_2} = 0,2 \cdot 5 = 0,1 \text{ м} \cdot \text{МПа} = 0,1 \cdot 10^3 \text{ см*ат} = 100 \text{ см*ат}$. Этому значению на рис. 18-5 [1] для температуры 1600 С соответствует степень черноты 0.15, т.е. она больше, чем 0.1.

16.11. Да, особенно в случае оптически тонкого слоя.

16.12. Да, согласно формуле для qr , приведенной в [1] над формулой (18-46).

17.1. Нет, в стационарном режиме температуры струи во всех ее точках постоянны, следовательно, и разности между температурами разных точек струи постоянны.

17.2. Нет, она строго постоянна, пока длится стационарный режим.

17.3. Да, и причем оно пропорционально длительности режима.

17.4. Нет, среднелогарифмический температурный напор больше только одного из крайних температурных напоров, поскольку $\Delta t_m \leq \Delta t_{\text{ср.лог}} \leq \Delta t_{\delta}$.

17.5. Да, поскольку всегда $\Delta t_m \leq \Delta t_{\text{ср.лог}} \leq \Delta t_{\delta}$.

17.6. Да, что следует из анализа формулы (19-17) [1].

17.7. Да, согласно уравнению теплопередачи в теплообменнике $Q = \bar{k}F \Delta t_{\text{ср.лог}}$.

17.8. Да, она равна их отношению $\omega = V/F$.

17.9. Да, согласно табл. 4 и 5 [1], $15,06 \cdot 10^{-6} > 1,006 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$.

17.10. Да, согласно формуле (20-3) [1].

17.11. Да, согласно формуле (20-15) [1].

17.12. Нет, согласно формуле (20-15) [1].

17.13. Да, в случае если расходные теплоемкости одинаковы, потому что при этом понижение и повышение температур по обе стороны стенки симметричны, что позволит поддерживать температуру стенки одинаковой по длине.

17.14. Да, в случае, если расходные теплоемкости одинаковы, потому что при этом понижение и повышение температур по обе стороны сохраняет неизменной разность температур между ними, что позволит поддерживать плотность теплового потока сквозь стенку одинаковой по длине.

Контрольные задания. Методические указания

Согласно учебному плану, слушатель-заочник выполняет три контрольные работы. Первая из них состоит из 4 вопросов и 4 задач, вторая – из 4 вопросов и 3 задач, третья – из 4 вопросов и 4 задач.

Отвечать на вопросы и решать задачи следует, строго придерживаясь своего варианта. Номера вопросов и вариантов задач в контрольной работе определяют по таблице вариантов в зависимости от двух последних цифр шифра студента.

Таблица вариантов

Две последние цифры шифра	Номера вопросов и варианты задач	Две последние цифры шифра студента	Номера вопросов и варианты задач
01, 51	2, 12, 23, 34	26, 76	7, 16, 25, 34
02, 52	3, 14, 26, 38	27, 77	6, 15, 24, 33
03, 53	4, 15, 27, 39	28, 78	5, 14, 23, 32
04, 54	5, 14, 24, 34	29, 79	4, 13, 22, 31
05, 55	6, 15, 25, 35	30, 80	3, 12, 21, 40
06, 56	10, 16, 26, 36	31, 81	4, 12, 30, 38
07, 57	9, 17, 27, 37	32, 82	6, 14, 22, 36
08, 58	8, 18, 28, 38	33, 83	8, 16, 24, 34
09, 59	7, 19, 29, 39	34, 84	10, 18, 26, 32
10, 60	6, 20, 30, 40	35, 85	2, 20, 28, 40
11, 61	9, 18, 27, 36	36, 86	1, 15, 25, 35
12, 62	8, 17, 26, 35	37, 87	3, 16, 26, 36
13, 63	7, 18, 22, 40	38, 88	5, 15, 21, 35
14, 64	6, 17, 21, 39	39, 89	7, 17, 28, 38
15, 65	5, 16, 30, 38	40, 90	9, 18, 23, 34
16, 66	4, 20, 29, 37	41, 91	10, 20, 21, 33
17, 67	3, 19, 28, 36	42, 92	9, 13, 30, 33
18, 68	2, 13, 27, 35	43, 93	6, 14, 29, 40
19, 69	1, 11, 26, 34	44, 94	4, 16, 30, 36
20, 70	10, 12, 25, 33	45, 95	2, 20, 27, 35
21, 71	10, 18, 24, 32	46, 96	9, 11, 26, 40
22, 72	9, 16, 23, 31	47, 97	7, 12, 25, 39
23, 73	8, 14, 29, 33	48, 98	6, 11, 22, 37
24, 74	7, 17, 21, 39	49, 99	5, 13, 24, 38
25, 75	8, 18, 22, 40	50, 00	3, 14, 23, 34

Например, при шифре 80.116 или 80.166 (две последние цифры соответственно 16 и 66) студент отвечает на вопросы и решает следующие варианты задач: 4, 20, 29, 37. По каждой контрольной работе приведен один вариант вопросов и три

варианта контрольных задач. Номер варианта контрольных задач указывает преподаватель на установочной сессии.

Формулировки контрольных вопросов и условия вариантов задач в контрольной работе нужно переписывать полностью.

Решения нужно сопровождать краткими объяснениями и подробными вычислениями. Указать, какая величина определяется. В процессе решения задач необходимо сначала привести формулы, лежащие в основе вычислений, проделать с ними все выкладки (в буквенном выражении) и лишь затем подставить соответствующие числовые значения и произвести вычисления. Нужно указать единицы величин, как заданных в условии задач, так и найденных в результате решения задач.

Ответы на контрольные вопросы должны быть исчерпывающими, краткими. При решении задач и в ответах на вопросы следует придерживаться принятой в учебнике системы обозначений, терминов и Международной системы единиц (СИ).

Точность вычислений зависит от точности заданных величин или выбранных исходных данных, но в общем случае не следует стремиться к точности выше, чем 0,5%.

Контрольные работы выполняют в тетради. Для заметок рецензента оставляют поля и в конце работы несколько чистых страниц.

Перед выполнением контрольного задания слушатель должен ознакомиться с методикой решения соответствующих задач по примерам, приведенным в настоящем пособии, а также в учебнике или задачнике.

В конце контрольной работы должна быть подпись студента.

Контрольная работа №1. Вопросы

1. Пользуясь справочными данными, например в учебной литературе [1] или [2], приведите два-три наименования материалов с низким коэффициентом теплопроводности. Укажите область применения этих материалов.

2. Пользуясь справочными данными, например в учебной литературе [1] или [2], приведите два-три наименования материалов с высоким коэффициентом теплопроводности. Укажите область применения этих материалов.

3. Пользуясь справочными данными, например в учебной литературе [2], приведите два-три наименования огнеупорных материалов. Приведите их основные характеристики и укажите области их применения.

4. Пользуясь справочными данными, например в учебной литературе [2], приведите два-три наименования изоляционных материалов и изделий с температурной стойкостью не выше 400-420°C. Укажите области их применения.

5. Пользуясь справочными данными, например в учебной литературе [2], приведите два-три наименования изоляционных материалов и изделий с температурной стойкостью до 600°C. Укажите область их применения.

6. Пользуясь справочными данными, например в учебной литературе [2], приведите два-три наименования изоляционных материалов и изделий с предельно высокой температурной стойкостью. Укажите область их применения.

7. Пользуясь справочными данными, например в учебной литературе [2], приведите два-три наименования материалов с низкой плотностью. Приведите их основные характеристики. Сравните их коэффициенты теплопроводности с коэффициентом теплопроводности воздуха.

8. Пользуясь справочными данными, например в учебной литературе [2], выберите наименование и марку стали, у которой теплопроводность мало зависит от температуры, и марку стали, у которой теплопроводность, наоборот, сильно зависит от температуры. Представьте обе зависимости в виде графика.

9. Пользуясь справочными данными, например в учебной литературе [2], выберите несколько металлов или сплавов с минимальными и максимальными значениями коэффициентов теплопроводности при 20°C.

10. Пользуясь справочными данными, например в учебной литературе [2], выберите два материала: один – с ростом, другой – с убыванием коэффициента теплопроводности в зависимости от температуры. Представьте эти зависимости в виде графика.

11. Дайте понятие температурного поля. Назовите характеристики температурного поля. Приведите примеры.

12. Укажите, в чем состоят условия, характеризующие наряду с формой, размерами и физическими параметрами однозначность стационарного теплообмена твердого тела.

13. Опишите одномерное плоское температурное поле. Дайте его аналитическое и графическое изображение. Приведите примеры.

14. Опишите одномерное сферическое температурное поле. Дайте его аналитическое и графическое изображение. Приведите примеры.

15. Укажите основные способы и приведите примеры графического изображения температурного поля.

16. Опишите одномерное цилиндрическое температурное поле. Дайте его аналитическое и графическое изображение. Приведите примеры.

17. Как изменяется градиент температуры по толщине цилиндрической стенки при стационарном тепловом потоке? Обоснуйте пояснения графиками распределения температуры по толщине цилиндрической стенки в двух случаях: а) теплота подводится к внутренней стенке; б) теплота подводится к стенке снаружи.

18. Дайте объяснения понятиям: тепловой поток, плотность теплового потока, линейная плотность потока; приведите их единицы.

19. Какую роль играет коэффициент теплопроводности в расчете теплопроводности твердых тел? Приведите числовые значения этого коэффициента для серебра, нержавеющей стали, бетона, минеральной ваты и воздуха при нормальных условиях.

20. Сформулируйте закон теплопроводности Фурье. Дайте пояснения к величинам, входящим в аналитическое выражение закона; приведите единицы этих величин.

21. Сформулируйте закон теплоотдачи Ньютона – Рихмана. Дайте пояснения к величинам, входящим в аналитическое выражение закона; приведите единицы этих величин.

22. В какой мере должна быть отдалена от поверхности точка, в которой фиксируется температура жидкости в соответствии с законом Ньютона – Рихмана? Проиллюстрируйте графиком изменение температуры жидкости вблизи тепло-отдающей поверхности.

23. Что такое частное и общее термическое сопротивление? Как они взаимосвязаны? Как определяется перепад температуры при тепловом потоке через термическое сопротивление?

24. Изобразите графически распределение температуры в двухслойной стенке для случая $\lambda_1 > \lambda_2$. Объясните различие в полях температуры каждого слоя.

25. Изобразите графически распределение температуры в двухслойной стенке для случая $\lambda_1 < \lambda_2$. Объясните различие в полях температуры каждого слоя.

26. Как определяют термические сопротивления стенки и теплоотдающей поверхности в случаях плоской и цилиндрической стенок? Приведите единицы.

27. Что такое коэффициент теплопередачи? Каковы его выражения в случае плоской и цилиндрической стенки? Укажите единицы.

28. Что такое эквивалентный коэффициент теплопроводности многослойной плоской стенки? Каковы его единицы и какова взаимосвязь с термическим сопротивлением многослойной стенки?

29. Почему стенка кипятивной трубки котлоагрегата имеет со стороны газов температуру, значительно отличающуюся от температуры газов, а со стороны воды температуру, близкую к температуре воды?

30. Изобразите графически характер распределения температуры в плоской стенке если коэффициент теплопроводности: а) увеличивается с ростом температуры; б) уменьшается с ростом температуры. Поясните различие между графиками

31. Не приводя вывода в целом, укажите, на каких двух основных законах базируется дифференциальное уравнение теплопроводности Фурье.

32. Опишите дифференциальное уравнение теплопроводности Фурье, дайте анализ физического или геометрического смысла членов уравнения – производной по времени коэффициента температуропроводности, оператора Лапласа и производительности внутренних источников теплоты. Приведите их единицы.

33. Покажите к какому виду приводится оператор Лапласа в случае одномерного плоского, одномерного цилиндрического и одномерного сферического полей.

34. Каковы условия однозначности (краевые условия)? С какой целью они присоединяются к дифференциальному уравнению теплопроводности?

35. Каковы граничные условия третьего рода."

36. Для чего к дифференциальному уравнению присоединяются начальные и граничные условия? Перечислите три способа задания граничных условий?

37. Что характеризует собой коэффициент температуропроводности? Выведите его единицу, используя дифференциальное уравнение теплопроводности Фурье.

38. Какие известны способы задания граничных условий для дифференциального уравнения теплопроводности?

39. Используя дифференциальное уравнение теплопроводности Фурье, объясните, как влияет на скорость изменения температур в теле увеличение коэффициента температуропроводности.

40. Какова связь между коэффициентами теплопроводности и температуропроводности и удельной теплоемкостью материалов? Подтвердите эту связь анализом единиц величин.

Контрольная работа №1. Вариант 1

Задачи

Задача 1 (к темам 1 и 2). Считая режим теплопроводности стационарным, определить: а) плотность теплового потока (для плоской формы стенки) или линейную плотность (для цилиндрической формы стенки); б) мощность теплового потока через стенку; в) количество теплоты, прошедшей через стенку за сутки. Изобразить также схематично график распределения температур по толщине стенки.

Данные, необходимые для решения своего варианта задачи, выбрать из табл.1.1

Таблица 1.1

Характеристики стенки	Варианты задачи									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Форма	Плоская					Цилиндрическая				
Площадь, м ²	20	25	30	35	40	—	—	—	—	—
Толщина, м	0,12	0,10	0,25	0,15	0,10	—	—	—	—	—
Длина, м	—	—	—	—	—	10	15	20	25	30
Диаметр, м	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
наружный	—	—	—	—	—	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30
внутренний	—	—	—	—	—	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25
Коэффициент теплопроводности Вт/(м·К)	0,22	0,2	0,1	0,2	0,2	0,2	0,1	0,2	0,1	0,2
Температура поверхности °С										
с одной стороны	180	120	160	200	240	180	120	160	200	260
с другой стороны	100	150	200	250	300	100	150	200	250	300

Методические указания. При выполнении задачи обратить внимание на правильное использование обозначения тепловых величин и их единиц: q – плотность теплового потока в ваттах на квадратный метр (Вт/м²); q_l – линейная плотность теплового потока в ваттах на метр (Вт/м); Q – мощность теплового потока в ваттах (Вт); Q_t – количество теплоты в джоулях (Дж).

В качестве образца графического представления температурного поля могут служить рис.2–1, 2–6 [1].

В случае затруднений с решением задачи 1 рекомендуется проанализировать предлагаемое решение обратной задачи:

Пусть за сутки стенка в стационарном тепловом режиме пропускает $Q_\tau = 100$ МДж теплоты. Температура одной из поверхностей стенки 100°C , противоположной поверхности -90°C . Стенка выполнена из материала с коэффициентом теплопроводности $\lambda = 0,1$ Вт/(м К).

Определить толщину стенки в двух случаях:

- а) если стенка плоская и имеет площадь поверхности $F = 90$ м²;
- б) если стенка цилиндрическая и имеет внутренний диаметр $d = 1$ м и длину 100 м.

Определить также для каждого случая мощность теплового потока и удельные значения теплового потока.

Дано: $Q_\tau = 100$ МДж = $100 \cdot 10^6$ Дж = $100 \cdot 10^6$ Вт·с $\tau = 24$ ч = $24 \cdot 3600$ с = $86,4 \cdot 10^3$ с;

$t_1 = 100^\circ\text{C}$; $t_2 = -90^\circ\text{C}$; $\lambda = 0,1$ Вт/(м·К).

Случай а) стенка плоская, $F = 90$ м². Случай б): стенка цилиндрическая, длина $L = 100$ м, внутренний диаметр $d = 1$ м. Определить для случаев а) и б) δ , Q , q или q_c .

Решение. Случай а).

Для плоской стенки в стационарном тепловом режиме общее количество теплоты через стенку

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

Откуда искомая толщина стенки

$$\delta = F \frac{\lambda}{Q_\tau} (t_1 - t_2) \cdot \tau = \frac{90 \cdot 0,1}{100 \cdot 10^6} (100 - (-90)) \cdot 86,4 \cdot 10^3 = 77,8 \cdot 10^{-3} = 0,0778 \text{ м}.$$

Искомая мощность теплового потока:

$$Q = \frac{Q_\tau}{\tau} = (100 \cdot 10^6) / (86,4 \cdot 10^3) = 1157 \text{ Вт}$$

Искомое удельное значение теплового потока (в случае плоской стенки им является плотность теплового потока)

$$q = \frac{Q}{F} = \frac{1157}{90} = 12,9 \text{ Вт} / \text{м}^2$$

Случай б) Для цилиндрической стенки

$$Q_{\tau} = L \frac{\lambda(t_1 - t_2) \cdot 2\pi}{2,31g \frac{D}{d}} \cdot \tau$$

Имея в виду, что наружный диаметр цилиндрической стенки $D = d + 2\delta$, из предыдущего уравнения находим

$$\lg \frac{d+2\delta}{d} = \frac{L\lambda(t_1 - t_2)\tau}{2,3Q_{\tau}}$$

Остается подставить в формулу известные значения и решить ее относительно искомой толщины δ :

$$\lg \frac{1+2\delta}{1} = \frac{100 \cdot 0,1 \cdot (100 - 90) \cdot 86,4 \cdot 10^3}{2,3 \cdot 100 \cdot 10^6}$$

$$\lg\left(1 + \frac{2\delta}{1}\right) = 0,0376 ;$$

$$1 + \frac{2\delta}{1} = 1,09$$

Откуда искомая толщина цилиндрической стенки $\delta = 0,045$ м. Искомая мощность теплового потока через цилиндрическую стенку такая же, как и через плоскую:

$$Q = \frac{Q_{\tau}}{\tau} = \frac{100 \cdot 10^6}{86,4 \cdot 10^3} = 1157 \text{ кВт}$$

Искомое удельное значение теплового потока (в случае цилиндрической стенки им является линейная плотность теплового потока)

$$q_l = \frac{Q}{L} = \frac{1,15}{100} = 11,5 \text{ Вт} / \text{м}$$

Ответ:

Наименование	δ , м	Q, кВт	q, Вт/м ²	q_l Вт/м
Плоская стенка	0,077	1,16	12,9	-
Цилиндрическая стенка	0,045	1,16	-	11,6

Задача 2 (к темам 1 и 2). Плоская стальная стенка толщиной δ_0 омывается с одной стороны горячими газами с температурой t_1 а с другой – водой с температурой t_2 .

Определить коэффициент теплопередачи от газов к воде и удельный тепловой поток через стенку для случаев: а) чистой стенки; б) стенки, покрытой со стороны воды слоем накипи толщиной δ_n . Найти также температуру поверхности стальной стенки со стороны газов в обоих случаях передачи теплоты; построить графики распределения температур по толщине стенки и накипи, указав температуру газов воды, и дать сравнительный анализ этих графиков.

Значение коэффициента теплопроводности стали принять равным $\lambda_c=40$ Вт/(м · К) и коэффициента теплопроводности накипи $\lambda_n=1,0$ Вт/(м · К). Остальные данные, необходимые для решения своего варианта задачи, выбрать из табл. 2.1

Таблица 2.1

Заданные значения	ВАРИАНТЫ ЗАДАЧИ									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Толщина стенки δ_c , мм	25	25	20	20	15	15	12	16	16	18
Толщина слоя накипи, δ_n , мм	2,0	2,2	1,0	1,8	0,6	0,8	0,5	2,8	2,0	1,2
Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке α_g , Вт/(м ² · К)	65	60	55	50	45	40	35	30	25	35
То же, от стенки к воде $\alpha_{ж}$, кВт/(м ² · К)	5	4,5	4	3,5	3,2	3,6	3,8	5,3	4,2	6,0
Температура газа t_g °С	1200	1100	1000	960	900	830	790	650	500	710
То же, воды t_v °С	200	190	180	170	180	170	160	150	140	130

Методические указания. При построении графиков распределения в качестве образца может служить рис. 2–3 [1]. В сравнительном анализе графиков следует объяснить повышение температур стальной стенки после образования слоя накипи, а также объяснить различие в наклоне температурного графика, в пределах стальной стенки и в пределах слоя накипи.

В случае затруднении с решением задачи 2 рекомендуется проанализировать предлагаемые решения обратной задачи.

Пусть стальная стенка толщиной $\delta = 0,004$ м с коэффициентом теплопроводности $\lambda_c = 20 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ омывается с одной стороны горячими газами с температурой $t_r = 920^\circ\text{C}$, с другой стороны – водой с температурой $t_b = 104^\circ\text{C}$. Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке $\alpha_r = 50 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$, от стенки к воде $\alpha_b = 5 \text{ кВт/(м}^2\text{К)}$.

Со стороны воды поверхность стальной стенки покрывается накипью с коэффициентом теплопроводности $\lambda_n = 1,0 \text{ Вт/(мК)}$. Определить толщину слоя накипи, если температура t_{c1} на поверхности стальной стенки со стороны газов поднялась на 100°C по сравнению с температурой при отсутствии слоя накипи

Дано: $\delta = 0,004 \text{ м}$; $\lambda_c = 20 \text{ Вт/(мК)}$; $t_r = 920^\circ\text{C}$; $t_b = 104^\circ\text{C}$; $\alpha_r = 50 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$; $\alpha_b = 5 \cdot 10^3 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$; $\lambda_n = 1,0 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$; $\Delta t_{c,2} = 100^\circ\text{C}$

Определить: δ_n .

Решение. Один из способов решения этой задачи состоит в следующем.

Суммарные термические сопротивления теплопередаче между газом и водой в случае стенки с накипью и без накипи равны

$$\sum R'' = \frac{1}{\alpha_r} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_b}$$

$$\sum R' = \frac{1}{\alpha_r} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_b}$$

$$\text{Откуда } \sum R'' - \sum R' = \frac{\delta_n}{\lambda_n}$$

Следовательно, искомая толщина слоя накипи $\delta_n = \lambda_n (\sum R'' - \sum R')$

Таким образом, задача сводится к тому, что сначала надо определить суммарные термические сопротивления после и до образования накипи

Вычисляем начальное суммарное термическое сопротивление (до образования накипи)

$$\sum R' = \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_6} = \left(\frac{1}{50} + \frac{0,004}{20} + \frac{1}{5 \cdot 10^3} \right) = (0,02 + 0,0002 + 0,0002) = 0,0204$$

Конечное суммарное термическое сопротивление вычисляют косвенным путем, используя данные о повышении температуры стенки со стороны газов.

Сначала находят начальную плотность теплового потока

$$q' = \frac{t_2 - t_6}{\sum R'} = \frac{920 - 104}{0,0204} = 4 \cdot 10^4 \text{ Вт / м}^2$$

Напомним, что при определении разностей температуры $1^\circ\text{C} = 1 \text{ К}$, именно поэтому здесь $^\circ\text{C}$ и К сокращаются.

Далее, используя формулу Ньютона – Рихмана, $q = \alpha(t_{\text{жс}} - t_c)$, определяют начальную (до образования накипи) температуру стальной стенки со стороны газов:

$$t'_{c2} = t_2 - \frac{q'}{\alpha_2} = 920^\circ\text{C} - \frac{4 \cdot 10^4}{50} = (920 - 800) = 120^\circ\text{C}$$

Согласно условию, температура здесь увеличивается вследствие образования, накипи до значения $t''_{\text{сг}} = t_{\text{сг}}' + \Delta t_{\text{сг}} = 120^\circ\text{C} + 100^\circ\text{C} = 220^\circ\text{C}$.

Вновь пользуясь формулой Ньютона–Рихмана, определяют конечную плотность теплового потока между газом и стенкой

$$q'' = \alpha_2(t_2 - t''_{c2}) = 50 \cdot (920 - 220) = 3,5 \cdot 10^4 \text{ Вт / м}^2$$

Поскольку режим теплопередачи здесь практически стационарен, найденная величина является одновременно плотностью теплового потока между газом и водой (после образования накипи). Это позволяет вычислить конечное суммарное термическое сопротивление.

$$\sum R'' = \frac{t_2 - t_6}{q''} = \frac{920 - 104}{3,5 \cdot 10^4} = 2,34 \cdot 10^{-2} (\text{м}^2 \cdot \text{К}) / \text{Вт}$$

Теперь можно с помощью выведенной раньше формулы найти искомую толщину слоя накипи

$$\delta_n = \lambda_n (\sum R'' - \sum R') = 1,0 \cdot (0,0234 - 0,0204) = 0,003 \text{ м.}$$

Ответ: повышение температуры стенки на 100°C вызвано образованием трехмиллиметрового слоя накипи.

Задача 3 (к темам 1 и 2). Определить: а) температуру наружной поверхности изоляции; б) суточную потерю теплоты на участке трубы, равном 200 м. Изобразить также схематически график распределения температуры по толщине изоляции и вне ее (в пограничном слое).

Данные, необходимые для решения своего варианта задачи, выбрать из табл.

3.1

Таблица 3.1

Варианты задачи										
Наименование	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Температура поверхности стальной трубы под изоляцией, $^\circ\text{C}$	270	165	160	150	150	145	140	135	130	126
Наружный диаметр стальной трубы, м	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,1	0,11	0,12
Толщина слоя изоляции, покрывающего стальную трубу, м	0,05	0,052	0,054	0,056	0,058	0,06	0,064	0,066	0,062	0,068
Коэффициент Теплопроводности изоляции $Bm/(m \cdot K)$	0,06	0,08	0,06	0,08	0,06	0,08	0,06	0,08	0,06	0,08
Температура окружающего воздуха, $^\circ\text{C}$	20	15	10	5	0	-5	-10	-15	-20	-25
Коэффициент теплоотдачи окружающему воздуху, $Bm/(m^2 \cdot K)$	16	16	14	14	12	12	10	10	10	10

Методические указания. Перед тем как приступить к решению задач, надо сопоставить расчетные формулы теплопроводности, плоской и цилиндрической стенок. Кроме того, для успешного решения задачи необходимо уяснить связь

между суммарным перепадом температур в многослойной стенке и ее суммарным термическим сопротивлением. Суммирование частных термических сопротивлений должно быть осуществлено строго по всем тем и только тем слоям, которые расположены--между изотермическими поверхностями с заданным значением, температуры.

Нельзя допускать, чтобы в расчетную формулу входил перепад температур для одной совокупности слоев, а суммарное термическое сопротивление для другой, хотя бы и в чем-то отличающейся от первой совокупности.

В зависимости от условий задачи в совокупность термических сопротивлений следует включать также термическое сопротивление одного или двух пограничных слоев. Эти пограничные слои образуются жидкостями, омывающими стенку.

В случае затруднений решением задачи 3 рекомендуется проанализировать предлагаемые решения сходной задачи

Определить приближенно: а) температуру наружной поверхности изоляции; б)суточную потерю теплоты на участке трубы, равном 100 м, если наружный диаметр стальной трубы $d_{cm} = 0,1\text{ м}$, температура на ее поверхности $t_{cm} = 220^\circ\text{C}$, толщина слоя изоляции, покрывающей стенку трубы, $\delta = 0,025\text{ м}$, ее коэффициент теплопроводности $\lambda = 0,05\text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$, коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции к окружающему воздуху $\alpha_g = 10\text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, температура окружающего воздуха $t_g = 20^\circ\text{C}$

Дано: $L = 100\text{ м}$; $d = 0,1\text{ м}$; $t_{ct} = 220^\circ\text{C}$; $\delta = 0,025\text{ м}$; $\lambda = 0,05\text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$; $\alpha_g = 10\text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$; $t_g = 20^\circ\text{C}$; $\tau = 1\text{ сут} = 86,4 \cdot 10^3\text{ с}$

О п р е д е л и т ь: t_n ; Q_τ

Приближенный расчет теплообмена через цилиндрические поверхности часто применяют, если отношение размеров наружного диаметра к внутреннему меньше двух. В нашем случае

$$D_n / d_{cm} (d_{cm} + 2\delta) / d_{cm} = (0,1 + 2 \cdot 0,025) / 0,1 = 1,5 < 2$$

Следовательно, приближенный расчет даст хорошее совпадение с точным расчетом

Приближенный расчет основан на применении простых формул теплопередачи через плоскую стенку: $Q_{\tau} = qF\tau = (\Delta t)/(\sum R)F\tau$

где $\sum R$ – суммарное термическое сопротивление плоских стенок и пограничных слоев.

В приближенном методе площадь F следует определять через площадь среднего сечения цилиндрической трубы

$$F_{cp} = d_{cp} \cdot L = L(d_{cm} + D_H)/2 = \frac{0,1 + 0,15}{2} 100 = 12,5 \text{ м}^2$$

Заданная разность температур относится к изотермическим поверхностям, между которыми только два слоя: слой изоляции толщиной δ и пограничный слой воздуха, омывающего наружную поверхность изоляции.

Поэтому здесь $\sum R = \delta / \lambda + 1 / \alpha_{\theta}$

Тогда

$$Q_{\tau} = \frac{(t_{cm} - t_{\theta})F\tau}{\delta / \lambda + 1 / \alpha_{\theta}} = \frac{(220 - 20) \cdot 12,5 \cdot 86,4 \cdot 10^3}{0,025 / 0,05 + 1 / 10} = 0,36 \text{ ГДж}$$

Расчет наружной температуры проще всего выполнить, определив сначала плотность теплового потока q_{cp} в среднем сечении стенки (при точном расчете определяют линейную плотность $q_l = Q_{\tau} / L\tau$:

$$q_{cp} = \frac{Q_{\tau}}{F \cdot \tau} = \frac{0,36 \cdot 10^9}{12,5 \cdot 86,4 \cdot 10^3} = 0,333 \cdot 10^3 \text{ Вт / м}^2$$

Теперь можем определить температуру наружной поверхности изоляции двумя способами:

а) используя формулу плоской стенки $q = \lambda \Delta t / \delta$ и исходя из температуры стальной стенки t_{cm} под слоем изоляции и термического сопротивления слоя изоляции:

$$t_H = t_{cm} - (q_{cp} \cdot \delta) / \lambda = 220 - \frac{0,333 \cdot 10^3 \cdot 0,025}{0,05} (220 - 166,7) = 53,3^\circ C$$

б) используя формулу Ньютона-Рихмана $q = \alpha \Delta t$ (Внимание! Для случаев линейной плотности q_l формула Ньютона-Рихмана принимает вид $q_l = \alpha \pi d \Delta t$)

$t_H = t_\theta + q_{cp} / \alpha = 20 + 333 / 10 = 20 + 33,3 = 53,3^\circ C$ Оба способа привели к одинаковому результату:

О т в е т: $Q=0,36$ ГДж , $t_H = 53,3^\circ C$

Если $\frac{D_H}{d_{cm}} > 2$, то приближенный расчет цилиндрической стенки по форму-

лам для плоскости дает значительную ошибку. Поэтому если $\frac{D_H}{d_{cm}} > 2$, то опреде-

лить температуру наружной поверхности изоляции t_H можно если приравнять линейные плотности теплового потока на поверхности изоляции рассчитанные по закону теплопроводности Фурье и по закону теплоотдачи Ньютона-Рихмана

$$q_l = \frac{2\pi\lambda(t_{cm} - t_H)}{\ln \frac{D}{d_{cm}}} = \alpha_\theta \pi D(t_H - t_\theta)$$

Отсюда температура на наружной поверхности изоляции трубы будет:

$$t_H = \frac{t_{cm} + t_\theta \frac{1}{2\lambda} \alpha_\theta D \ln \frac{D}{d_{cm}}}{\frac{1}{2\lambda} \alpha_\theta D \ln \frac{D}{d_{cm}} + 1}$$

Задача 4 (к теме 3) Определить температуру в центре и на поверхности пластины толщиной δ через время τ после ее погружения в горячую среду (масло или газ), если толщина пластины во много раз меньше ее ширины и длины

Данные, необходимые для решения своего варианта задачи, выбрать , табл.

4.1

Таблица 4.1

	Варианты задачи									
Наименование	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
Половина толщины пластины δ , мм	3	4	5	6	7	3	4	5	6	7
Материал пластины Коэффициент теплопроводности пластины λ , Вт/(м К)	Металл					Пластик				
	20	25	30	35	40	1	1,2	1,4	1,6	1,8
Удельная теплоемкость C_p , Дж/(кг·К)	330	360	400	450	500	910	1000	1080	1140	1200
Плотность ρ , кг/м ³	6050	6950	7500	7800	8000	1100	1200	1300	1400	1500
Одинаковая по толщине начальная температура пластины t_0 , °C	10	15	20	25	30	10	15	20	25	30
Среда, в которую помещается пластина	Масло					Газ				
Температура среды (поддерживается постоянной) t_c , °C	110	115	120	125	130	ПО	115	120	125	130
Коэффициент теплоотдачи от среды к пластине α , Вт/(м ² ·К)	670	625	600	585	570	33	30	28	26,7	25,7
Время после погружения пластины τ , с	9	16	25	36	49	9	16	25	36	49

Методические указания. Наиболее удобный путь решения задачи состоит в использовании известной теоретической зависимости между относительной безразмерной температурой и критериями Био и Фурье: $(t^* - t_{ж}) / (t_0 - t_{ж}) = f(Fo, Bi)$.

Эта зависимость представлена графиками на рис. 3–4, 3–5 [1] для двух случаев: когда t^* есть температура центра (среднего сечения) пластины и когда t^* есть температура поверхности пластины.

По графикам определяют безразмерную температуру, вычислив сначала значения безразмерных чисел: $Fo = \alpha \tau / \delta^2$, $Bi = \alpha \delta / \lambda$.

Коэффициент температуропроводности a вычисляют по известным значениям плотности, теплоемкости и коэффициента теплопроводности пластины.

При вычислении критериев следует помнить, что они безразмерны и что δ -- это не полная толщина, а половина толщины пластины.

Найдя по графику или таблице безразмерную относительную температуру, например, для центра пластины, затем, находят по ней и температуру центра пластины, поскольку значения температуры среды $t_{ж}$ и начальной температура пластины t_0 известны.

В случае затруднений с решением задачи 4 рекомендуется проанализировать предлагаемые решения аналогичной задачи, но с нагреванием круглого стержня, бесконечной длины.

Круглый стержень диаметром 0,02 м имеет длину во много раз больше диаметра (цилиндр бесконечной длины). Стержень выполнен из пластика с коэффициентом теплопроводности $1 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$, удельной теплоемкостью $910 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{м)}$ и плотностью 1100 кг/м^3 . Исходная температура стержня одинакова по всему его объему и равна 10°C . Определить температуру на оси стержня и на его поверхности через 100 с после погружения его в горячую среду – газ с температурой 110°C при коэффициенте теплоотдачи $30 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$

Дано: $R = D/2 = 0,01 \text{ м}$; $\lambda = 1 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$; $t_0 = 10^\circ\text{C}$; $t_{ж} = 110^\circ\text{C}$; $C_p = 910 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$; $\rho = 1100 \text{ кг/м}^3$; $\alpha = 30 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$; $\tau = 100 \text{ с}$.

Определить: $t_{r=0} = 0$ и $t_{r=R} = 0$ при $\tau = 100 \text{ с}$.

Решение: Искомые температуры находятся из соответствующих безразмерных температур, определяемых, в свою очередь, по формулам или графикам через критерии Фурье Fo и Био Bi

Вычислим эти критерии для цилиндрического тела: $Fo = \alpha \tau / R^2$, где коэффициент температуропроводности

$$\alpha = \frac{\lambda}{C_p \rho} = \frac{1}{910 \cdot 1100} = 1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с};$$

$$F_0 = \frac{\alpha \cdot \tau}{R^2} = \frac{1 \cdot 10^{-6} \cdot 100}{(0,01)^2} = 1,0;$$

$$Bi = \frac{\alpha R}{\lambda} = \frac{30 \cdot 0,01}{1} = 0,3$$

Безразмерные температуры найдем с помощью графически представленных зависимостей.

По графику рис. 3-11 [1] безразмерная температура на оси стержня, при данных значениях F_0 и Bi , $\theta_{r=0} = 0,60$

По графику рис. 3-12 [1] безразмерная температура на поверхности стержня при тех же значениях, $\theta_{r=R} = 0,50$

Пользуясь выражением для безразмерной температуры, $\Theta = (t - t_{жс}) / (t_0 - t_{жс})$ и решая его относительно t , находим искомые температуры:

$$t_{r=0} = t_{жс} + \Theta_{r=0} (t_0 - t_{жс}) = 110 + 0,6(10 - 110) = 50^{\circ}C$$

$$t_{r=R} = t_{жс} + \Theta_{r=R} (t_0 - t_{жс}) = 110 + 0,5(10 - 110) = 60^{\circ}C$$

Как и следовало ожидать, при нагревании стержня температура на его поверхности выше, чем на оси

Ответ: на оси стержня $t_{r=0} = 50^{\circ}C$, на поверхности стержня $t_{r=R} = 60^{\circ}C$

Контрольная работа №1. Вариант 2

Задачи

Задача 1 (к темам 1 и 2). По стальному неизолированному трубопроводу с внутренним диаметром d_{c1} и наружным d_{c2} подается пар с температурой $t_{ж1}$. Температура окружающей трубопровод среды $t_{ж2} = 20$ °С. Коэффициент теплоотдачи от пара к внутренней поверхности стенки трубы принять постоянным по длине трубопровода и равным α_1 , коэффициент теплопроводности стальной стенки $\lambda_1 = 43 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, а коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности трубопровода к окружающей среде принять как сумму двух составляющих – конвективной α_k и радиационной (излучательной) α_p .

Определить потери теплоты с каждого погонного метра трубопровода, температуру наружной t_{c2} и внутренней t_{c1} поверхностей трубопровода.

Представить график распределения температуры по толщине стенки и в прилегающих к ней пограничных слоях со стороны внутренней и наружной сред, приняв масштабы: по оси температур - 1 см = 50 °С, по радиусу - 1 см = 50 мм. Исходные данные к задаче в табл. 1.2.

Таблица 1.2.

Заданные значения	Варианты задачи									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Диаметр трубопровода:										
наружный d_{c2} , м	0,2	0,2	0,18	0,18	0,16	0,16	0,18	0,18	0,20	0,20
внутренний d_{c1} , м	0,18	0,18	0,16	0,16	0,14	0,14	0,16	0,16	0,18	0,18
Температура пара $t_{ж1}$, °С	360	370	380	390	400	410	420	430	440	450
Коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$:										
от пара к стенке α_1	210	210	210	220	210	220	210	220	210	220
от стенки к окружающей среде										
конвективная составляющая α_k	25	30	25	30	25	30	25	30	25	30
радиационная составляющая α_p	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25

Методические указания. Потери теплоты с одного погонного метра трубопровода равны линейной плотности теплового потока (см. формулу (2.49) в учебнике [1]), а определяемые температуры находятся по формулам (2,48) или (2,48¹) учебника [1], соответствующим граничным условиям третьего рода. Коэффициент теплоотдачи в окружающую среду от наружной стенки трубопровода $\alpha_2 = \alpha_k + \alpha_p$. График распределения температуры схематично представлен на рис. 2.7 в учебнике [1]. Подобный же вариант рассмотрен в задаче 1.34 учебного пособия [2].

Задача 2 (к темам 1 и 2). Стальной трубопровод, заданный в задаче 1, покрывают тепловой изоляцией с коэффициентом теплопроводности λ_2 так, чтобы температура на внешней поверхности изоляционного слоя была равна t_{c3} . При этом изменится радиационная составляющая коэффициентов теплоотдачи и станет равной α'_p , значения же коэффициента конвективной теплоотдачи α_1 и α_k , коэффициента теплопроводности стали λ_1 , температуры пара и окружающей среды существенно не изменяется и их принять таким же, как в задаче 1.

Определить: а) наружный диаметр d_{c3} изоляционного слоя; б) линейную плотность теплового потока; в) температуры на наружной и внутренней поверхности стального трубопровода; г) сопоставить тепловые потери и температуру на трубопроводе с результатами, полученными в задаче 1. Погрешность вычисления наружного диаметра изоляции не должна превышать $\pm 0,2$ мм.

Представить график распределения температуры по толщине стальной стенки, теплоизоляции и в прилегающих к ним пограничным слоям со стороны внутренней и наружной сред, приняв те же масштабы, что и в задаче 1.

Дополнительные данные, необходимые для решения задачи, выбрать из табл.2.2.

Таблица 2.2.

Заданные значения	Варианты задачи									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Коэффициент теплопроводности теплоизоляции λ_2 , $Bm/(m \cdot K)$	0,080	0,085	0,090	0,095	0,100	0,080	0,085	0,090	0,095	0,100
Температура поверхности изоляции $t_{c3}, ^\circ C$	45	50	45	50	45	50	45	50	45	50
Радиационная составляющая коэффициента теплоотдачи $\alpha'_p, Bm/(m^2 \cdot K)$	4,7	4,8	4,7	4,8	4,7	4,8	4,7	4,8	4,7	4,8

Методические указания. Задачу решают, используя формулы (2.57) в учебнике [1]. Вторая и третья формулы (2.57) составляют систему уравнений, содержащих два неизвестных - q_l и d_{c3} . Решение системы относительно этих неизвестных возможно методом последовательных приближений. Один из вариантов этого метода - второе и третье уравнения (2.57) решают относительно q_l :

$$q_l = \frac{\pi(t_{ж1} - t_{c3})}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_{c1}} + \frac{1}{2\lambda_1} \cdot \ln \frac{d_{c2}}{d_{c1}} + \frac{1}{2\lambda_2} \cdot \ln \frac{d_{c3}}{d_{c2}}},$$

$$q_l = \alpha'_2 \cdot \pi(t_{c3} - t_{ж2}) d_{c3}, \text{ где } \alpha'_2 = \alpha_K + \alpha_p.$$

В полученной системе первое уравнение выражает линейную плотность теплового потока между паровой средой и поверхностью изоляции, второе - между поверхностью изоляции и окружающей средой. По закону сохранения энергии эти значения q_l должны быть равными (при условии стационарности процесса). Следовательно, остается подобрать такие значения для d_{c3} , чтобы правые части уравнений в системе были равны друг другу. Решение таких задач наиболее естественным путем достигается применением ЭВМ, если, конечно, к ней имеется доступ у студента в межсессионный период. В этом случае сначала составляется решение в виде блок-схемы программы. Затем в зависимости от вида ЭВМ, на кото-

рой представится возможность реализовать программу, по готовой блок-схеме составляют программу на языке данной ЭВМ.

Блок-схема решения нашей задачи имеет следующий вид:

1. [Начало]

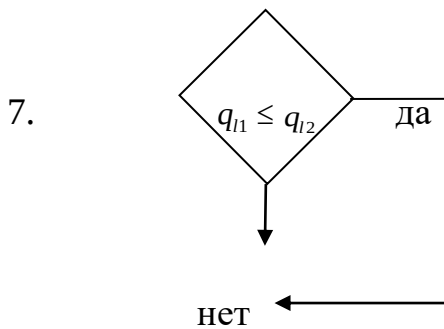
2. Печать 'Вычисление диаметра изоляции d_{c3} и линейной плотности теплового потока q_l '

3. Ввод $t_{ж1}, t_{ж2}, t_{c3}, \alpha_1, \alpha_2, \lambda_1, \lambda_2, d_{c1}, d_{c2}, d_{C3} = \delta \cdot d_{C3} + d_{C3}$

4. $d_{c2} = d_{c3}$

$$5. q_{l1} = \frac{\pi(t_{ж1} - t_{c3})}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_{c1}} + \frac{1}{2\lambda_1} \cdot \ln \frac{d_{c2}}{d_{c1}} + \frac{1}{2\lambda_2} \cdot \ln \frac{d_{c3}}{d_{c2}}}$$

6. $q_{l2} = \alpha_2' \cdot \pi(t_{c3} - t_{ж2})d_{c3} q_l = 0,5(q_{l1} + q_{l2})$



8. $d_{c3} = \delta \cdot d_{c3} + d_{c3}$

9. $q_{l2} = f_2(d_{c3})$

10. Печать d_{c3}, q_l

11. [Конец]

Пояснения к блок-схеме:

а) в операторе 3 диаметры должны быть выражены в метрах; соответственно заданная условием задачи погрешность вычисления диаметра изоляции

$$\delta \cdot d_{C3} = 0,2 \cdot 10^{-3}.$$

б) в операторе 4 диаметру изоляции присваивается минимальное его значение, равное наружному диаметру стальной трубы, с тем, чтобы иметь в операторе 7 заведомо $q_{l1} > q_{l2}$.

в) программу можно продолжить, включив в нее вычисление температур t_{c1} и t_{c2} , используя формулы (2.48¹) в учебнике [1].

График распределения температур схематично представлен на рис. 2.9 [1] или на рис. 1.14 [2].

В случае, если доступ к ЭВМ невозможен, задачу можно решить графоаналитическим методом: задавая ряд значений d_{c3} , строят графики зависимостей $q_{l1} = f_1(d_{c3})$ и $q_{l2} = f_2(d_{c3})$ и находят их точку пересечения, поскольку именно точка пересечения кривых соответствует значениям q_l и d_{c3} , являющихся решением системы уравнений. Подобный же способ графического решения аналогичной задачи предложен в задачнике [2] в рекомендации к решению задачи 1-40. Очевидно, что построение графиков должно быть выполнено на миллиметровой бумаге, в достаточно крупном масштабе, обеспечивающем заданную точность определения d_{c3} .

Задача 3 (к темам 1 и 2). Определить: а) температуру наружной поверхности изоляции; б) суточную потерю тепла на участке трубы, равном 300 м.

Изобразить также схематически график распределения температуры по толщине изоляции и вне ее (в пограничном слое).

Данные необходимые для решения своего варианта задачи, выбрать из таблицы 3.2.

Таблица 3.2.

Наименование	Варианты задач									
	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Температура поверхности Стальной трубы под изоля- цией, $t_{ст}$, °C	250	180	170	160	140	150	145	160	150	120
Наружный диаметр сталь- ной трубы, м	0,04	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,1	0,11
Толщина слоя изоляции, покрывающего трубу, м	0,06	0,062	0,064	0,066	0,068	0,07	0,074	0,076	0,072	0,078
Коэффициент теплопро- водности изоля- ции, $Bm/(m \cdot K)$	0,05	0,07	0,08	0,07	0,05	0,07	0,05	0,07	0,05	0,07
Температура окружающего воздуха, °C	25	20	15	10	5	0	-5	-10	-15	-20
Коэффициент теплоотдачи окружающему воздуху, $Bm/(m^2 \cdot K)$	18	17	16	16	14	14	12	13	11	14

Методические указания к задаче 3 приведены в варианте № 1 (задача 3).

Задача 4 (к теме 3). Изделие в форме параллелепипеда размером $l_1 \times l_2 \times l_3$ (l_2 - толщина, l_2 - ширина, l_3 - длина), выполненное из однородного материала с известными теплофизическими свойствами – коэффициентом теплопроводности λ , удельной теплоемкостью c_p и плотностью ρ , имея одинаковую по объему начальную температуру t_0 , помещается в среду с постоянной температурой $t_{жс}$. Коэффициент теплоотдачи между средой и стенками изделия в процессе нагревания изделия остается постоянным, равным α . Определить, в каких точках нагреваемого изделия будет наблюдаться минимум и максимум температуры и вычислить эти температуры через время τ после помещения тела в горячую среду. Данные, необходимые для решения своего варианта задачи, выбрать из табл. 4.2.

Методические указания. Прогревание изделия начинается с его поверхности, поэтому минимум температуры будет располагаться в центре параллелепипеда, а максимум - в вершинах его углов, образуемых пересечением ребер.

Принцип решения задачи изложен в § 3.8 [1] и основан на том, что параллелепипед рассматривается как тело, образованное пересечением трех безграничных пластин конечной толщины, а безразмерная температура в каждой его точке вычисляется как произведение безразмерных температур для этих трех пластин: $\theta = \theta_x \cdot \theta_y \cdot \theta_z$. В частности, для центра параллелепипеда $\theta_u = \theta_{x=0} \cdot \theta_{y=0} \cdot \theta_{z=0}$, а для вершин угла $\theta_e = \theta_{x=1} \cdot \theta_{y=1} \cdot \theta_{z=1}$.

Здесь $\theta_u = \frac{t_u - t_{жс}}{t_0 - t_{жс}}, \theta_e = \frac{t_e - t_{жс}}{t_0 - t_{жс}}$, следовательно, вычислив θ_u и θ_e , находим

отсюда искомые температуры t_u и t_e (при известных t_0 и $t_{жс}$). Но прежде чем вычислить θ_e и θ_u , надо вычислить $\theta_{x=0}, \theta_{x=1}, \theta_{y=0}, \theta_{y=1}, \theta_{z=0}, \theta_{z=1}$. Каждая из этих безразмерных величин определяется через безразмерные числа Фурье Fo и Био Bi, по формулам или графикам § 3.3 [1]. Так, график на рис. 3.4 [1] предназначен для определения безразмерной температуры в середине безграничной пластины по вычисленным значениям чисел Fo и Bi этой пластины, а рис. 3.5 [1] - для определения температуры на поверхности этой пластины. Для расчета чисел Fo и Bi достаточно данных, приведенных в условии задачи. Следует лишь помнить, что коэффициент температуропроводности $a = \lambda / (c_p \rho)$, $\text{м}^2 / \text{с}$, а линейный размер δ , м, - это не полная, а половинная толщина пластины.

В случае затруднений с решением задачи 3 рекомендуется проанализировать предлагаемые решения аналогичной задачи, но с нагреванием изделия в виде круглого диска.

Круглый диск диаметром 0,02 м и толщиной $l = 0,01$ м выполнен из пластика с коэффициентом теплопроводности 1 Вт/(м · К), удельной теплоемкостью 910 Дж/(кг · К) и плотностью 1100 кг/м³. Исходная температура диска одинакова по всему его объёму и равна 10 °С. Определить температуру в центре диска (минимальную) и на его ребре (максимальную) через 100 с после погружения его в горячую среду - газ с температурой 110 °С при коэффициенте теплоотдачи $\alpha = 30$ Вт/(м² · К).

Дано: $r = d/2 = 0,01$ м; $\delta = l/2 = 0,005$ м; $t_0 = 10$ °С; $t_{ж} = 110$ °С; $\lambda = 1$ Вт/(м·К); $c_p = 910$ Дж/(кг·К); $\rho = 1100$ кг/м³; $\alpha = 30$ Вт/(м²·К); $\tau = 100$ с.
Определить: $t_{ц}$ и t_p .

Решение. Диск рассматривается как результат пересечения безграничных цилиндра диаметром $2r$ и пластины толщиной 2δ . Искомым температурам соответствуют безразмерные температуры $\theta_{ц} = (t_{ц} - t_{ж}) / (t_0 - t_{ж})$ и $\theta_p = (t_p - t_{ж}) / (t_0 - t_{ж})$, определяемые через произведения соответствующих безразмерных температур $\theta_{R=0}$ и $\theta_{P=1}$ бесконечного по длине цилиндра радиусом r $\theta_{X=0}$ и $\theta_{X=1}$ неограниченной пластины толщиной 2δ , причем, $\theta_{ц} = \theta_{R=0} \cdot \theta_{X=0}$, $\theta_p = \theta_{R=1} \cdot \theta_{X=1}$. Последние находятся по формулам 3.59, 3.60, 3.25 и 3.26 [1], справедливым при $Fo \geq 0,3$, или по графикам рис. 3.11, 3.12, 3.4 и 3.5 [1], если известны Fo и Bi . Вычислив предварительно коэффициент температуропроводности материала диска,

$$a = \frac{\lambda}{c_p \rho} = \frac{1}{910 \cdot 1100} = 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с},$$

находим числа Фурье и Био для бесконечно длинного цилиндра:

$$F_o = \frac{a\tau}{R^2} = \frac{10^{-6} \cdot 10^2}{(10^{-2})^2} = 1,0; \quad Bi = \frac{\alpha \cdot r}{\lambda} = \frac{30 \cdot 10^{-2}}{1} = 0,3.$$

Для этих безразмерных чисел находятся по графику рис. 3.11 [1] безразмерная температура на оси бесконечного цилиндра $\theta_{R=0} = 0,60$, а по графику рис. 3.12 [1] - безразмерная температура на поверхности бесконечного цилиндра $\theta_{R=1} = 0,52$.

Находим числа Фурье и Био для неограниченной пластины:

$$F_o = \frac{a\tau}{\delta^2} = \frac{10^{-6} \cdot 10^2}{(0,5 \cdot 10^{-2})^2} = 4,0; \quad Bi = \frac{\alpha \delta}{\lambda} = \frac{30 \cdot 0,5 \cdot 10^{-2}}{1} = 0,15.$$

Для них по графику рис. 3.4 [1] определяется безразмерная температура для середины пластины $\theta_{X=0} = 0,58$, а по графику рис. 3.5 [1] - для поверхности пластины $\theta_{X=1} = 0,55$. Тогда $\theta_{ц} = \theta_{R=0} \cdot \theta_{X=0} = 0,60 \cdot 0,58 = 0,35$,

$$\theta_p = \theta_{R=1} \cdot \theta_{X=1} = 0,52 \cdot 0,55 = 0,29.$$

В соответствии с определением безразмерной температуры $\theta = (t - t_{жс}) / (t_0 - t_{жс})$ получаем: для центра диска $0,35 = (t_{ц} - 110) / (10 - 110)$; для ребра $0,29 = (t_{р} - 110) / (10 - 110)$.

Решая эти уравнения, находим искомые температуры: $t_{ц} = 75\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{р} = 91\text{ }^{\circ}\text{C}$. Как и следовало ожидать, температура на ребре диска растет быстрее, чем в центре. Ответ: в центре диска $t_{ц} = 75\text{ }^{\circ}\text{C}$, на ребре $t_{р} = 91\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Таблица 4.2

Наименование	Варианты задачи									
	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
Размеры изделия, мм	6x6x10	6x6x12	6x6x14	8x8 x10	10x10x14	6x6x9	6x6x10	6x6x12	8x8x12	10x10x14
Материал пластины	Металл					Пластик				
Коэффициент теплопроводности пластины $\lambda, \text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	20	25	30	35	40	1	1,2	1,4	1,6	1,8
Удельная теплоемкость $c_p, \text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$	330	360	400	450	500	910	1000	1080	1140	1200
Плотность $\rho, \text{кг}/\text{м}^3$	6050	6950	7500	7800	8000	1100	1200	1300	1400	1500
Одинаковая по объему начальная температура пластины $t_0, ^{\circ}\text{C}$	10	15	20	25	30	10	15	20	25	30
Среда, в которую помещается пластина	Масло					Газ				
Температура среды (поддерживается постоянной) $t_{жс}, ^{\circ}\text{C}$	110	115	120	125	130	110	115	120	125	130
Коэффициент теплоотдачи от среды к пластине $\alpha, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	670	625	600	585	570	33	30	28	26,7	25,7
Время после погружения пластины $\tau, \text{с}$	9	16	25	36	49	45	60	90	120	180

Контрольная работа №1. Вариант 3

Методические указания

Задачи 1,2,3,4,5,7,9,10,11,12,13,14,15,16,17,18,19,20. При решении этих задач необходимо воспользоваться формулами для расчета плотности теплового потока через однослойную плоскую стенку (2.13), эквивалентного коэффициента теплопроводности многослойной стенки (2.16), линейной плотности теплового потока (2.45), температуры на границах между слоями (2.17, 2.29, 2.59) [1].

Задачи 6 и 8. Так как в условии задач зависимость коэффициента теплопроводности от температуры является линейной функцией, то тепловые потери следует рассчитывать с помощью среднего арифметического значения коэффициента теплопроводности.

Задачи 22, 25, 28 и 30. Эти задачи следует решать с помощью формул, относящихся к теплопроводности круглого стержня при наличии внутренних источников тепла: плотность теплового потока на поверхности цилиндра (2.148); температура на оси цилиндра (2.150), [1].

Задача 27. Количество тепла, выделяемого в проводе, определить по закону Ленца – Джоуля. Температуру по всему сечению медного провода считать одинаковой. $Q = U \cdot I = I^2 \cdot R; R = \rho \cdot \frac{l}{S}$, где I – сила тока в проводнике в А, R – сопротивление проводника в Ом, l – длина проводника в м, S – площадь поперечного сечения проводника в мм², ρ – удельное электрическое сопротивление в Ом·мм²/м.

Задачи 21, 23, 24, 26, 27 и 29. При объяснении результатов решений использовать понятие о критическом диаметре тепловой изоляции (2.60) [1].

Задачи 31 – 40. При решении этих задач использовать графики для безразмерной избыточной температуры и количества потерянного тепла в зависимости от критериев Био и Фурье:

$$\frac{\vartheta}{\vartheta_i} = f(Bi, Fo); \frac{Q}{Q_i} = f(Bi, Fo). \quad \text{Рис. 3.4.; 3.5.; 3.11.; 3.12.; 3.15. [2].}$$

Задачи

1. Вычислить коэффициент теплопроводности материала плоской стенки, если при толщине ее $\delta = 30$ мм и разности температур на поверхностях $\Delta t = 25^\circ\text{C}$ удельный тепловой поток равен 120 Вт/м^2 .

2. Вычислить эквивалентный коэффициент теплопроводности пакета трансформаторной стали. Пакет состоит из n листов стали толщиной $\delta_{ст} = 0,5$ мм каждый из n листов изоляционной бумаги толщиной $\delta_{из} = 0,06$ мм каждый. Коэффициент теплопроводности стали $\lambda_{ст} = 58 \text{ Вт/м} \cdot \text{K}$, бумаги $\lambda_{из} = 0,13 \text{ Вт/м} \cdot \text{K}$.

3. Определить расход тепла одним погонным метром трубы из жароупорной стали. Диаметр трубы $\frac{d_1}{d_2} = \frac{20}{30}$ мм, коэффициент теплопроводности жароупорной стали $\lambda = 17,5 \text{ Вт/м} \cdot \text{K}$, температура внешней поверхности трубы 600°C , внутренней 430°C .

4. Стальная стенка котла толщиной 20 мм покрыта слоем накипи толщиной 2 мм. Коэффициент теплопроводности стали $\lambda_1 = 58 \text{ Вт/м} \cdot \text{K}$, накипи $\lambda_2 = 1,05 \text{ Вт/м} \cdot \text{K}$. Температура чистой поверхности стальной стенки равна 310°C , а поверхности накипи 105°C .

Вычислить удельный тепловой поток через стенку, а также температуру в плоскости касания металла и накипи.

5. Трубопровод, имеющий диаметр 150/160 мм, покрыт слоем тепловой изоляции толщиной $\delta_{из} = 100$ мм. Коэффициенты теплопроводности стенки трубы $\lambda_1 = 55 \text{ Вт/м} \cdot \text{K}$ и изоляции $\lambda_2 = 0,092 \text{ Вт/м} \cdot \text{K}$. Температура внутренней поверхности паропровода 400°C , наружной поверхности изоляции 50°C .

Определить тепловые потери с одного погонного метра паропровода и температуру на границе соприкосновения паропровода и изоляции.

6. Определить потерю тепла одним погонным метром паропровода, покрытого слоем изоляции толщиной 70 мм. Наружный диаметр трубопровода равен $d_1 = 100$ мм, температура его поверхности 190°C . Температура наружной поверхности слоя

изоляции 25°C ; коэффициент теплопроводности изоляции является линейной функцией от температуры: $\lambda = 0,058(1 + 2,5 \cdot 10^{-3}t) \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$.

7. Вычислить удельный тепловой поток через стальную стенку котла толщиной $\delta_1 = 20 \text{ мм}$, если одна поверхность этой стенки покрыта слоем накипи толщиной $\delta_2 = 3 \text{ мм}$. Коэффициент теплопроводности стали $\lambda_1 = 56 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$, накипи $\lambda_2 = 1,1 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$.

Температура чистой поверхности стальной стенки равна 280°C , а поверхности накипи 100°C . Вычислить также температуру в плоскости касания металла и накипи.

8. Найти потери тепла одним погонным метром паропровода, покрытого слоем шлаковой ваты толщиной 70 мм .

Наружный диаметр трубопровода $d_1 = 100 \text{ мм}$; температура его поверхности 200°C ; температура наружной поверхности слоя тепловой изоляции 30°C ; коэффициент теплопроводности шлаковой ваты является линейной функцией от температуры: $\lambda = 0,065(1 + 2,25 \cdot 10^{-3}t) \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$.

9. Кирпичная стена имеет высоту 3 м , длину 7 м и толщину $0,5 \text{ м}$. Температура одной ее поверхности равна $t_1 = 20^{\circ}\text{C}$, другой $t_2 = -20^{\circ}\text{C}$. Коэффициент теплопроводности кирпича равен $\lambda = 0,7 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$.

Вычислить расход тепла через стену.

10. Стенка парового котла, работающего при давлении $12,6 \text{ бар}$, имеет толщину 25 мм . Температура воды, поступающей в котел, 80°C . Напряжение поверхности нагрева $5,5 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кг пара}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}$. Коэффициент теплопроводности железной стенки котла $\lambda = 58 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$.

Определить разность температур наружной и внутренней поверхности котла. Стенку котла считать плоской.

11. Жаровая труба с коэффициентом теплопроводности материала стенки $\lambda_1 = 50 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$, толщиной 8 мм омывается изнутри дымовыми газами, снаружи - водой. Коэффициенты теплоотдачи от газов к стенке и от стенки к воде соот-

ветственно равны $\alpha_1 = 45 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ и $\alpha_2 = 3000 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$. Температура газов 450°С , воды 170°С .

Стенку вследствие ее малой кривизны считать плоской. Определить:

а) температуры поверхностей стенки, обращенных к воде и газам, при чистой стенке;

б) то же при наличии на поверхности стенки со стороны воды слоя накипи толщиной 10 мм с коэффициентом теплопроводности $\lambda_2 = 1,1 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ и со стороны газов сажи толщиной 2 мм с коэффициентом теплопроводности $\lambda_3 = 0,12 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$.

12. Вычислить потерю 1 пог. м голого и изолированного трубопроводов, если внутри трубы протекает горячая вода, а окружает трубу воздух.

Температура внутренней и наружной среды $t_1 = 95^\circ\text{С}$, $t_2 = 15^\circ\text{С}$.

Коэффициенты теплоотдачи $\alpha_1 = 1050 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ и $\alpha_2 = 12 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

Коэффициент теплопроводности стенки трубы $\lambda_{\text{тр}} = 57 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$, изоляции $\lambda_{\text{из}} = 0,16 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$, диаметр трубы $\frac{d_1}{d_2} = \frac{150}{165} \text{ мм}$, толщина изоляции $\delta = 60 \text{ мм}$.

13. Рассчитать потерю тепла через квадратный метр кирпичной обмуровки котла толщиной $\delta = 240 \text{ мм}$, если температура газов $t_1 = 800^\circ\text{С}$, температура воздуха $t_2 = 25^\circ\text{С}$;

$\alpha_1 = 35 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$, $\alpha_2 = 9 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$, $\lambda_{\text{кирп}} = 0,8 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$.

14. Определить удельный тепловой поток через кирпичную стенку толщиной 500 мм ; $\lambda_1 = 0,92 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$.

Стенка покрыта снаружи слоем изоляции толщиной 5 см ; $\lambda_2 = 0,09 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$. Температура воздуха внутри помещения $t_1 = 19^\circ\text{С}$; коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности стены $\alpha_1 = 8 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$; температура наружного воздуха $t_2 = -30^\circ\text{С}$, коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности стены, обдуваемой ветром, $\alpha = 25 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

Вычислить температуры на внутренней и наружной поверхности стены, а также на границе соприкосновения кирпича с изоляцией.

15. Определить толщину изоляции из асбеста, которую надо наложить на плоскую железную стенку толщиной 12 мм, чтобы теплотери через нее уменьшились в 2 раза.

Коэффициент теплопроводности асбеста $0,13 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$, коэффициент теплопроводности железа $57 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$. Коэффициент теплоотдачи с одной стороны стенки $\alpha_1 = 1100 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$, с другой - $\alpha_2 = 55 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

16. Обмуровка печи выполнена из слоев огнеупорного кирпича толщиной $\delta_1 = 250 \text{ мм}$ и красного кирпича толщиной $\delta_2 = 250 \text{ мм}$, $\lambda_1 = 0,92$, $\lambda_2 = 0,7 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$. Температура газов в печи равна 1250°С , температура воздуха в помещении 25°С , коэффициент теплоотдачи от газов к обмуровке $\alpha_1 = 90 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$. Коэффициент теплоотдачи, от обмуровки к окружающему воздуху $\alpha_2 = 12 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$. Определить потери тепла через обмуровку печи и температуру в плоскости соприкосновения слоев.

17. Вычислить потерю тепла через кирпичную обмуровку котла, толщина которой $\delta = 250 \text{ мм}$. Температура дымовых газов 670°С , температура воздуха в котельной 30°С , коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к обмуровке $\alpha_1 = 35 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$, коэффициент теплоотдачи от обмуровки к воздуху $\alpha_2 = 10 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ и коэффициент теплопроводности кирпича $\lambda = 0,7 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$.

18. Определить толщину изоляции из асбеста, которую надо наложить на плоскую железную стенку толщиной 12 мм, чтобы тепловые потери через нее уменьшились в три раза. Коэффициент теплопроводности асбеста $0,13 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$, коэффициент теплопроводности железа $58 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$. Коэффициент теплоотдачи с одной стороны стенки $\alpha_1 = 950 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$, с другой - $\alpha_2 = 45 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

19. Вычислить тепловые потери через стенку здания площадью 100 м^2 . Толщина кирпичной стены 250 мм. Коэффициент теплопроводности кирпича $\lambda = 0,8 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$. Коэффициент теплоотдачи от воздуха в помещении к стене

$\alpha_1 = 9 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$, коэффициент теплоотдачи от стены к окружающему ее наружному воздуху $\alpha_2 = 22 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

Температура воздуха в помещении $t_1 = 15^\circ\text{С}$, температура наружного воздуха $t_2 = -20^\circ\text{С}$.

20. Жаровая труба омывается изнутри дымовыми газами, снаружи – водой. Толщина стенки 8 мм, коэффициент теплопроводности материала стенки $\lambda_1 = 50 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$. Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке и от стенки к воде соответственно равны $\alpha_1 = 45 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ и $\alpha_2 = 2500 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$. Температура газов и воды соответственно равны 350°С и 170°С .

Стенку вследствие ее малой кривизны считать плоской.

Определить: а) температуры поверхностей стенки, обращенных к воде и газам, при чистой стенке; б) то же при наличии на поверхности стенки со стороны воды слоя накипи толщиной 7 мм с коэффициентом теплопроводности $\lambda_2 = 1,1 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ и со стороны газов сажи толщиной 2 мм с коэффициентом теплопроводности $\lambda_3 = 0,11 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$.

21. Оголенный электропровод, имеющий температуру 90°С , охлаждается потоком воздуха. Диаметр провода 2 мм, температура воздуха 20°С , коэффициент теплоотдачи от провода к воздуху $\alpha_1 = 22 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$. Определить температуру, которую будет иметь провод, если его покрыть изоляцией толщиной $\delta = 4 \text{ мм}$, а силу тока в проводе сохранить без изменений. Коэффициент теплопроводности изоляции $\lambda_{\text{из}} = 0,16 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$, коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции к потоку воздуха $\alpha_2 = 12 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$. Дать объяснение полученным результатам.

22. Объемная производительность источников тепла тепловыделяющего элемента ядерного реактора равномерно распределена по объему $q_v = 3,7 \cdot 10^8 \text{ Вт/м}^3$.

Тепловыделяющий элемент ядерного реактора выполнен в виде цилиндрического стержня диаметром $d = 11 \text{ мм}$. Теплопроводность материала стержня $\lambda = 57 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$. Температура на поверхности тепловыделяющего элемента равна 320°С .

Определить плотность теплового потока на поверхности и температуру в центре тепловыделяющего элемента ядерного реактора.

23. Необходимо покрыть тепловой изоляцией трубку с наружным диаметром 14 мм. Целесообразно ли для этого использовать асбест, коэффициент теплопроводности которого равен $\lambda = 0,12 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$? Коэффициент теплоотдачи от внешней поверхности изоляции в окружающую среду равен $\alpha = 11 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

24. Электропровод диаметром 2 мм охлаждается потоком воздуха. Температура провода 85°С , температура воздуха 20°С . Коэффициент теплоотдачи от провода к воздуху $\alpha_1 = 20 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$. Вычислить температуру, которую будет иметь этот провод, если его покрыть каучуковой изоляцией толщиной 3 мм, а силу тока в проводе сохранить без изменений.

Коэффициент теплопроводности каучука $\lambda = 0,17 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$, коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции к потоку воздуха $\alpha_2 = 11 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

Дать объяснение полученным результатам.

25. Тепловыделяющий элемент ядерного реактора выполнен из смеси карбида, урана и графита в виде цилиндрического стержня диаметром $d = 10 \text{ мм}$.

Объемную производительность источников тепла $q_v = 3,8 \cdot 10^8 \text{ Вт/м}^3$ считать равномерно распределенной по объему. Теплопроводность материала стержня $\lambda = 57 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$.

Определить температуру и плотность теплового потока на поверхности тепловыделяющего элемента, если его максимальная температура в центре 420°С .

26. Оголенный электропровод, имеющий температуру 90°С , охлаждается потоком воздуха. Диаметр провода 2 мм, температура воздуха 18°С , коэффициент теплоотдачи от провода к воздуху $\alpha_1 = 22 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

Определить температуру, которую будет иметь провод, если его покрыть изоляцией толщиной $\delta = 5 \text{ мм}$, а силу тока в проводе сохранить без изменений. Коэффициент теплопроводности изоляции $\lambda_{из} = 0,16 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$. Коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции к потоку воздуха $\alpha_2 = 11 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

Дать объяснение полученным результатам.

27. Медный провод сечением 2 мм^2 покрыт электрической изоляцией толщиной 4 мм . Сила тока, проходящая по проводу, 14 А . Удельное электрическое сопротивление меди $0,018 \text{ Ом} \cdot \text{мм}^2/\text{м}$, коэффициент теплоотдачи от провода к воздуху равен $17 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$, коэффициент теплопроводности изоляции $0,15 \text{ Вт}/\text{м} \cdot \text{К}$. Температура окружающего воздуха 20°С .

Определить температуру изолированного провода, а также температуру провода в случае отсутствия изоляции.

Дать объяснение полученным результатам. Коэффициенты теплоотдачи для голого и изолированного проводов считать одинаковыми.

28. Тепловыделяющий элемент ядерного реактора выполнен в виде цилиндрического стержня диаметром $d = 11 \text{ мм}$.

Температура на поверхности стержня 350°С , на его оси 440°С .

Теплопроводность материала стержня $\lambda = 53 \text{ Вт}/\text{м} \cdot \text{К}$.

Определить плотность теплового потока на поверхности тепловыделяющего элемента и объемную производительность источников тепла, считая ее равномерно распределенной по объему.

29. По трубе диаметром $\frac{d_1}{d_2} = \frac{18}{20}$ мм движется сухой насыщенный водяной

пар. Для уменьшения тепловых потерь в окружающую среду трубу необходимо изолировать. Целесообразно ли для этого использовать асбест с коэффициентом теплопроводности $\lambda_1 = 0,12 \text{ Вт}/\text{м} \cdot \text{К}$, если коэффициент теплоотдачи от внешней поверхности изоляции к окружающей среде $\alpha = 10 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$? Целесообразно ли использовать для этого шлаковую вату с коэффициентом теплопроводности $\lambda_2 = 0,057 \text{ Вт}/\text{м} \cdot \text{К}$? Коэффициент теплоотдачи тот же.

30. Объемная производительность источников тепла тепловыделяющего элемента ядерного реактора равномерно распределена по объему и равна $q_v = 3,7 \cdot 10^8 \text{ Вт}/\text{м}^3$. Тепловыделяющий элемент ядерного реактора выполнен в виде цилиндрического стержня диаметром $d = 10 \text{ мм}$. Теплопроводность матери-

ала стержня $\lambda = 51 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$. Температура на поверхности тепловыделяющего элемента равна 310°C .

Определить плотность теплового потока на поверхности и температуру в центре тепловыделяющего элемента ядерного реактора.

31. Определить температуры на поверхности и в середине кирпичной стены в моменты времени $\tau = 6; 12; 24$ часа, если внезапно температура среды по обе стороны стены понизится с 20°C до 8°C . Толщина стены $0,5 \text{ м}$. Коэффициент теплоотдачи от стены к среде $\alpha = 9 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

Физические параметры кирпичной кладки:

$$\lambda = 0,8 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}; c = 0,85 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}; \rho = 1700 \text{ кг/м}^3.$$

32. Бетонная колонна охлаждается в воздухе, имеющем температуру $t = -20^\circ\text{C}$. Начальная температура бетонной колонны 30°C . Радиус колонны $r = 0,4 \text{ м}$. Физические параметры бетона:

$$\lambda = 0,87 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}; c = 0,88 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}; \rho = 2100 \text{ кг/м}^3.$$

Коэффициент теплоотдачи от колонны к воздуху $\alpha = 8 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

Определить температуры поверхности и середины колонны для моментов времени 1; 6 и 12 ч после начала охлаждения, а также количество тепла, потерянного колонной.

33. Длинный стальной вал диаметром $d = 150 \text{ мм}$ помещен в печь с температурой 870°C . Начальная температура вала 25°C . Нагрев закончен после того, как температура на поверхности вала достигла величины 840°C .

Коэффициенты теплопроводности и температуропроводности стали равны соответственно: $\lambda = 40 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}; a = 6,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Коэффициент теплоотдачи $\alpha = 180 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

Определить время нагрева и температуру на оси вала.

34. Резиновая пластина толщиной 16 мм помещена в пресс с температурой 160°C . Начальная температура пластины 20°C . Коэффициент теплопроводности резины $\lambda = 0,18 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$, коэффициент температуропроводности резины $a = 8,3 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$, коэффициент теплоотдачи $\alpha = 5000 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

Определить время, через которое середина пластины достигнет температуры $t = 130^{\circ}\text{C}$.

35. Кирпичная стена толщиной $0,5\text{ м}$ охлаждается равномерно с обеих сторон. Коэффициент теплоотдачи от стены к воздуху $\alpha = 9\text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$.

Физические параметры кирпичной кладки:

$$\lambda = 0,75\text{ Вт}/\text{м} \cdot \text{К}; c = 0,85\text{ кДж}/\text{кг} \cdot \text{К}; \rho = 1700\text{ кг}/\text{м}^3.$$

Начальная температура стены 30°C , температура окружающего воздуха 8°C .

Определить температуры поверхностей и середины стены через 6; 12 и 24 ч после начала охлаждения, а также количество тепла, потерянного стеной для тех же моментов времени.

36. Найти температуры поверхностей и середины плоской стенки толщиной $0,6\text{ м}$, если внезапно температура среды по обе стороны стенки понизится с 20°C до 10°C . Коэффициент теплоотдачи от стенки к среде $\alpha = 8\text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$, коэффициент температуропроводности $a = 6,5 \cdot 10^{-7}\text{ м}^2/\text{с}$, коэффициент теплопроводности $\lambda = 0,8\text{ Вт}/\text{м} \cdot \text{К}$.

Определить температуры для моментов времени 6, 12 и 24 ч после начала охлаждения.

37. Пластина толщиной 30 мм , имеющая начальную температуру 150°C , охлаждается в среде с температурой 10°C .

Определить температуры в середине и на поверхности пластины через 0,5 и 1 ч после начала охлаждения.

$$\text{Дано: } \lambda = 0,18\text{ Вт}/\text{м} \cdot \text{К}; a = 8,2 \cdot 10^{-8}\text{ м}^2/\text{с}; \alpha = 60\text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}.$$

38. Длинная стальная болванка диаметром 200 мм погружена в масляную ванну с температурой 15°C . Начальная температура болванки 780°C . Коэффициент теплоотдачи $\alpha = 1100\text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$. Физические параметры:

$$\lambda = 40\text{ Вт}/\text{м} \cdot \text{К}; c = 0,5\text{ кДж}/\text{кг} \cdot \text{К}; \rho = 7700\text{ кг}/\text{м}^3.$$

Определить температуру на оси болванки и изменение теплосодержания 1 пог. м болванки через 6 и 10 мин после охлаждения.

39. Стальной шар диаметром 20 см погружен в масляную ванну, имеющую температуру 20°C. Начальная температура шара 300°C. Определить температуры в центре шара и на его поверхности по истечении 3 и 12 мин после начала охлаждения.

Коэффициент теплоотдачи $\alpha = 600 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$, коэффициент теплопроводности стали $\lambda = 45 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$, коэффициент температуропроводности $a = 12 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

40. Длинный цилиндр был равномерно нагрет до температуры 180°C. Затем, с момента $\tau = 0$ цилиндр начал охлаждаться в среде с температурой 10°C.

Определить количество тепла, потерянного 1 пог. м цилиндра через 2 и 3 ч после начала охлаждения, а также температуры на поверхности и оси цилиндра к тем же моментам времени. Радиус цилиндра $r = 20 \text{ см}$; $\alpha = 15 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$; $\lambda = 2,2 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$; $c = 1,0 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}$; $\rho = 2500 \text{ кг/м}^3$.

Контрольная работа №2. Вопросы

1. Какие физические свойства воздуха используют для расчетов в теплопередаче. Укажите числовые значения при нормальном давлении и температуре 100°C
2. Перечислите физические свойства воды в состоянии насыщения. Укажите их числовые значения при температуре 100°C .
3. Какие физические свойства сухого насыщенного водяного пара используют для расчетов в теплопередаче. Укажите их числовые значения при температуре 100°C
4. Какие физические свойства дымовых газов используют для расчетов в теплопередаче. Укажите их числовые значения для любого состава дымовых газов при нормальном давлении и температуре 100°C .
5. Какие физические свойства трансформаторного масла используют для расчетов в теплопередаче. Укажите их числовые значения при нормальном давлении и температуре 100°C .
6. Какие физические свойства ртути используют для расчетов в теплопередаче. Укажите их числовые значения при температуре 100°C и нормальном давлении.
7. Какие физические свойства натрия используют для расчетов в теплопередаче. Укажите их числовые значения при температуре 200°C и нормальном давлении.
8. Какие физические свойства сухого воздуха используют для расчетов в теплопередаче. Укажите их числовые значения при температуре 1000°C и нормальном давлении.
9. Какие физические свойства кипящей воды используют для расчетов в теплопередаче. Укажите их числовые значения при давлении 10 МПа.
10. Перечислите физические свойства сухого насыщенного водяного пара, которые используют для расчетов в теплопередаче. Укажите их числовые значения при давлении 10 МПа
11. Опишите черты сходства и различия чисел Био и Нуссельта.

12. Опишите черты сходства и различия чисел Нуссельта и Стантона.

13. Опишите черты сходства и различия чисел Рейнольдса и Пекле.

14. Опишите черты сходства и различия чисел Рейнольдса и Грасгофа.

15. Опишите взаимосвязь чисел Пекле и Рейнольдса

16. Опишите черты сходства и различия чисел Нуссельта и Био.

17. Опишите черты сходства и различия чисел Стантона и Нуссельта.

18. Опишите черты сходства и различия чисел Пекле и Рейнольдса.

19. Опишите черты сходства и различия чисел Грасгофа и Рейнольдса.

20. Опишите взаимосвязь чисел Пекле, Рейнольдса и Прандтля.

21–25. Укажите область существования: а) вынужденного ламинарного течения жидкости в трубе; б) свободного турбулентного течения жидкости вдоль вертикальной пластины.

26–30. Укажите область существования: а) вынужденного турбулентного течения жидкости в трубах; б) свободного ламинарного течения жидкости вдоль вертикальной пластины.

31–35. Приведите безразмерные уравнения для расчета- а) местного коэффициента теплоотдачи при вынужденном ламинарном течении жидкости в трубе начальном тепловом участке при $q_c = \text{const}$; б) среднего коэффициента теплоотдачи при вынужденном течении жидкости поперек одиночной трубы при $Re > 3 \cdot 10^5$
Укажите для случаев а) и б), что служит определяющей температурой и определяющим размером

36–40. Приведите безразмерные уравнения для расчета а) местного коэффициента тепло отдачи при вынужденном турбулентном течении жидкости по трубе на участке со стабилизированным теплообменом; б) среднего коэффициента теплоотдачи при вынужденном течении жидкости поперек трубы при $Re < 10^3$

Укажите для случаев а) и б), что служит определяющей температурой и определяющим размером.

Контрольная работа №2. Вариант 1

Задачи

Задача 1 (к темам 4–8) По трубке с внешним диаметром $d=16$ мм длиной $l=2,1$ м течет горячая вода отдающая теплоту через стенку трубки, охлаждаемой извне. Расход воды по трубке $G=0,0091$ кг/с, температура воды на входе $t_{ж1} = 90^\circ\text{C}$, на выходе $t_{ж2} = 30^\circ\text{C}$, температуру стенки принять постоянной по длине трубки и равной заданному значению t_c

Вычислить заданные числа подобия, приняв в качестве определяющей температуры заданное ее значение, в качестве определяющего размера принять внутренний диаметр трубки, в качестве расчетного температурного напора – среднюю (логарифмическую) разность температур между жидкостью и стенкой.

Представить график изменения температур жидкости и стенки по длине трубки, указать на графике заданные значения определяющей температуры и расчетного температурного напора.

Данные, необходимые для выбора своего варианта условия задачи, приведены в табл. 5.1

Таблица 5.1

Заданные величины	Варианты задачи									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Температура стенки, $^\circ\text{C}$	14	15	16	14	15	16	14	15	16	14
Критерии подобия	Re	Re	Re	Re	Re	Re	Re	Re	Re	Re
Его определяющая температура	Средняя температура жидкости					Средняя температура пограничного слоя				
Число подобия	Nu	St	Nu	St	Nu	St	Nu	St	Nu	St
Его определяющая температура	Средняя температура Пограничного слоя					средняя температура жидкости				

Методические указания. Перечень и структура безразмерных величин (зависимых переменных и постоянных), подлежащих вычислению в задаче, приве-

деных в параграфе 5–3 учебника [1], а число Стантона – в формуле (7-35) [1]. Вопросы вычисления и определения других заданных величин (скорости потока, определяющих температур, коэффициента теплоотдачи и температурного напора) изложены в главе 6 учебника [1], также в методических указаниях к теме 6.

В случае затруднений с решением задачи 1 рекомендуется проанализировать предлагаемое решение сходной задачи.

Д а н о: внутренний диаметр трубки $d=0,012$ м, длина трубки $=1,5$ м; расходы воды через трубку $G=0,0103$ кг/с; температура воды на входе $t_{ж1} = 80^{\circ}\text{C}$; температура воды на выходе $t_{ж2} = 50^{\circ}\text{C}$; температура стенки, одинаковая по длине трубки $t_c = 40^{\circ}\text{C}$

Определить:

1) среднюю скорость воды, $\bar{w}$,

2) среднее число Прандтля Rg при следующих определяющих температурах: средней температуре жидкости $\bar{t}_{ж}$, средней температуре пограничного слоя $\bar{t}_m$ и средней температуре стенки $\bar{t}_c$

3) среднее число Стантона St при средней температуре воды

Решение.

1. Среднюю скорость жидкости определяют согласно условию неразрывности струи

$$\bar{w} = \frac{G}{\rho F} = \frac{0,03 \cdot 10^{-2}}{0,98 \cdot 10^{-3} \cdot 1,13 \cdot 10^{-4}} = 0,093 \text{ м/с}$$

Где ρ – средняя плотность воды в заданном интервале температур $50\text{--}80^{\circ}\text{C}$ и согласно табл. 5 учебника [1],

$$\rho = \frac{\rho_{50^{\circ}} + \rho_{80^{\circ}}}{2} = \frac{988,1 + 971,8}{2} = 980 \text{ кг/м}^3$$

F -площадь поперечного сечения струи

$$F = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,012^2}{4} = 1,13 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Средняя температура жидкости при $t_c = \text{const}$: $\bar{t}_{ж} = t_c + \Delta t$;

Средняя температура пограничного слоя при $t_c = const$

$$\bar{t}_m = t_c + 0,5\Delta\bar{t}$$

В качестве Δt выбираем среднюю логарифмическую разность температур, потому что отношение температурных напоров на входе в трубку и выходе

$$\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} = \frac{t_{ж1} - t_c}{t_{ж2} - t_c} = \frac{80 - 40}{50 - 40} = 4 > 2$$

а при $\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} > 2$ средняя арифметическая разность температур дает слишком

приближенные значения.

Средняя (логарифмическая) разность температур при $t_c = const$

$$\Delta \bar{t}_l = \frac{t_{ж1} - t_{ж2}}{\ln \frac{t_{ж1} - t_c}{t_{ж2} - t_c}} = \frac{80^\circ - 50^\circ}{\ln \frac{80 - 40}{50 - 40}} = 21,7^\circ C \approx 22^\circ C$$

Тогда средняя температура жидкости согласно приведенным выше формулам $\bar{t}_{ж} = 40^\circ + 22^\circ = 62^\circ C$, а средняя температура пограничного слоя $t_m = 40 + 0,5 \cdot 22^\circ = 51^\circ C$.

Соответствующие значения числа Прандтля при вычисленных температурах и температуре стенки можно найти в табл. 5 учебника [1]. интерполируя значения в правой колонке таблицы: $Pr_{ж} = 2,9$; $Pr_m = 3,4$; $Pr_c = 4,31$.

3. Согласно формуле (7-35) учебника [1] число Стантона $\bar{St} \equiv \bar{\alpha} / (\rho \cdot C_p \cdot \bar{\omega})$.

Где плотность ρ и теплоемкость C_p предстоит найти с помощью таблицы физических свойств воды по определяющей температуре, а средний коэффициент теплоотдачи α – из формулы Ньютона – Рихмана:

$$\bar{\alpha} = \frac{\bar{q}_c}{\Delta t} = \frac{Q_c}{F \Delta t}$$

Мощность теплового потока Q_c вычисляют из уравнения теплового баланса жидкости

$Q=G(h_1-h_2)=0,0103 (355-209,3) =1,5$ кВт, где энтальпии воды на входе и на выходе определяются по четвертой колонке в табл. 5 [1].

Средняя по трубке плотность теплового потока

$$\overline{q_c} = Q_c / F = 1,5 / 0,057 = 26,3 \text{ кВт} / \text{м}^2,$$

где площадь поверхности трубки $F=\pi dl=3,14 \cdot 0,012 \cdot 1,5 \text{ м} = 0,057$. Тогда средний коэффициент теплоотдачи

$$\overline{\alpha} = \frac{\overline{q_c}}{\Delta t} = \frac{26,3}{22} = 1,2 \text{ кВт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Чтобы вычислить теперь St , надо кроме уже найденных $\overline{\alpha}$ и $\overline{\omega}$ найти также ρ и C_p при заданной определяющей температуре.

Согласно условию задачи в качестве определяющей следует принять среднюю температуру воды, $\overline{t_{жс}} = 62^\circ\text{C}$

Согласно табл. 5 [1], при этой температуре $\rho = 982 \text{ кг/м}^3$ $C_p = 4,18 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$. Тогда искомая величина

$$\overline{St} = \frac{\overline{\alpha}}{\rho C_p \overline{\omega}} = \frac{1,2}{982 \cdot 4,18 \cdot 0,093} = 3,14 \cdot 10^{-3}$$

Ответ:

Определяющая температура	$\overline{t_{жс}}$	$\overline{t_m}$	$\overline{t_c}$
Ее числовое значение $^\circ\text{C}$	62	51	40
Число $\overline{Pr}$	2,9	3,5	4,31
Число $\overline{St}$	$3,14 \cdot 10^{-3}$	—	—

Задача 2 (к темам 4–8). Определить мощность теплового потока, характеризующего конвективную теплоотдачу в струе жидкости, протекающей по трубе заданного диаметра длиной 3 м. Обосновать выбор расчетного уравнения, применяемого при решении задачи.

Данные, необходимые для решения этой задачи, выбрать из табл. 6.1

Таблица 6.1

Наименование	Варианты задачи									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Внутренний диаметр трубы, м	0,02	0,05	0,03	0,04	0,06	0,10	0,07	0,09	0,09	0,07
Температура стенки трубы, °С	-5	15	30	120	90	-5	15	60	85	45
Средняя температура жидкости °С	0	10	20	30	30	20	10	10	90	50
Род жидкости	Воз- дух	Вода	Вода	Воз- дух	Воз- дух	Воз- дух	Вода	Воз- дух	Вода	Вода
Средняя скорость потока, м/с	10	3,9	5	6	4	2,25	2,8	1,9	0,55	1,2

Методические указания. Мощность теплового потока (в Вт) определяется по формуле Ньютона – Рихмана: $Q = F \cdot \bar{q}_c = F \bar{\alpha} \bar{\Delta t}$

Поэтому необходимо вычислить площадь поверхности стенки трубы, средний коэффициент теплоотдачи $\bar{\alpha}$ и средний температурный напор $\bar{\Delta t}$. Величину $\bar{\alpha}$ находят из безразмерного уравнения, которое предстоит выбрать.

При выборе расчетного безразмерного уравнения следует учесть значение числа Рейнольдса. Особое внимание при действиях с расчетным уравнением нужно уделять определяющей температуре, указываемой с помощью индексов при числах подобия.

В соответствии с полученным числовым значением определяющей температуры выписывают из таблицы теплофизических свойств, приведенной, например, в приложении к учебнику, нужные значения этих свойств и с их помощью вычисляют сначала значение определяющих чисел подобия, входящих в безразмерное уравнение, а затем с помощью этого уравнения и значение среднего числа Нуссельта.

По значению среднего числа Нуссельта находят средний коэффициент теплоотдачи $\bar{\alpha} = \bar{Nu} \cdot \lambda / d$,

где λ – значение коэффициента теплопроводности, полученное из таблиц в соответствии с уже известной определяющей температурой. Средний темпера-

турный напор $\Delta \bar{t}$ находят согласно указаниям, данным в пояснениях к расчетному безразмерному уравнению.

В случае затруднения с решением задачи 2 рекомендуется проанализировать решение аналогичной задачи.

Дано: длина трубы $l=1\text{ м}$; внутренний диаметр трубы $d=0,1\text{ м}$; температура стенки трубы $t_c=100^\circ\text{С}$; средняя логарифмическая температура жидкости $t_{ж}=60^\circ\text{С}$; род жидкости – трансформаторное масло; средняя скорость течения жидкости по трубе $\omega=10\text{ м/с}$.

Определить мощность теплового потока через стенку трубы Q_c .

Решение.

Искомую мощность определяют по формуле Ньютона – Рихмана $Q_c = F \bar{\alpha} \Delta \bar{t}$

Средний коэффициент теплоотдачи α вычисляют по безразмерному уравнению, выбранному по ряду характеристик (А, Б, В, Г), заданных условий конвективного теплообмена. А–вид конвекции: вынужденное течение жидкости по трубам. Б –режим течения- при вынужденной конвекции определяем по числу Рейнольдса

$$\text{Re}_{ж, d} \equiv \frac{\omega d}{\nu_{ж}} = \frac{10 \cdot 10^{-1}}{5,78 \cdot 10^{-6}} = 1,74 \cdot 10^5,$$

где кинематический коэффициент вязкости $\nu_{ж}$ находят по заданной средней температуре масла $t_{ж}=60^\circ\text{С}$ в табл.7. учебника [1]. Полученное значение $\text{Re}_{ж} > \text{Re}_{кр2} \approx 10^4$, следовательно заданный режим течения является развитым турбулентным. В – соотношение тождщин гидродинамического и теплового пограничных слоев; определяется по числу Прандтля при температурных $t_{ж} = 60^\circ\text{С}$; $t_c = 120^\circ\text{С}$; $\text{Pr}_{ж} = 87,8$; $\text{Pr}_c = 34,9$ (находятся по табл.7 Учебника [1]).

Оба значения числа Прандтля >1 . Г–относительная длина трубы: $l/d = 1\text{ м} / 0,1\text{ м} = 10$

Для найденных характеристик рекомендуется в [1] безразмерное уравнение (8-11) с поправочным множителем $\bar{\varepsilon}_l$ (8-14):

$$\overline{Nu_{жс,d}} = 0,021 Re_{жс,d}^{0,8} Pr^{0,43} (Pr_{жс}/Pr_c)^{0,25} \cdot \overline{\varepsilon_l}$$

Где $\overline{\varepsilon_l} = 1 + 2d/l$

Подставляя в это уравнение полученные выше числовые значения, находим

$$\begin{aligned} \overline{Nu_{жс,d}} &= 0,021(1,74 \cdot 10^5)^{0,8} 87,8^{0,43} (87,8/34,9)^{0,25} \cdot (1 + 2/10) = \\ &= 2,1 \cdot 10^{-2} \cdot 1,55 \cdot 10^4 \cdot 6,84 \cdot 1,26 \cdot 1,2 = 33,6 \cdot 10^2 \end{aligned}$$

По значению $\overline{Nu_{жс,d}}$ вычисляем

$$\alpha = \frac{\overline{Nu_{жс,d}} \cdot \lambda_{жс}}{d} = \frac{33,6 \cdot 10^2 \cdot 0,01072}{0,1} = 3,6 \cdot 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где коэффициент теплопроводности находится по табл.7 [1] при $\overline{t_{жс}}$.

Кроме $\overline{\alpha}$ необходимо вычислить еще F и Δt .

Площадь поверхности трубки, омываемой маслом,

$$F = \pi dl = 3,14 \cdot 0,1 \cdot 1 = 0,314 \text{ м}^2$$

Средний логарифмический температурный напор между стенкой и жидкостью по длине трубки $\overline{\Delta t} = t_c - t_{жс} = 120 - 60 = 60^\circ\text{C}$

Тогда согласно приведенной выше формуле искомая мощность теплового потока через стенку трубы

$$Q_c = 0,314 \cdot 3,6 \cdot 10^3 \cdot 60 = 1,13 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 1,13 \text{ кВт}.$$

Ответ: мощность теплового потока через стенку трубы $Q_c = 1,13 \text{ кВт}$

Задача 3 (к темам 4–2). Определить мощность теплового потока, характеризующую конвективную теплоотдачу от поверхности объекта – трубы заданного диаметра длиной 40 м или вертикальной стенки заданной высоты при ширине 15 м. Обосновать выбор критериальной формулы, примененной для решения задачи. Данные, необходимые для решения своего варианта задачи, выбрать из табл. 7.1

Таблица 7.1

Варианты задачи										
Наименование	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Конвективный теплообмен характеризуется условиями свободной конвекции	ВБЛИЗИ ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ТРУБЫ					ВБЛИЗИ ВЕРТИКАЛЬНОЙ СТЕНКИ				
Диаметр трубы, м	0,3	0,3	3	0,03	0,04	-	-	-	-	-
Высота стенки, м	-	-	-	-	-	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8
Температура на поверхности объекта (трубы, стенки) °С	90	-10	30	-5	15	120	90	60	85	45
Средняя температура жидкости °С	30	20	20	15	10	15	30	180	90	50
Род жидкости	вода	Воздух	вода	Воздух	вода	Воздух	Воздух	Воздух	вода	вода

Методические указания. Следует иметь в виду, что в задаче рассматривается только конвективная составляющая теплоотдачи. Суммарная теплоотдача (с учетом теплового излучения) обычно больше своей конвективной составляющей, но здесь задача по определению суммарной теплоотдачи не ставится. Как и в предыдущей задаче, нужно внимательно следить за правильностью выбора определяющей температуры.

При вычислении критерия Грасгофа следует обратить внимание на особенность определения коэффициента объемного расширения

$$\beta = 1/\nu(\partial\nu/\partial t)_p$$

В общем случае значение этого коэффициента зависит от давления и температуры и вычисляется по следующей интерполяционной формуле:

$$\beta_{cp} = \frac{1}{\nu_{t,p}} \frac{(\nu_{t1} - \nu_{t2})_p}{t_1 - t_2}$$

где ν_{t1}, ν_{t2} удельные объемы, определяемые по таблицам для данного вещества в окрестностях заданного состояния жидкости (пара, газа) с удельным объемом $\nu_{t,p}$. Окрестные состояния 1 и 2 должны быть выбраны так, чтобы их давле-

ния были одинаковыми с заданным давлением ($P_1=P=P_2$), а температуры отличались, ($t_1>t>t_2$). В частности так определяют коэффициент объемного расширения перегретого пара. В качестве t здесь должна быть использована определяющая температура

Для насыщенного водяного пара и для воды на линии насыщения значения коэффициентов объемного расширения приводятся в справочных таблицах рекомендуемой учебной литературы.

Вода при давлениях меньше 10 МПа имеет коэффициент объемного расширения, который при данной температуре практически не зависит от давления и поэтому его можно определять по табличным значениям, приведенным для данной температуры на линии насыщения воды.

Наконец газы, а также воздух, который можно рассматривать как идеальные, характеризуются коэффициентом объемного расширения, который определяется с помощью уравнения Клапейрона – Менделеева (он равен величине, обратной абсолютной температуре $\beta = T^{-1}, K^{-1}$)

Контрольная работа №2. Вариант 2

Задачи

Задача 1 (к темам 4-8). По трубке с внутренним диаметром $d = 16$ мм длиной $l = 2,1$ м течет (горячее) жидкое масло, отдающее теплоту через стенку трубы, охлаждаемую извне. Расход масла по трубке $G = 0,0091$ кг/с; температура масла на входе $t_{ж.1} = 90$ °С, на выходе $t_{ж.2} = 30$ °С; температуру стенки принять постоянной по длине трубки и равной заданному значению t_c .

Вычислить заданные числа подобия, приняв в качестве определяющей температуры заданное ее значение, в качестве определяющего размера принять внутренний диаметр трубки, в качестве расчетного температурного напора - среднюю (логарифмическую) разность температур между жидкостью и стенкой.

Представить график изменения температур жидкости и стенки по длине трубки, указать на графике заданные значения определяющей температуры и расчетного температурного напора.

Данные, необходимые для выбора своего варианта условиям задачи, приведены в табл. 5.2.

Таблица 5.2.

Заданные величины	Варианты задачи									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Род масла	МС-20				МК			АМТ-300		
Температура стенки, °С	14	15	16	14	15	16	14	15	16	14
Число подобия	Re	Re	Re	Pe	Pe	Re	Re	Pe	Pe	Pe
Его определяющая температура	Средняя температура жидкости					Средняя температура пограничного слоя				
Число подобия	Nu	St	Nu	St	Nu	St	Nu	St	Nu	St

Методические указания даны в первом варианте. Физические свойства масел приведены в приложении 3.

Задача 2 (к темам 4-8). Определить мощность теплового потока, характеризующего конвективную теплоотдачу к струе жидкости, протекающей по трубе за-

Наименование	Варианты задач									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Внутренний диаметр трубы, м	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08
Температура стенки трубы, °С	-5	15	30	120	90	-5	15	60	85	45
Средняя температура жидкости, °С	0	10	20	30	30	20	10	10	90	50
Род жидкости	Воз- дух	Вода	Вода	Воз- дух	Воз- дух	Воз- дух	Вода	Воз- дух	Вода	Вода
Средняя скорость потока, м/с	10	3,9	5	6	4	2,25	2,8	1,9	0,55	1,2

данного диаметра длиной 3 м. Обосновать выбор расчетного уравнения, применяемого при решении задачи.

Данные, необходимые для решения этой задачи, выбрать из табл.6.2.

Таблица 6.2.

Методические указания даны в первом варианте.

Задача 37 (к темам 4-9). Определить мощность теплового потока, характеризующую конвективную теплоотдачу от поверхности объекта - трубы заданного диаметра длиной 4,0 м или вертикальной стенки заданной высоты при ширине 10 м. Обосновать выбор безразмерного уравнения, примененного для решения задачи. Данные, необходимые для решения своего варианта задачи, выбрать из табл.7.2.

Методические указания даны в первом варианте.

Таблица 7.2.

Наименование	Варианты задач									
	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Конвективный тепло-обмен харак-ся усло-виями свободной конвекции	вблизи горизонтальной трубы					вблизи вертикальной стенки				
Диаметр трубы, м	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	-	-	-	-	-
Высота стенки, м	-	-	-	-	-	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
Температура на по-верхности объекта (трубы стенки) $t_c, ^\circ\text{C}$	90	-10	30	-5	15	120	90	60	85	45
Средняя температура жидкости, $^\circ\text{C}$	30	20	20	15	10	15	30	180	90	50
Род жидкости	Вода	Воз-дух	Вода	Воз-дух	Вода	Воз-дух	Воз-дух	Воз-дух	Вода	Вода

Контрольная работа №2. Вариант 3

Методические указания

Задачи 1,2. Необходимо помнить, что у подобных процессов в модели и образце одноименные определяющие безразмерные числа имеют одинаковые числовые значения.

Задачи 3, 5, 7, 8, 10. В таблицах обычно приводятся значения динамического и кинематического коэффициентов вязкости газов при давлении в 1 физическую атмосферу ($1 \text{ атм} = 1,03 \text{ кг/см}^2 = 1,01 \text{ бар}$).

Для решения указанных задач надо знать величину кинематического коэффициента вязкости ν при давлениях газов, отличных от $p = 1 \text{ атм}$.

В этом случае ν определяется по формуле:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

где μ – динамический коэффициент вязкости (не зависит от давления и определяется из таблиц при данной в условии задач температуре), ρ – плотность, которую следует определить для данных p и T на основании уравнения состояния идеального газа.

Учесть, что уравнение Менделеева – Клапейрона в системе единиц СИ имеет вид:

$$\frac{P}{\rho} = R \cdot T \Rightarrow \rho = \frac{P}{R \cdot T}.$$

где давление P выражено в Н/м^2 , удельный объем в $\text{м}^3/\text{кг}$, M – масса $1 \text{ кг} - \text{моля}$; кг/кмоль , R – газовая постоянная в $\text{Дж/кг} \cdot \text{К}$, T – абсолютная температура газов в К .

Задачи 6,9. Необходимо воспользоваться методикой получения эмпирических формул (§6.6.[1]).

Задача 13. Учесть, что для данных в задаче значений $(Gr \cdot Pr)_m$ показатель степени в формуле $Nu_m = C \cdot (Gr \cdot Pr)_m^n$ равен $n=1/3$.

Задача 18. При решении задачи учесть, что критериальной зависимостью для данных условий является:

$$Nu_m = 0,5 \cdot (Gr \cdot Pr)_m^{0,25}.$$

Задачи

1. Определить значение кинематического коэффициента вязкости и скорости течения жидкости в модели, в которой исследуется теплообмен при вынужденной конвекции. Коэффициент температуропроводности жидкости в модели $0,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

В образце, представляющем собой трубу диаметром 0,4 м, протекает воздух, имеющий температуру 170°C и давление 1 бар.

Скорость течения воздуха 80 м/с. Диаметр трубы модели в 5 раз меньше диаметра трубы образца.

2. Необходимо опытным путем определить распределение температур в длинном стальном вале диаметром 400 мм через 2 ч после загрузки его в печь.

Коэффициенты теплопроводности и температуропроводности стали равны соответственно:

$$\lambda = 40 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}; a = 11 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

Коэффициент теплоотдачи к валу печи $\alpha = 120 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

Исследование необходимо провести на модели вала, выполненной из легированной стали. Для модели:

$$\lambda_m = 16 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}; a = 5,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \alpha = 140 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Определить диаметр модели вала и промежуток времени через который необходимо измерить распределение температур в модели после загрузки ее в печь.

3. В трубе (образце) движется азот, имеющий давление 9,8 бар и температуру 180°C. Скорость движения 25 м/с.

Чему должна быть равна скорость воды в гидродинамической модели, размеры которой составляют 1/20 от размеров образца? Температура воды 15°C.

4. Определить значение кинематического коэффициента вязкости и скорости течения жидкости в модели, в которой исследуется теплообмен при вынужденной конвекции. Коэффициент температуропроводности жидкости в модели $0,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

В образце, представляющем собой трубу диаметром 0,3 м, протекает воздух, имеющий температуру 190°C и давление 1 бар. Скорость течения воздуха 70 м/с. Диаметр трубы модели в 6 раз меньше диаметра трубы образца.

5. В образце (трубе) движется воздух со скоростью 15 м/с. Давление воздуха 3 бар и температура 330°C. Чему должна быть равна скорость воды в гидродинамической модели, линейные размеры которой в 20 раз больше размеров образца?

Температура воды 20°C.

6. В опытах по изучению теплообмена при свободной конвекции между нагретой цилиндрической трубой и окружающим воздухом были получены следующие данные:

$$t_{mp} = 85^\circ\text{C}, \alpha_1 = 9,34 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К};$$

$$t_{mp} = 125^\circ\text{C}, \alpha_2 = 10,35 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К};$$

$$t_{mp} = 145^\circ\text{C}, \alpha_3 = 10,76 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}.$$

Диаметр трубы 0,03 м. Температура воздуха вдали от трубы 20°C.

Вычислить значения C и n в критериальной формуле:

$$Nu_m = C \cdot (Gr \cdot Pr)_m^n$$

7. В трубе диаметром 60 мм движется воздух со скоростью 17 м/с. Давление воздуха 5 бар и температура 350°C. Каков должен быть диаметр трубы гидродинамической модели, в которой течет вода, имеющая скорость 5 м/с и температуру 10°C?

8. В образце, представляющем собой трубу, движется воздух со скоростью 25 м/с. Давление воздуха 3 бар и температура 275°C. Чему должна быть

равна скорость воды в гидродинамической модели, линейные размеры которой в 15 раз больше размеров образца? Температура воды 30°C.

9. На воздушной модели парового котла производилось изучение теплоотдачи при вынужденной конвекции. Для одного из газоходов модели при различных скоростях воздуха, были получены следующие значения коэффициента теплоотдачи:

$w \left(\frac{m}{c} \right)$	2,0	3,14	4,65	8,8
$\alpha \left(Bm/m^2 \cdot K \right)$	50,5	68,6	90,7	141,2

Средняя температура воздуха, проходящего через модель, 30°C. Диаметр трубок модели $d = 12,5$ мм. На основе данных, полученных на модели, определить значения C и n в критериальной формуле:

$$Nu = C \cdot Re^n.$$

10. В образце, представляющем собой трубу, течет вода со скоростью 25 м/с.

Температура воды 20°C. Чему должна быть равна скорость воздуха в гидродинамической модели, размеры которой в 10 раз больше размеров образца?

Давление воздуха 4 бар, температура 180°C.

11. Электронагреватель из нихромового провода диаметром 1 мм, охлаждается свободным потоком воздуха, температура которого вдали от провода равна 20°C.

Найти наибольшую силу тока, который можно пропустить через нагреватель, чтобы температура провода не превышала 1000 °C.

Удельное сопротивление нихрома: $\rho = 1,1 \text{ Ом} \cdot \text{мм}^2 / \text{м}$. Излучение тепла при расчете не учитывать.

12. Рассчитать коэффициент теплоотдачи при свободной конвекции от вертикальной плиты к окружающему воздуху.

Высота плиты $H = 2,2$ м, температура поверхности плиты 120°C, температура воздуха вдали от поверхности 15°C.

13. Две трубы, имеющие одинаковые температуры поверхностей, охлаждаются свободным потоком воздуха.

Диаметр одной трубы в 20 раз превышает диаметр другой. Критерий $Gr \cdot Pr$ для малой трубы равен 10^8 .

Определить отношение коэффициентов теплоотдачи $\frac{\alpha_1}{\alpha_2}$ и отношение потерь

тепла $\frac{q_{l1}}{q_{l2}}$ для этих труб.

14. Рассчитать коэффициент теплоотдачи для трубы, нагретой до температуры 85°C , в условиях свободного потока воды с температурой 10°C . Диаметр трубы $d = 50 \text{ мм}$.

15. Вычислить коэффициент теплоотдачи при свободной конвекции от горизонтальной плиты к окружающему воздуху, если плита обращена теплоотдающей поверхностью кверху.

Размеры плиты $2 \times 3 \text{ м}^2$, температура поверхности плиты 120°C , температура воздуха вдали от плиты 15°C .

16. Найти потери тепла, приходящиеся на 1 пог. м паропровода за счет конвекции в течение 4 ч, если паропровод охлаждается свободным потоком воздуха, имеющим температуру вдали от паропровода 20°C . Наружный диаметр паропровода 200 мм , температура его поверхности 190°C . Потери тепла излучением не учитывать.

17. Вычислить эквивалентный коэффициент теплопроводности и плотность теплового потока через вертикальную щель шириной $\delta = 18 \text{ мм}$, заполненную воздухом. Температуры горячей и холодной поверхностей равны соответственно 220°C и 60°C .

18. Две горизонтальные трубы, имеющие одинаковые температуры поверхностей, охлаждаются свободным потоком воздуха. Диаметр первой трубы в 8 раз больше диаметра второй. Найти отношение коэффициентов теплоотдачи $\frac{\alpha_1}{\alpha_2}$ и

отношение потерь тепла для труб $\frac{q_{l1}}{q_{l2}}$, если известно, что для каждой из них число $Gr \cdot Pr$ лежит в пределах $5 \cdot 10^2 \div 2 \cdot 10^7$.

19. Определить коэффициент теплоотдачи при свободной конвекции от горизонтальной плиты к окружающему воздуху, если плита обращена теплоотдающей поверхностью книзу.

Размеры плиты $1,5 \times 2,8 \text{ м}^2$, температура поверхности плиты 110°C , температура воздуха вдали от плиты 20°C .

20. Электропровод диаметром $d = 3 \text{ мм}$ охлаждается свободным потоком воздуха. Температура провода равна 100°C , а температура воздуха вдали от провода 20°C .

Во сколько раз и в какую сторону изменится коэффициент теплоотдачи от провода, если его поместить в воду, сохранив температуры провода и теплоносителя без изменения? Как следует при этом изменить силу тока в проводе?

21. Определить коэффициент теплоотдачи при течении воды в трубе диаметром 8 мм и длиной 3 м , если средняя температура воды равна 70°C , средняя температура стенки трубы 20°C , а скорость воды 12 м/с .

22. Вычислить коэффициент теплоотдачи трубки диаметром 10 мм , омываемой поперечным потоком трансформаторного масла, движущегося со скоростью $0,25 \text{ м/с}$. Температура масла 80°C , средняя температура стенки трубки 20°C .

23. По горизонтальной трубке диаметром $d=15 \text{ мм}$ протекает вода. Расход воды $m = 7 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$, ее температура на входе в трубку 90°C . Средняя температура стенки 20°C .

Какую длину должна иметь трубка для того, чтобы на выходе из нее температура воды была равна 25°C ?

24. Электропровод диаметром $d = 4 \text{ мм}$ охлаждается поперечным потоком воздуха, движущимся со скоростью $1,2 \text{ м/с}$.

Температура воздуха вдали от провода 20°C .

Вычислить коэффициент теплоотдачи от провода к воздуху.

25. В трубке движется вода со средней скоростью $2,5 \text{ м/с}$ и температурой 50°C . Внутренний диаметр трубки 18 мм , ее длина 2 м . Средняя температура стенки трубки 15°C .

Определить коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к воде.

26. Вычислить коэффициент теплоотдачи от стенки трубки пароперегревателя к потоку перегретого пара. Внутренний диаметр трубки $d = 25 \text{ мм}$, средняя скорость пара $w = 18 \text{ м/с}$, средняя температура 400°C и среднее давление 40 бар .

27. Определить коэффициент теплоотдачи при течении воздуха в трубе диаметром 9 мм и длиной 3 м . Средняя температура воздуха 60°C , средняя температура стенки трубы 30°C . Скорость воздуха 3 м/с .

28. По горизонтальной трубке диаметром $d=17 \text{ мм}$ протекает вода. Секундный расход воды $m=8 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$, ее температура на входе 85°C , средняя температура стенки 18°C .

Какую длину должна иметь трубка для того, чтобы на выходе из нее температура воды равнялась 25° ?

29. Определить коэффициент теплоотдачи при движении трансформаторного масла в трубке диаметром $d=10 \text{ мм}$ и длиной 1 м , если средняя температура масла 70°C , температура стенки трубки 20°C , а скорость движения масла 1 м/с .

30. Вычислить коэффициент теплоотдачи при течении воды в трубе диаметром 10 мм и длиной 2 м . Средняя температура воды 60°C , средняя температура стенки трубы 18°C , скорость воды 10 м/с .

Контрольная работа №3. Вопросы

1. Опишите кривую зависимости теплового потока при кипении от температурного напора.
2. Опишите кривую зависимости теплового потока при кипении от температурного напора при нагревании с регулируемой температурой стенки и нерегулируемой мощностью теплового потока от нагревателя.
3. Опишите кривую зависимости теплового потока при кипении от температурного напора при нагревании с регулируемой мощностью теплового потока от нагревателя и с нерегулируемой температурой стенки.
4. Укажите параметры первого кризиса кипения воды. Представьте их на графике зависимости теплового потока от температурного напора
5. Укажите параметры второго кризиса кипения воды. Представьте их на графике зависимости теплового потока от температурного напора.
6. Опишите явление перехода от пузырькового режима кипения к пленочному. Приведите соответствующий график зависимости теплового потока от температурного напора.
7. Опишите явление перехода от пленочного режима кипения жидкости к пузырьковому. Приведите соответствующий график зависимости теплового потока от температурного напора.
8. Опишите влияние давления на кризис кипения первого рода.
9. Опишите влияние скорости течения жидкости на кризис кипения первого рода:
10. Опишите влияние паросодержания на кризис кипения жидкости в условиях вынужденного движения ее внутри труб и каналов
- 11, 13, 15, 17, 19. Укажите область применения в процессах кипения формулы $\alpha = 144 \Delta t^{2,33} p^{0,5}$ и приведите используемые в ней единицы (см. методические указания к теме 12).

12, 14, 16, 18, 20. Укажите область применения в процессах кипения формулы $\alpha = 4,5q^{0.7} p^{0.15}$ и приведите используемые в ней единицы (см. методические указания к теме 12).

21. Назовите два-три материала с высокой степенью черноты. Укажите возможности использования этого свойства.

22. Назовите два-три материала с низкой степенью черноты. Укажите возможности использования этого свойства.

23. Назовите два-три материала с высокой поглощательной способностью. Укажите возможности использования этого свойства

24. Назовите два-три материала с низкой поглощательной способностью. Укажите возможности использования этого свойства.

25. Назовите два-три материала с высокой отражательной способностью. Укажите возможности использования этого свойства.

26. Назовите два-три материала с низкой отражательной способностью. Укажите возможности использования этого свойства

27. Назовите два-три материала с высокой пропускной способностью. Приведите примеры их использования.

28. Назовите два-три материала, резко отличающиеся по степени черноты. Укажите возможности использования этих материалов.

29. Назовите два-три материала, резко отличающиеся по своей поглощательной способности, например к солнечному свету. Укажите возможности использования этих материалов.

30. Назовите два-три материала, резко отличающиеся по своей, отражательной способности. Укажите возможности использования этих материалов.

31. Изобразите схематично график изменения температуры теплоносителей в рекуперативном теплообмене при прямотоке в случае, если расходная теплоемкость горячего теплоносителя больше, чем холодного теплоносителя,

32. Изобразите схематично график изменения температуры теплоносителей в рекуперативном теплообмене при прямотоке в случае, если расходная теплоемкость горячего теплоносителя меньше, чем холодного

33.Изобразите схематично график изменения температуры теплоносителей в рекуперативном теплообмене при прямотоке и случае, если расходные теплоемкости горячего и холодного теплоносителей равны.

34.Изобразите схематично график изменения температуры теплоносителей в рекуперативном теплообменнике при прямотоке в случае, если расходная теплоемкость горячего теплообменника больше, чем холодного.

35.Изобразите схематично график изменения температуры теплоносителей в рекуперативном теплообменнике при противотоке в случае, если расходная теплоемкость горячего теплоносителя меньше, чем холодного

36.Изобразите схематично график изменения температуры теплоносителей в рекуперативном теплообменнике при противотоке в случае, если расходная теплоемкость горячего и холодного теплоносителей одинакова.

37.Изобразите схематично график изменения температуры теплоносителей в рекуперативном теплообменнике при противотоке в случае, если расходная теплоемкость горячего теплоносителя больше, чем холодного.

38.Изобразите схематично график изменения температуры теплоносителей в рекуперативном теплообменнике при прямотоке в случае, если расходная теплоемкость горячего теплоносителя больше, чем холодного.

39.Изобразите схематично график изменения температуры теплоносителей в рекуперативном теплообменнике при расходной теплоемкости холодного теплоносителя большей, чем горячего, и при условии противоточного движения теплоносителей

40.Изобразите схематично график изменения температуры теплоносителей в рекуперативном теплообменнике при расходной теплоемкости холодного теплоносителя большей, чем горячего, и при условии прямоточного движения теплоносителей.

Контрольная работа №3. Вариант 1

Задачи

Задача 1 (к теме 11). При заданных условиях конденсации определить: а) средний коэффициент теплоотдачи и сравнить результат с данными номограммы на рис. 12-9 [1]; б) мощность теплового потока, отводимого через стенку, трубы при конденсации пара; в) расход конденсата, стекающего с трубы (режим конденсации рассматривать как пленочную конденсацию неподвижного пара).

Данные, необходимые для решения своего варианта задачи, выбрать из таблицы 8.1

Таблица 8.1

Наименование	Варианты					задач				
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Давление сухого Насыщенного водяного Пара кПа	4,2	7,4	7,4	100	100	4,2	7,4	7,4	100	100
Пар конденсируется На стенках трубы	Стенка расположена вертикально					Стенка расположена горизонтально				
Длина трубы, м	2	2,5	3	3,5	4	2	2,5	3	3,5	4
Диаметр трубы, м	0,02	0,024	0,02	0,024	0,02	0,024	0,02	0,024	0,02	0,024
Температура стенки, °C	25	30	35	70	60	25	30	35	70	70

Методические указания. Прежде всего следует определить, является ли режим стекания конденсата с трубы ламинарным или смешанным, с появлением внизу участка турбулентности. Для этого определяют число подобия [1, § 12.2.1]:

$$Z = \left(\frac{qh}{v_{ж}} \right)^3 \frac{1}{3} \frac{\lambda_{ж} \Delta t}{r v_{ж} \rho_{ж}}$$

где индекс «ж» является указателем определяющей температуры, согласно которому λ, ν, ρ являются свойствами конденсата при средней температуре пленки $t_{ж}=0,5(t_n+t_c)$

Значение теплоты конденсации $г$ находят по температуре насыщения, которая определяется по заданному давлению p сухого насыщенного пара с помощью известных из курса термодинамики таблиц. При определении физических свойств воды в состоянии насыщения [1, табл. 5] или [2, табл. 11] следует иметь в виду, что собственно давления насыщенного пара p_n приведены здесь лишь для температур $t_n=100^\circ\text{C}$ и выше.

Значение $p = 1,013$ бар, приводимое в таблице в интервале температур $0-90^\circ\text{C}$, указывает лишь на давление, при котором здесь были определены другие физические параметры воды.

В случае отсутствия под рукой таблиц воды и водяного пара в состоянии насыщения можно воспользоваться следующими значениями температуры и теплоты испарения (конденсации) в зависимости от давления сухого насыщенного водяного пара:

$p, \text{ МПа}$	$t_n, ^\circ\text{C}$	$г, \text{ кДж/кг}$	$p, \text{ МПа}$	$t_n, ^\circ\text{C}$	$г, \text{ кДж/кг}$
0,0042	30	2430	0,0123	50	2382 2258,2
0,0074	40	2406	0,1000	99,63	

После вычисления Z сравнивают результат с $z_{cr}=2300$. Если $z \leq z_{кр}$ то режим стекания пленки конденсата ламинарный. Тогда число Re находят согласно формуле (12-15) [1]: $Re = 0,95 z^{0,78} \cdot \varepsilon_t$.

Далее определяют искомый коэффициент теплоотдачи, который входит в состав $\overline{Re} = \alpha \Delta t h / (r v_{ж} \rho_{ж})$.

Если же $z > z_{кр}$, то режим стекания пленки на нижнем участке становится турбулентным. В этом случае расчет числа выполняют по формуле (12 20) [1]:

$$\overline{Re}_H = [89 + 0,024 (Pr_H / Pr_C)^{0,25} \cdot Pr_H^{0,5} (Z - 2300)]^{4/3}.$$

Значение $\varepsilon_t = (Pr_H / Pr_C)^{0,25}$ является поправкой на изменение теплофизических свойств пленки конденсата в зависимости от изменения температуры по толщине пленки.

Задача 2 (к темам 14 и 15). Определить долю теплоотдачи излучения в составе полной (суммарной) теплоотдачи при нагревании помещения с температурой 20°C радиатором водяного отопления. Коэффициент теплоотдачи при свободной конвекции от радиатора к воздуху принять равным $5,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

Данные, необходимые для решения своего варианта задачи, выбрать из таблицы 9.1

Таблица 9.1

Наименование условий	Варианты задачи									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Температура поверхности радиаторов, °C	80	75	70	65	60	65	70	75	80	85
Степень черноты радиаторов (в зависимости от окраски)	0,8	0,5	0,8	0,5	0,8	0,5	0,8	0,5	0,8	0,5

Методические указания. При расчете приведенной поглотательной способности по формуле Стефана – Больцмана поглотательную способность следует принять близкой к единице.

Теплообмен излучением между радиатором и помещением сводится к случаю теплообмена между выпуклым телом и его оболочкой. При решении задачи на теплообмен излучением нужно пользоваться следующими числовыми значениями постоянных: Постоянная Стефана-Больцмана $\varepsilon_0 = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$; соответствующий коэффициент излучения абсолютно черного тела $C_0 = 5,67 \cdot 10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$.

Задача 3 (к темам 14–10). Вычислить результирующий тепловой поток, излучением от газовой среды к стенкам газохода, приходящийся на единицу поверхности газохода и выраженный в ваттах на квадратный метр (Вт/м²) Поправкой $\Delta \varepsilon_n$ на взаимное поглощение излучений компонентами газовой смеси пренебречь.

Данные, необходимые для решения своего варианта задачи, выбрать из табл. 10.1

Таблица 10.1

Варианты задач										
Наименование заданных условий	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Несветящаяся газовая среда (без частиц сажи и золы) при общем давлении 98 кПа средней температуре $T_g, ^\circ\text{C}$	900	1000	1100	1200	1100	900	1000	1100	1200	1100
Размеры газохода, м:										
диаметр	0,4	0,5	0 6	0,7	0,7	-	-	-	-	-
высота	-	-	-	-	-	0,2	0,2	0,3	0,3	0,3
ширина	-	-	-	-	-	0,2	0 3	0,2	0 3	0,3
Температура стенок газохода $T_c, ^\circ\text{C}$	200	250	300	350	400	200	250	300	350	400
Степень черноты стенок	0,8	0,9	0,8	0,9	0,8	0,9	0,8	0,9	0,8	0,9
Парциальное давление трехатомных газов p , кПа										
водяного пара	7,5	8	8,5	9	9,5	7,5	8	8,5	9	9,5
двуокиси углерода	12	10	11	12	12	11	12	10	11	12

Примечание: Для вариантов 21–25 газовая среда проходит по газоходу цилиндрического сечения, а для вариантов 20–30—по газоходу прямоугольного сечения.

Методические указания. В учебной литературе [1] и [2] предлагаются два. несколько отличающихся способа решения задач.

Согласно способу, изложенному в учебнике [1], искомая плотность результирующего излучения определяется по формуле (18-40) [1, § 18 6]:

$$q_{r,c} = \frac{C_0}{\frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_2} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1} \left(\varepsilon_2 \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 - \varepsilon_{2,c} \left(\frac{T_c}{100} \right)^4 \right)$$

где ε_2 — предельная степень черноты газовой смеси при T_g и при бесконечном увеличении объема; $\varepsilon_{2,c}$ — то же, при T_c ; ε_2 — степень черноты газовой смеси заданном объеме. Значения остальных обозначений приведены в условии задачи.

Численные значения T_g , $\varepsilon_{2,c}$, ε_2 для смеси вычисляют через индивидуальные степени черноты компонентов газовой смеси согласно формуле (18-41):

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{H_2O} - \Delta \varepsilon_2$$

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{H_2O} - \Delta \varepsilon_2$$

Числовые значения $(\varepsilon_{CO_2})_2$, $(\varepsilon_{CO_2})_{2,c}$ определяют с помощью графика на рис 18-6 [1] в зависимости от указанной температуры (T_g или T_c).

Числовые значения ε_{CO_2} и ε_{H_2O} определяют с помощью графиков на рис. 18-4 и 18-5 [1] в зависимости от парциального давления, средней длины луча и температуры T_g , выраженной в градусах Цельсия. Поправкой $\Delta \varepsilon_2$ для упрощения задачи можно пренебречь. Наконец, среднюю длину пути луча рекомендуется определять по приближенной формуле (18-42) [1]:

$$l = 0,9(4V)/F_c$$

Естественно, что для длинного газохода отношение $V/F_c = S/P$, где S – площадь поперечного сечения газохода; P – периметр газохода

Задача 4 (к теме 17). Определить расход пара на обогрев воды в пароводяном теплообменнике при условии, что весь пар в теплообменнике превращается в конденсат, выходящий из теплообменника в состоянии насыщения при давлении греющего пара. Найти площадь поверхности нагрева в теплообменнике при условии, что средний коэффициент теплоотдачи $K = 2700 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Представить схематично графики изменения температуры теплоносителей вдоль поверхности нагрева. Объяснить, зависит ли средний логарифмический температурный напор и площадь поверхности нагрева в таком пароводяном теплообменнике от включения теплоносителей по схеме «прямоток» или «противоток». Потерями теплоты через стенки теплообменника в окружающую среду пре-

небредь Данные, необходимые для решения своего варианта задачи, выбрать из табл 11.1

Таблица 11.1

Наименование заданных условий	Варианты задачи									
	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
Расход воды в пароводяном теплообменнике	10^5 кг/ч	30 кг/с	$\frac{2}{3}$ м ³ /мин	$\frac{50}{3}$ м ³ /ч	30 кг/с	$2 \cdot 10^4$ кг/ч	$\frac{20}{3}$ м ³ /мин	$\frac{0,5}{3}$ м ³ /мин	20 кг/с	$\frac{0,015}{3}$ м ³ /с
Температура воды, °С -										
на входе	20	20	25	25	30	35	35	35	40	40
на выходе	70	70	75	75	80	80	85	85	90	90
Давление греющего пара (при степени сухости 0,98 МПа))	0,11	0,11	0,12	0,12	0,13	0,13	0,14	0,14	0,15	0,15

Методические указания. При решении задачи следует учитывать, что весь пар превращается в теплообменнике в конденсат и этот конденсат выходит из теплообменника при температуре насыщения, соответствующего заданному давлению греющего пара. Отсюда следует, что в теплообменнике используется теплота конденсации греющего пара со степенью сухости $x=0,98$ на входе и $x=0$ на выходе. Теплоту конденсации 1 кг пара в состоянии давления определяют по таблицам воды и водяного пара в состоянии насыщения. Тогда расход пара определяют из выражения: $G = Q / (h_x - h') = Q / (r \cdot x)$, где Q - мощность теплового потока, переходящего от греющего пара к воде.

Контрольная работа №3. Вариант 2

Задачи

Задача 1 (к теме 11). При заданных условиях конденсации определить: а) средний коэффициент теплоотдачи и сравнить результат с данными номограммы на рис. 12.8 [1]; б) мощность теплового потока, отводимого через стенку трубы при конденсации пара; в) расход конденсата, стекающего с трубы (режим конденсации рассматривать как пленочную конденсацию неподвижного пара) .

Данные, необходимые для решения своего варианта задачи, выбрать из табл. 8.2.

Методические указания даны в первом варианте (К.р. №3).

Таблица 8.2.

Наименование	Варианты задачи									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Давление сухого насыщенного пара p , кПа	2,33	4,24	4,24	4,24	7,37	2,33	4,24	4,24	4,24	7,37
Пар конденсируется на внешней стенке трубы, м	Труба расположена вертикально					Труба расположена горизонтально				
Длина трубы, м	2	2,5	3	3,5	4	2	2,5	3	3,5	4
Диаметр трубы, м	0,02	0,024	0,02	0,024	0,04	0,024	0,02	0,024	0,02	0,024
Средняя температура стенки, °С	15	25	20	27	35	15	25	20	27	35

Задача 2 (к теме 12). Пользуясь формулой Кутателадзе и формулой Михеева, определить коэффициент теплоотдачи α , температурный напор Δt и температуру t_c поверхности нагрева при пузырьковом кипении воды в неограниченном объеме, если даны интенсивность q теплового потока, подводимого к поверхности нагрева, и давление p , при котором происходит кипение. Сопоставить результаты расчета по обеим формулам, вычислив процент несовпадения.

Построить схематично график зависимости q от Δt при кипении воды, указав на ней область пузырькового кипения и ориентировочно положение точки, соответствующей заданному режиму.

Данные, необходимые для решения своего варианта задачи, взять из табл.

9.2.

Таблица 9.2.

Заданные варианты	Варианты задачи									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Интенсивность теплового потока q , МВт/м ²	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
Давление насыщения p , МПа	1,0	1,56	2,32	3,35	4,7	1,0	1,56	2,32	3,35	4,7

Для произвольных жидкостей – формула Кутателадзе:

$$\alpha = 7,0 \cdot 10^{-4} \cdot \lambda_{ж} \cdot \left[\frac{g \cdot (\rho_{ж} - \rho_n)}{\sigma_{ж}} \right]^{0,5} \cdot \left[\frac{q \cdot P_n}{r \cdot \rho_n \cdot \alpha_{ж} \cdot g \cdot (\rho_{ж} - \rho_n)} \right]^{0,7} \cdot Pr_{ж}^{-0,35},$$

Где значение в первых скобках выражается в м⁻²; во вторых скобках – безразмерно; $g=9,81 \text{ м/с}^2$; ρ - плотности кипящей жидкости и сухого насыщенного пара, кг/м³; λ -коэффициент теплопроводности кипящей жидкости, Вт/м·К; σ - ее поверхностное натяжение, Н/м; α - ее коэффициент температуропроводности, м²/с; P_n – ее давление насыщения, Па; r - удельная теплота испарения, Дж/кг; q – интенсивность теплоотдачи, Вт/м²; Pr – число Прандтля жидкости. Контроль за единицами величин, подставляемых в формулу, должен быть особенно тщательным.

Определив коэффициент теплоотдачи α по этой формуле для заданного значения q , получают возможность вычислить и температурный напор $t_c - t_n = q/\alpha$.

Более простая и точная (+/-35%) формула теплоотдачи при пузырьковом кипении, но применимая только для воды, рекомендована Михеевым:

$$\alpha = 4,5 \cdot q^{0,7} \cdot P^{0,15}; 0,1 \text{ МПа} \leq P \leq 4 \text{ МПа},$$

$$\alpha = 3,33 \cdot q^{2/3} \cdot P^{3/4}; 4 \text{ МПа} \leq P \leq 20 \text{ МПа},$$

где α - Вт/м²·К, P – МПа, q - Вт/м²

Методические указания. Наиболее вероятный источник ошибок при вычислении α – недостаточный контроль за единицами величин, подставляемых в

формулы. После вычисления по указанным формулам коэффициента теплоотдачи α определяют по формуле Ньютона – Рихмана температурный напор Δt при кипении. Зная давление кипящей воды, определяют по таблицам термодинамических свойств насыщенного водяного пара и воды (или по табл. 5 приложения [1]) температуру насыщения t_H , а по t_H и Δt находят температуру поверхности нагрева. График зависимости q от Δt схематично приведен на рис. 13.6 и 13.7 учебника [1]. Правильность решения задачи можно проконтролировать, сопоставив результат с диапазоном значений коэффициента теплоотдачи при пузырьковом (пузырчатом) кипении воды. Нижняя граница этого диапазона $\alpha \approx 20$ кВт/(м² • К), верхняя представлена в зависимости от давления на рис. 13.26 [1].

Задача 3 (к темам 14 и 15). Определить долю теплоотдачи излучением в составе полной (суммарной) теплоотдачи при нагревании помещения с температурой 20 °С радиатором водяного отопления. Коэффициент теплоотдачи при свободной конвекции от радиатора к воздуху принять равным 6,5 Вт/(м² • К).

Данные, необходимые для решения своего варианта задачи, выбрать из табл. 10.2.

Таблица 10.2.

Наименование условия	Варианты задачи									
	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Температура поверхности радиаторов, °С	75	70	65	60	55	60	65	70	75	80
Степень черноты радиаторов (в зависимости от окраски)	0,7	0,8	0,7	0,6	0,5	0,5	0,4	0,5	0,6	0,7

Методические указания даны в первом варианте(К.р.№ 3).

Задача 4 (к теме 17). Определить расход пара на обогрев воды в пароводяном теплообменнике при условии, что весь пар в теплообменнике превращается в конденсат, выходящий из теплообменника в состоянии насыщения при давлении греющего пара. Найти площадь поверхности нагрева в теплообменнике при условии, что средний коэффициент теплопередачи $K_{cp} = 2500$ Вт/(м² • К).

Представить схематично графики изменения температуры теплоносителей вдоль поверхности нагрева. Объяснить, зависит ли средний логарифмический температурный напор и площадь поверхности нагрева в таком пароводяном теп-

лообменнике от включения теплоносителей по схеме "прямоток" или "противоток". Потерями теплоты через стенки теплообменника в окружающую среду пренебречь. Данные, необходимые для решения своего варианта задачи, выбрать по табл. 11.2.

Таблица 11.2.

Наименование заданных условий	Варианты задачи									
	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
Расход воды в пароводяном теплообменнике, кг/с	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Температура воды, °С										
на входе...	20	20	25	25	30	30	35	35	40	40
на выходе...	70	70	75	75	80	80	85	85	90	90
Давление греющего пара (при степени сухости 0,98), МПа	0,11	0,11	0,12	0,12	0,13	0,13	0,14	0,14	0,15	0,15

Контрольная работа №3. Вариант 3

Методические указания

Задачи 1-10. Для расчета коэффициента теплоотдачи при пузырьковом кипении воды в большом объеме можно воспользоваться формулой Михеева М.А. (3.15, 3.16) [1].

Задачи 11-20. При решении этих задач необходимо воспользоваться формулами Нуссельта для вычисления коэффициента теплоотдачи при пленочной конденсации чистого неподвижного пара на вертикальных трубах (12.13) и на горизонтальных трубах (12.24). Если физические свойства конденсата будут приниматься при температуре насыщения t_H , то в указанные выше формулы необходимо ввести поправку $\varepsilon_t = \left(\frac{Pr_s}{Pr_w} \right)^{0.25}$ на зависимость физических свойств конденсата от температуры.

мо ввести поправку $\varepsilon_t = \left(\frac{Pr_s}{Pr_w} \right)^{0.25}$ на зависимость физических свойств конденсата от температуры.

Задачи 21-29. При решении этих задач необходимо воспользоваться формулой (10.11) [2], приняв степень черноты окружающей среды $\varepsilon_2 = 1$.

Задача 30. Для решения задачи надо составить уравнение теплового баланса для термопары, считая при этом, что все тепло, полученное ею в результате конвекции от воздуха, отдается путем лучеиспускания холодным стенкам канала.

Задачи 31-37. Расчет теплообмена между телами с плоскопараллельными поверхностями (17.9), экраном между ними (17.20), телами, из которых одно находится в плоскости другого (17.39), в поглощающей среде (18.40) [1].

Задачи 39,40. Методические указания приведены в варианте №1(К.р.№ 3, задача 4).

Задачи

1. Определить коэффициент теплоотдачи и тепловую нагрузку поверхности нагрева при давлении кипящей воды 12 бар и температуре поверхности нагрева 200°C.

2. В электроиспарителе кипит вода при атмосферном давлении. Диаметр электропровода 1,2 мм, удельное электрическое сопротивление $\rho = 1,1 \text{ Ом} \cdot \text{мм}^2 / \text{м}$.

Вычислить наибольшую силу тока, который можно пропустить по проводу при условии, чтобы на поверхности провода сохранился пузырьчатый режим кипения.

3. Определить давление и температуру кипящей воды, если тепловая нагрузка поверхности нагрева $9,9 \cdot 10^4 \text{ Вт} / \text{м}^2$, а ее температура 180°C .

4. Тепловая нагрузка поверхности нагрева равна $8,1 \cdot 10^4 \text{ Вт} / \text{м}^2$, а ее температура 180°C . Найти давление и температуру кипящей воды.

5. Вычислить коэффициент теплоотдачи и тепловую нагрузку поверхности нагрева испарителя при давлении кипящей воды 16 бар и температуре поверхности нагрева 212°C .

6. Тепловая нагрузка поверхности нагрева равна $2,4 \cdot 10^5 \text{ Вт} / \text{м}^2$, а ее температура 190°C . Найти давление и температуру кипящей воды.

7. Вычислить наибольшую силу тока, который можно пропустить по нихромовому проводу, помещенному в воду при условии, чтобы на поверхности провода сохранился пузырьчатый режим кипения. Диаметр провода 1,1 мм, удельное электрическое сопротивление нихрома $\rho = 1,1 \text{ Ом} \cdot \text{мм}^2 / \text{м}$.

8. Тепловая нагрузка поверхности нагрева испарителя равна $2,5 \cdot 10^5 \text{ Вт} / \text{м}^2$, а ее температура 190°C .

Определить температуру и давление кипящей воды.

9. Определить коэффициент теплоотдачи и тепловую нагрузку поверхности нагрева при давлении кипящей воды 12,5 бар и температуре поверхности нагрева 201°C .

10. Вычислить давление и температуру кипящей воды, если тепловая нагрузка поверхности нагрева равна $9,7 \cdot 10^4 \text{ Вт} / \text{м}^2$, а ее температура 179°C .

11. Определить коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося сухого насыщенного водяного пара к вертикальной трубе высотой 1 м, если температура ее поверхности $t_w = 100^\circ\text{C}$, а давление насыщенного пара $p = 1,5$ бар.

12. Определить количество сухого насыщенного пара, которое сконденсируется за 6 ч на горизонтальной трубке диаметром 25 мм и длиной 3 м, если температура поверхности трубки 21°C , а давление пара 0,05 бар.

13. Определить коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося сухого насыщенного водяного пара к горизонтальной трубке диаметром 25 мм, температура поверхности которой $t_w = 100^\circ\text{C}$. Давление насыщенного пара $p = 1,6$ бар.

14. При каком отношении длины трубки к диаметру $\left(\frac{l}{d}\right)$ теплоотдача при пленочной конденсации водяного пара на горизонтальной и вертикальной трубках будет одинаковой?

15. На поверхности горизонтальной трубки, расположенной в верхнем ряду конденсатора паровой турбины, происходит пленочная конденсация сухого насыщенного водяного пара при давлении 0,05 бар.

Наружный диаметр трубки 20 мм, температура ее поверхности 16°C . Вычислить коэффициент теплоотдачи от пара к трубке, а также количество пара, которое сконденсируется за 1 час на 1 пог. м трубки.

16. Найти коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося сухого насыщенного водяного пара к вертикальной трубе высотой 1,2 м, если температура ее поверхности 101°C , а давление пара $p = 1,5$ бар.

17. Определить количество сухого насыщенного водяного пара, которое сконденсируется за 4 ч на горизонтальной трубке диаметром 24 мм и длиной 2 м, если температура поверхности трубки 20°C , а давление пара 0,05 бар.

18. Горизонтальная трубка имеет наружный диаметр 25 мм и температуру поверхности 12°C . На поверхности трубки происходит пленочная конденсация сухого насыщенного водяного пара при давлении $p = 0,045$ бар. Определить ко-

коэффициент теплоотдачи от пара к трубке и количество пара, конденсирующееся за 1 ч на 1 пог. м трубки.

19. На вертикальной трубке длиной 1 м и диаметром 25 мм происходит пленочная конденсация водяного пара. Вычислить, во сколько раз изменится коэффициент теплоотдачи, если трубку расположить горизонтально.

20. На поверхности горизонтальной трубки диаметром 25 мм происходит пленочная конденсация сухого насыщенного водяного пара при давлении $p=0,073$ бар. Температура поверхности трубки 12°C .

Определить коэффициент теплоотдачи от пара к трубке, а также количество пара, которое сконденсируется за 1 ч на 1 пог. м этой трубки.

21. Определить степень черноты поверхности шара, находящегося в большом помещении, если температура поверхности шара 427°C , температура стен помещения 27°C . Количество тепла, теряемое шаром в результате излучения за 1 с, $Q=180$ Вт. Диаметр шара 0,2 м.

22. Определить количество тепла, отдаваемого посредством излучения паропроводом, имеющим температуру и степень черноты поверхности соответственно $t=500^{\circ}\text{C}$ и $\varepsilon=0,8$. Температура окружающей среды 30°C . Диаметр паропровода 0,3 м.

23. Вычислить потерю тепла излучением стального цилиндра диаметром 70 мм и длиной 150 мм, находящегося в большом помещении. Температура поверхности цилиндра и степень черноты соответственно равны: $t=700^{\circ}\text{C}$ и $\varepsilon=0,55$. Температура поверхности стен 20°C .

24. Сосуд, имеющий двойные стенки (дьюаровский сосуд), наполнен жидким кислородом.

Обе стенки сосуда покрыты слоем серебра, степень черноты которого равна $\varepsilon=0,02$. Воздух из объема между стенками откачан. Температура внутренней поверхности внешней стенки равна 23°C , а внешней поверхности внутренней стенки $t=-183^{\circ}\text{C}$.

Вычислить количество тепла, которое проникает в сосуд посредством лучистого теплообмена между стенками.

Поверхности обеих стенок сосуда принять одинаковыми и равными $F = 0,04 \text{ м}^2$.

25. Количество тепла, теряемое 1 пог. м паропровода за 1 с путем излучения, равно $Q = 12000 \text{ Вт/м}$. Температура поверхности паропровода равна 527°C . Температура окружающей среды 27°C . Диаметр паропровода 0,2 м.

Определить степень черноты поверхности паропровода.

26. Определить количество тепла, отдаваемого посредством излучения паропроводом, имеющим температуру и степень черноты поверхности соответственно $t = 470^\circ\text{C}$ и $\varepsilon = 0,75$. Температура окружающей среды 25°C . Диаметр паропровода 0,2 м.

27. Определить теплоотдачу излучением от поверхности отопительного радиатора в помещении. Температура стенок радиатора, практически равная температуре греющей воды, 92°C . Температура стен помещения 15°C . Степень черноты поверхности радиатора 0,9.

28. Вычислить количество тепла, теряемого водой, налитой в цилиндрический термос, при температуре 98°C . Стенки вакуумной промежуточной полости посеребрены: $C = 0,23 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{K}^4$.

Температура наружной поверхности внутренней стенки равна температуре воды, а температура внутренней поверхности наружной стенки 22°C . Диаметр внутренней полости термоса 65 мм, наружный диаметр термоса 80 мм, длина 450 мм. Потери тепла через торцы термоса не учитывать.

29. Вычислить потерю тепла путем лучеиспускания стального шара диаметром 70 мм, находящегося в большом помещении. Температура поверхности и степень черноты соответственно равны: $t = 650^\circ\text{C}$ и $\varepsilon = 0,57$. Температура поверхности стен 15°C .

30. Для измерения температуры горячего воздуха, протекающего по каналу, в поток помещена термопара. Показание термопары равно 197°C . Степень черноты спая термопары и температура стенок канала равны соответственно 0,80 и 103°C . Коэффициент теплоотдачи соприкосновением от потока воздуха к спая термопары

$$\alpha = 45 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Найти ошибку в показании термопары, которая возникает в результате лучистого теплообмена между спаем термопары и стенками канала. Вычислить истинную температуру воздуха, протекающего по каналу.

31. Во сколько раз уменьшится лучистый теплообмен между двумя параллельными стальными пластинами со степенью черноты $\varepsilon = 0,56$, если между ними поместить экран из асбестового картона, обладающего степенью черноты $\varepsilon_s = 0,07$? То же для трех и четырех экранов.

32. Определить коэффициент теплоотдачи путем излучения от дымовых газов к поверхности пучка труб водотрубного котла. Дымовые газы имеют температуру 1030°C и давление 1 бар. Температура наружной поверхности трубок равна 270°C . Центры трубок расположены в вершинах равностороннего треугольника, причем $d=60 \text{ мм}$ и $x=60 \text{ мм}$. Дымовые газы содержат 6% водяного пара и 11% углекислоты. Степень черноты поверхности трубок $\varepsilon_w = 0,8$.

33. Дымовые газы при входе в цилиндрический газоход имеют температуру 970°C , при выходе 800°C . Давление газов 1 бар. Средняя температура поверхности газохода 600°C , степень черноты поверхности $\varepsilon_w = 0,8$. Дымовые газы содержат 8% углекислоты и 11% водяного пара.

Определить количество тепла, передаваемого лучеиспусканием от газов к 1 м^2 поверхности газохода. Диаметр газохода $d=0,7 \text{ м}$.

34. Вычислить, какое количество экранов из медных листов $C_3=0,97 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}^4$ надо поставить между двумя железными стенками $C_1=C_2=4,95 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}^4$, чтобы уменьшить лучистый теплообмен от одной железной стенки к другой в 18 раз.

35. Для измерения температуры горячего воздуха, протекающего по каналу, в поток помещена термопара. Показание термопары равно 155°C . Степень черноты спая термопары и температура стенок канала равны соответственно 0,85 и 120°C . Коэффициент теплоотдачи от потока воздуха к спаю термопары $\alpha = 45 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

Найти ошибку в показании термопары, которая возникает в результате лучистого теплообмена между спаем термопары и стенками канала. Вычислить истинную температуру воздуха.

36. Паропровод с внешним диаметром 18 см проходит сначала по квадратному каналу, имеющему размеры $35 \times 35 \text{ см}^2$, затем по коридору шириной 1,7 м и высотой 2,5 м, и, наконец, по залу шириной 7 м и высотой 5 м. Длины канала, коридора и зала настолько велики по сравнению с их поперечными размерами, что задачу можно рассматривать как двухмерную.

Определить приведенные коэффициенты для всех трех случаев, если для поверхности трубы $C_1 = 4 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}^4$, а для стен во всех трех случаях $C_2 = 4,3 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}^4$. Вычислить потери тепла излучением 1 пог. м паропровода к стенкам квадратного канала, если температура поверхности паропровода 90°C , а температура стенок канала 15°C .

37. Между двумя пластинами со степенью черноты $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0,92$ расположен экран, имеющий степень черноты $\varepsilon = 0,15$. Температуры пластин соответственно равны 285 и 70°C . Определить температуру экрана и количество тепла, передаваемого от горячей пластины к холодной.

38. В газоходе парового котла расположен пучок кипяtilьных труб диаметром $d = 57,5 \text{ мм}$. Трубы расположены по треугольнику, расстояние между поверхностями труб $x = 115 \text{ мм}$. Дымовые газы, омывающие трубы, имеют температуру 980°C , давление $p = 1 \text{ бар}$ и содержат 4% водяного пара и 12% углекислоты. Температура наружной поверхности труб равна 230°C , степень черноты поверхности $\varepsilon_\omega = 0,8$.

Вычислить коэффициент теплоотдачи путем лучеиспускания от газов к трубам.

39. Определить конечные температуры теплоносителей и количество тепла, передаваемое в прямоточном теплообменнике с поверхностью нагрева $F = 2,3 \text{ м}^2$, если коэффициент теплопередачи равен $k = 1300 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$. Начальные температуры горячего и холодного теплоносителей соответственно равны 120 и 20°C , а величины $m_1 \cdot c_{p1}$ и $m_2 \cdot c_{p2}$ равны $m_1 \cdot c_{p1} = m_2 \cdot c_{p2} = 1150 \text{ Вт/К}$.

40. Секундный расход охлаждаемой жидкости в теплообменном аппарате равен $0,1 \text{ кг/с}$, начальная температура жидкости $t_1' = 120^\circ \text{C}$, плотность $\rho_1 = 1100 \text{ кг/м}^3$, удельная теплоемкость $c_{p1} = 3 \text{ кДж/кг} \cdot \text{K}$. Поверхность теплообмена 7 м^2 . Для охлаждения имеется $0,3 \text{ кг/с}$ воды при температуре 5°C . Коэффициент теплопередачи $k = 575 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{K}$. Определить конечные температуры жидкостей и количество передаваемого тепла, если теплообменник выполнен по схеме противотока.

Примерный перечень лабораторных работ

1. Определение коэффициента теплопроводности в стационарном тепловом режиме (пластины, шара).
2. Определение коэффициентов теплопроводности (или температуропроводности) одним из методов регулярного режима.
3. Определение коэффициента теплоотдачи при свободной конвекции.
4. Определение коэффициента теплоотдачи при вынужденной конвекции.
5. Определение коэффициента теплоотдачи при кипении (конденсации).
6. Определение степени черноты твердого тела.
7. Определение угловых коэффициентов на световых моделях.

Литература

1. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. М., Энергоатомиздат, 1981.
2. Краснощеков Е.А., Сукомел А.С. Задачник по теплопередаче. М., Энергия, 1980.
3. Теория тепломассообмена / Под ред. А. И. Леонтьева. М., Высшая школа, 1979.
4. Осипова В.А. Экспериментальное исследование процессов теплообмена. М., Энергия, 1979.
5. Теоретические основы хладотехники. Тепломассообмен / Под ред. Э.И. Гукера. М., Энергия, 1986.
6. Крейт Ф., Блэк У. Основы теплопередачи / Пер. с англ. М., Мир, 1983.
7. Задачник по технической термодинамике и теории тепломассообмена / Под ред. В.И. Крутова и Г. Б. Петражицкого. М., Машиностроение, 1986.
8. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. М., Энергия, 1973.
9. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена. Новосибирск, Наука, 1970.
10. Жуковский В.С. Основы теории теплопередачи. М., Энергия, 1969.
11. Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент. Справочник / Под ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина. М., Энергоатомиздат, 1982.
12. Теплотехнический справочник / Под ред. В. Н. Юренева и П. Д. Лебедева. Т. 2. М., Энергия, 1976.
13. Воскресенский В.В. Тепломассообмен: Методические указания и контрольные задания для студентов-заочников энергетических специальностей вузов 4-е издание. – М.: Высшая школа, 1990.
14. Теплотехника: Учеб. Для вузов. Под ред. В.Н. Луканина 3-е изд. – М.: Высшая школа, 2002.

Таблица для регистрации ответов на вопросы для самопроверки

№ тем	№ вопросов													
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Вв	Д	Н	Д	Н	Д	Н	Д	Д	Н	Н				
1	Н	Д	Н	Д	Н	Д	Д	Н	Д	Д	Н	Д		
2	Д	Н	Н	Д	Д	Н	Д	Н	Д	Д	Д	Н		
3	Д	Н	Н	Н	Д	Д	Д	Н	Н	Н	Н	Н	Д	
4	Н	Н	Н	Д	Н	Д	Д	Д	Н	Д	Д	Н		
5	Д	Н	Д	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Д	Д	Д		
6	Н	Д	Н	Д	Н	Н	Д	Д	Д	Д	Н			
7	Н	Д	Н	Д	Д	Д	Н	Н	Д	Д	Н	Д		
8	Н	Д	Д	Д	Д	Н	Н	Д	Н	Н	Д	Н		
9	Д	Н	Д	Д	Н	Д	Д	Н	Д	Д	Н	Д		
10	Д	Д	Д	Д	Н	Д	Д	Д	Н	Д	Н	Д		
11	Н	Д	Д	Д	Н	Д	Д	Н	Д	Д	Д	Д		
12	Н	Д	Д	Д	Н	Д	Д	Н	Д	Н	Д	Д		
13	Д	Д	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Д	Н		
14	Д	Н	Н	Д	Д	Д	Д	Д	Н	Н	Н	Н		
15	Д	Н	Н	Д	Д	Н	Д	Д	Н	Д	Н	Н		
16	Д	Н	Н	Д	Н	Н	Д	Д	Д	Д	Д	Д		
17	Н	Н	Д	Н	Д	Д	Д	Д	Д	Д	Д	Н	Д	Д

* Ответы: Д – да; Н – нет.

При выводе формулы теплопроводности для плоской стенки коэффициент теплопроводности, который зависит от температуры, дифференциальное уравнение Фурье неприменимо, и в выводе используется непосредственно закон Фурье.

В процессе изучения темы следует усвоить ряд определений, например, коэффициентов теплопроводности, теплоотдачи, теплопередачи, температуропроводности; определение общего и частного термических сопротивлений, термических сопротивлений плоского, цилиндрического и сферического слоев. Нужно знать физический смысл величины, единицу, способ ее определения (способ

определения коэффициента теплоотдачи рассматривается в темах 4 и 6 настоящего курса.).

В процессе теплопередачи термическое сопротивление теплоотдаче рассматривается как термическое сопротивление пограничного слоя, условно отделяющее поверхность стенки от основной массы жидкости. Необходимо разобраться в вопросе о критическом диаметре изоляции, особенно существенном при проектировании изоляции тонких труб. Например, пока внешний диаметр изоляционного слоя меньше расчетного критического диаметра данной изоляции, наложение такой изоляции увеличивает теплопередачу в окружающую среду. Наиболее эффективной является изоляция, критический диаметр которой меньше внутреннего диаметра изоляционного слоя.

Следует усвоить способы интенсификации теплопередачи за счет изменения формы стенки (оребрение) и уметь рассчитывать температуру по длине (высоте) ребер.

Изучая теплопроводность при наличии внутренних источников тепла, следует обратить внимание на особенность формы дифференциального уравнения Фурье, применяемой в этом случае. При анализе результирующих формул, соответствующих случаям пластины, цилиндрического стержня или стенки обратить внимание на определенную общность написания итоговых формул: температурный перепад в телах, нагреваемых внутренними источниками тепла, не зависит от внешних условий, в которых находится тело (от коэффициента теплоотдачи и перепада температур между поверхностью и окружающей средой).

При изучении темы следует освоить такие понятия, как средне логарифмический и местный температурный напоры, определяющий размер и определяющая температура.

Следует усвоить, что различают коэффициенты, теплоотдачи местный (α) и средний ($\bar{\alpha}$) и для обоих случаев применяют разные системы осреднения температурных напоров и определяющих температур.

Типичными режимами конвективной теплоотдачи являются режимы с одинаковой температурой стенки ($t_c = \text{const}$) и режимы с одинаковой плотностью теплового потока ($q_c = \text{const}$). В режимах $q_c = \text{const}$ обычно температурные напоры и определяющие температуры не осредняют, потому что определяют непосредственно местные α и Δt .

В режимах $t_c = \text{const}$ определяют непосредственно и местные, и средние значения коэффициентов теплоотдачи и температурных напоров.

Для местного α расчетным температурным напором является $\Delta t = t_{жс} - t_c$ а определяющими температурами могут быть температуры жидкости $t_{ж}$, стенки t_c или пограничного слоя $t_m = 0,5(t_m + t_o)$. Для среднего α расчетными температурными напорами могут быть: начальный $\Delta t_1 = t_{ж1} - t_{жс2}$ и средний (логарифмический) $\bar{t}_m = t_c + 0,5\Delta t$. При $\Delta t_1 / \Delta t_2 < 2$ средний логарифмический напор вычисляется приближенно: $\bar{\Delta t} = 0,5(\Delta t_1 + \Delta t_2)$.

Определяющими температурами для среднего $\bar{\alpha}$ могут быть средняя температура пограничного слоя $\bar{t}_m = t_c + 0,5\Delta t$ или средняя температура жидкости $\bar{t}_{жс} = t_c + \Delta t$

Теплофизические свойства жидких масел, указанных в условии задачи 1 контрольной работы 2 (Вариант 2), в зависимости от температуры

Обозначения: t – температура; ρ – плотность; C_p – удельная массовая теплоемкость при постоянном давлении; λ – коэффициент теплопроводности; μ – коэффициент динамической вязкости; ν – коэффициент кинематической вязкости; α – коэффициент температуропроводности; β – термический коэффициент объемного расширения; Pr – число Прандтля; P_s – давление насыщенных паров; h' – удельная энтальпия кипящего масла.

Пояснения:

В приведенных ниже таблицах все свойства масел выражены в единицах СИ. Построение таблиц следует общепринятым правилам, однако эти правила не всегда учитываются, что ведет к существенным ошибкам при пользовании таблицами. Следует иметь ввиду, что когда некоторая табличная величина во много раз больше или меньше единицы, то в колонке таблицы приводят ее численное значение, умноженное на определенную степень десяти, указанную в головке таблицы. Это позволяет добиться существенной экономии места без потери точности. Взятое из колонки численное значение следует, естественно, разделить на ту степень десяти, которая указана в головке колонки. Например, в головке колонки для коэффициента кинематической вязкости записано: $\nu \cdot 10^6$, м²/с. Это означает, что в колонке представлены числовые значения, завышенные в 10^6 раз относительно действительного значения коэффициента кинематической вязкости. Следовательно, если, например, при температуре 100 °С в колонке указано число 20,3, то действительное значение $\nu = 20,3 / 10^6 = 20,3 \cdot 10^{-6}$ м²/с. Если в головку вписано $\rho \cdot 10^{-3}$, кг/м³, а в колонке выбрано число, например 0,913, то действительное значение плотности $\rho = 0,913 / 10^{-3} = 913$ кг/м³.

Всегда следует проверять головки колонок при счислении табличных значений, чтобы не ошибиться в порядке искомой величины.

Теплофизические свойства масла МС-30

(см. Теплотехнический справочник, Т.2.М. 1976, с. 161)

t, °C	ρ , кг/м ³	C_p , кДж/[кг·К)	λ , Вт/(м· К)	$\mu \cdot 10^4$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\alpha \cdot 10^8$, м ² /с	$\beta \cdot 10^4$, 1/К	Pr
-10	990,3	1,951	0,136	-	-	7,75	6,24	-
0	903,6	1,980	0,135	-	-	7,58	6,24	-
+10	897,9	2,010	0,135	-	-	7,44	6,31	-
20	892,3	2,043	0,134	10026	1125	7,30	6,35	15400
30	886,6	2,072	0,132	4670	526	7,19	6,38	7310
40	881,0	2,106	0,131	2433	276	7,08	6,42	3890
50	875,3	2,135	0,130	1334	153	7,00	6,46	2180
60	869,6	2,165	0,129	798,5	91,9	6,86	6,51	1340
70	864,0	2,198	0,128	498,3	58,4	6,75	6,55	865
80	858,3	2,227	0,127	336,5	39,2	6,67	6,60	588
90	852,7	2,261	0,126	234,4	27,5	6,56	6,64	420
100	847,0	2,290	0,126	171,7	20,3	6,44	6,89	315
110	841,3	2,320	0,124	132,4	15,7	6,36	6,73	247
120	835,7	2,353	0,123	101,0	12,1	6,25	6,77	193
130	830,0	2,382	0,122	79,76	9,61	6,17	6,82	156
140	824,4	2,420	0,121	61,80	7,50	6,08	6,87	123
150	818,7	2,445	0,120	53,17	6,50	6,00	6,92	108

Теплофизические свойства масла МК

(см. Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент: Справочник. – М., 1982, с. 161)

t, °C	ρ , кг/м ³	C_p , кДж/(кг·К)	λ , Вт/(м·К)	$\mu \cdot 10^4$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\alpha \cdot 10^8$, м ² /с	$\beta \cdot 10^4$, 1/К	P_r
10	911,0	1,645	0,1510	35414	3883	9,94	8,56	39000
20	903,0	1,712	0,1485	18560	1514	9,58	8,64	15800
30	894,5	1,758	0,1461	6180	691,2	9,28	8,71	7450
40	887,5	1,804	0,1437	3031	342,0	8,97	8,79	3810
50	879,0	1,851	0,1413	1638	186,2	8,69	8,86	2140
60	871,5	1,897	0,1389	961,4	110,6	8,39	8,95	1320
70	864,0	1,943	0,1363	603,3	69,3	8,14	9,03	858
80	856,0	1,989	0,1340	399,3	46,6	7,89	9,12	591
90	848,2	2,035	0,1314	273,7	32,3	7,61	9,20	424
100	840,7	2,081	0,1290	202,1	24,0	7,33	9,28	327
110	838,0	2,127	0,1264	145,2	17,4	7,11	9,37	245
120	825,0	2,173	0,1240	110,4	13,4	6,92	9,46	193,5
130	817,0	2,219	0,1214	87,31	10,7	6,69	9,54	160,0
140	809,2	2,265	0,1188	70,34	8,70	6,53	9,65	133,3
150	801,6	2,311	0,1168	56,90	7,10	6,25	9,73	113,5

Теплофизические свойства масла АМТ-300

(см. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: Справочник. – М.,
1983, с. 99)

t, °C	P _s , кПа	ρ, кг/м ³	λ , Вт/(м·К)	h', кДж/кг	C _p , кДж/(кг·К)	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	РГЖ
20	-	959	0,120	31,2	1,60	159	2030
40	-	948	0,119	64,0	1,68	44,6	596
60	-	937	0,117	96,5	1,73	16,8	233
80	-	925	0,115	134,5	1,81	8,46	123
100	-	913	0,114	170,0	1,87	5,17	77,6
120	-	901	0,112	208,2	1,94	4,44	53,8
140	0,9	889	0,111	248,0	2,01	2,47	39,7
160	1,3	879	0,108	288,0	2,08	1,77	29,8
180	1,8	863	0,106	330,0	2,14	1,31	22,9
200	2,8	849	0,104	374,0	2,22	1,09	19,9
220	4,2	835	0,102	418,0	2,28	0,914	16,5
240	6,5	822	0,100	462,0	2,34	0,775	15,0
260	10,2	808	0,099	510,0	2,42	0,663	13,1
280	15,8	794	0,095	556,0	2,48	0,569	11,8
300	24,8	781	0,093	612,0	2,53	0,507	10,8
320	30,9	767	0,091	672,0	2,62	0,465	10,1
340	66,6	753	0,088	715,0	2,68	0,406	9,3
360	90,3	740	0,086	770,0	2,73	0,359	8,5

Электронный учебно-методический комплекс

Практический раздел

ТЕПЛОМАССООБМЕН

Методические указания к расчетно-графической работе

Минск 2024

Вариант 1.

Подобрать нормализованный кожухотрубчатый теплообменник по ГОСТ 14245 – 79, ГОСТ 14246 – 79, ГОСТ 14247 – 79 и выполнить его тепловой и гидравлический расчеты.

Теплообменник предназначен для охлаждения масла типа: МС – 20; МК; трансформаторное масло в количестве: $G_1 = 14; 16; 18; 20$ кг/с от начальной температуры масла $t'_1 = 110$ °С до конечной температуры $t''_1 = 30$ °С. Охлаждение осуществляется водой с начальной температурой $t'_2 = 20$ °С и конечной температурой $t''_2 = 40$ °С.*

Литература:

1. Основные процессы и аппараты химической технологии: Пособие по проектированию/ под. ред. Ю.И. Дытнерского. – М.Химия, 1983 (пример расчета на стр. 32-34).
2. ГОСТ 14245 – 79. Теплообменники кожухотрубчатые с U-образными трубами. Основные параметры и размеры.
3. ГОСТ 14246 – 79. Теплообменники кожухотрубчатые с плавающей головкой. Основные параметры и размеры.
4. ГОСТ 14247 – 79. Теплообменники кожухотрубчатые

*Студенты получают (тянут) трехзначные номера вариантов расчетно-графической работы.

Пример исходных данных по варианту 1, 2, 2. Тип масла: - МС – 20; расход масла $G_1 = 16$ кг/с.

Вариант 2.

Подобрать подогреватель сетевой воды вертикальный (ПСВ) и выполнить его тепловой и гидравлический расчеты. Тепловая мощность (нагрузка) подогревателя: $Q = 18; 22; 24; 26; 28$ МВт. Давление греющего пара $P = 0,15$ МПа, температура греющего пара $t_1 = 130$ °С. Температура сетевой воды на входе в подогреватель: $t'_2 = 55; 60; 65; 68$ °С.

Литература:

1. Назмеев Ю.Г., Лавыгин В.М. Теплообменные аппараты ТЭС: Учебное пособие для ВУЗов – 3-е издание. М.: Издательство МЭИ, 2005 (пример расчета на стр. 73-75).
2. Справочник по теплообменным аппаратам паротурбинных установок / под ред. Ю.М. Бродова. М.: Издательство МЭИ, 2008.
3. Теплообменное оборудование паротурбинных установок: Отраслевой каталог: М.:НИИЭ информэнергомаш, 1984.
4. Сайт Саратовского завода энергетического машиностроения.

*Студенты получают (тянут) трехзначные номера вариантов расчетно-графической работы.

Пример исходных данных по варианту 2,1,3. Мощность подогревателя $Q = 18$ МВт, температура сетевой воды на входе в подогреватель $t'_2 = 65$ °С.

Вариант 3.

Подобрать маслоохладитель марки МБ и выполнить его тепловой и гидравлический расчеты. Исходные данные: марка масла – турбинное 22; расход масла: $G_1 = 30; 32; 52; 78$ т/час. Кратность охлаждения масла $m = 1,6$. Начальная температура масла $t'_1 = 55$ °С, конечная температура масла $t''_1 = 45$ °С. Начальная температура охлаждающей воды $t'_2 = 30; 31; 32; 33$ °С.

Литература:

1. Назмеев Ю.Г., Лавыгин В.М. Теплообменные аппараты ТЭС: Учебное пособие для ВУЗов – 3-е издание. М.: Издательство МЭИ, 2005 (пример расчета на стр. 151-154).
2. Справочник по теплообменным аппаратам паротурбинных установок / под ред. Ю.М. Бродова. М.: Издательство МЭИ, 2008.
3. Теплообменное оборудование паротурбинных установок: Отраслевой каталог: М.:НИИЭ информэнергомаш, 1984.
4. Сайт Саратовского завода энергетического машиностроения.
5. Сайт ЗАО «Донмашстрой».
6. Сайт ЗАО «Сибпромэнерго».

*Студенты получают (тянут) трехзначные номера вариантов расчетно-графической работы.

Пример исходных данных по варианту 3, 2, 3. Расход масла $G_1 = 32$ т/ч; начальная температура охлаждающей воды $t'_2 = 32$ °С.

Вариант 4.

Подобрать подогреватель мазута марки ПМ и выполнить его тепловой и гидравлический расчеты. Исходные данные: марка мазута М-100; расход мазута $G_m = 15; 30; 60; 120$ т/ч. Начальная температура мазута $t'_2 = 60$ °С. Конечная температура мазута: $t''_2 = 105; 110; 115; 120$ °С. Давление греющего насыщенного пара $P = 1,3$ МПа.

Литература:

1. Назмеев Ю.Г., Лавыгин В.М. Теплообменные аппараты ТЭС: Учебное пособие для ВУЗов – 3-е издание. М.: Издательство МЭИ, 2005 (пример расчета на стр. 202-205).
2. Справочник по теплообменным аппаратам паротурбинных установок / под ред. Ю.М. Бродова. М.: Издательство МЭИ, 2008.
3. Теплообменное оборудование паротурбинных установок: Отраслевой каталог: М.:НИИЭ информэнергомаш, 1984.

*Студенты получают (тянут) трехзначные номера вариантов расчетно-графической работы.

Пример исходных данных по варианту 4, 3, 3. Расход мазута $G_m = 60$ т/ч; конечная температура мазута $t''_2 = 115$ °С.

Вариант 5.

Подобрать пластинчатый теплообменник по ГОСТ 15518 – 83 и выполнить его тепловой и гидравлический расчеты. Теплообменник предназначен для охлаждения 75 % фосфорной кислоты. Производительность аппарата по кислоте: $G_1 = 30; 40; 50; 60$ кг/с. Начальная температура кислоты: $t'_1 = 70; 75; 80; 85$ °С. Конечная температура кислоты $t''_1 = 40$ °С. Начальная температура охлаждающей воды $t'_2 = 20$ °С, конечная температура охлаждающей воды $t''_2 = 40$ °С. Рабочее давление в аппарате $P = 0,6$ МПа.

Литература:

1. Пластинчатые теплообменники. Каталог. Издание II. М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1974 (пример расчета на стр. 54-57).
2. ГОСТ 15518 – 83. Аппараты теплообменные пластинчатые. Типы, основные параметры и размеры. Технические требования.

*Студенты получают (тянут) трехзначные номера вариантов расчетно-графической работы.

Пример исходных данных по варианту 5, 2, 4. Производительность аппарата по кислоте $G_1 = 40$ кг/с; начальная температура кислоты $t'_1 = 85$ °С.

Вариант 6.

Для установки охлаждения бензина подобрать теплообменник воздушного охлаждения (ТВО) и выполнить его тепловой и гидравлический расчеты. Производительность установки по бензину: $G_1 = 40; 50; 60; 70$ кг/с. Начальная температура бензина $t'_1 = 155; 160; 165; 170$ °С. Конечная температура бензина $t''_1 = 70$ °С. Расчетная температура наружного воздуха $t'_2 = 25$ °С.

Литература:

1. Пиир А.Э. Основы проектирования высокоэффективных воздухонагревателей: Учебное пособие: - Архангельск: Издательство АГТЭУ, 1998 (пример расчета на стр. 60-64).
2. ГОСТ 25630 – 83. Аппараты воздушного охлаждения горизонтальные. Основные параметры и размеры.

*Студенты получают (тянут) трехзначные номера вариантов расчетно-графической работы.

Пример исходных данных по варианту 6, 3, 1. Производительность установки по бензину $G_1 = 60$ кг/с; начальная температура бензина $t'_1 = 155$ °С.

Вариант 7.

Подобрать пластинчатый теплообменник типа ТАР – 04 для системы горячего водоснабжения (двухходовой) и выполнить его тепловой и гидравлический расчеты. Расход нагреваемой воды: $G_2 = 6; 12; 18; 24$ т/ч. Температура горячей воды на входе: $t'_1 = 60; 65; 70; 75$ °С. Начальная температура сырой воды $t'_2 = 5$ °С, конечная температура сырой воды $t''_2 = 55$ °С.

Литература:

1. Пластинчатые теплообменники. Каталог. Издание II. М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1974 (пример расчета на стр. 54-57).
2. СП 41– 101– 95. Проектирование тепловых пунктов.
3. Сайт ПО «Термоблок».

*Студенты получают (тянут) трехзначные номера вариантов расчетно-графической работы.

Пример исходных данных по варианту 7, 4, 2. Расход нагреваемой воды $G_2 = 24$ т/ч; температура горячей воды на входе $t'_1 = 65$ °С.

Электронный учебно-методический комплекс

Практический раздел

ТЕПЛОМАССООБМЕН

Лабораторный практикум

Минск 2024

Министерство образования Республики Беларусь

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Промышленная теплоэнергетика и теплотехника»

ТЕПЛОМАССООБМЕН

**ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ ДЛЯ СТУДЕНТОВ
СПЕЦИАЛЬНОСТЕЙ**

1 – 43 01 05 Промышленная теплоэнергетика

1 – 43 01 04 Тепловые электрические станции

1 – 43 01 08 Паротурбинные установки атомных электрических станций

**ЧАСТЬ 1
ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ**

Минск
БНТУ
2012

УДК 621.1.016.7 (075.8)

ББК 3131273

Авторы

Н.Н. Сапун, М.А. Ярмольчик

Д.Л. Кушнер, Н.Г. Шевченко

Рецензенты

Н.Б. Карницкий, П.В. Акулич

Сапун Н.Н.

Т.34 Тепломассообмен: лабораторный практикум для студентов специальностей 1 43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика», 1 43 01 04 «Тепловые электрические станции», 1 43 01 08 «Паротурбинные установки атомных электрических станций», ч. 1 Теплопроводность / Н.Н. Сапун [и др.]. – Минск: БНТУ, 2012. - ...

ISBN

Лабораторный практикум составлен в соответствии с программой дисциплины «Тепломассообмен для энергетических специальностей вузов. Даны краткие сведения по тепломассообмену и теплопроводность при стационарном и нестационарном режимах. В лабораторный практикум вложены работы по определению коэффициента теплопроводности различных материалов методом пластины, цилиндра и шара при стационарных условиях , а так же работы по исследованию режимов нагревания тел различной конфигурации при нестационарном режиме.

УДК 621.1.016.7

(075.8)

ББК 31.33 73

Белорусский национальный
технический университет

ВВЕДЕНИЕ

Лабораторные работы являются одной из ключевых составляющих курса «Тепломассообмен». Выполнение лабораторных работ по этому курсу имеет своей целью закрепление теоретических знаний, освоение экспериментальных методик исследования процессов теплопередачи, получение опыта работы с устройствами измерения теплофизических величин; способствует развитию навыков планирования экспериментальных исследований.

Для успешного выполнения лабораторных работ необходимо уверенно ориентироваться в теоретическом описании исследуемых процессов, при этом осознавать то, что теоретическое описание основывается на некоторой идеализации процесса, протекающего на лабораторной установке, и уметь оценивать влияние идеализации на теоретические предсказания. Кроме того, необходимо уметь определять источники погрешностей измерения, связанные с погрешностями средств измерения, несовершенством метода измерений и с условиями измерения физических величин.

Очередная лабораторная работа выдается студенту преподавателем при отсутствии работ, выполненных частично. Выполнение каждой лабораторной работы состоит из трех этапов, каждый из которых отражается в письменном отчете студента.

Первым этапом является подготовка к работе на лабораторной установке. В рамках учебного времени, выделенного на самостоятельную работу по лабораторным работам, студент готовится к проведению эксперимента, пользуясь материалом настоящих указаний и дополнительной литературой. При подготовке необходимо уяснить характер исследуемого теплофизического процесса в общих чертах и в реализации на конкретной установке, разобраться в теоретическом подходе к описанию процесса и быть способным воспроизвести теоретическое описание самостоятельно. Необходимо выяснить, как функционирует и управляется лабораторная установка и каков порядок проведения эксперимента, в том числе:

- какой порядок действий обеспечивает безопасность работы на установке и отсутствие угрозы ее повреждения;
- какие исследования планируются в ходе выполнения работы и какие режимы работы установки необходимы для проведения этих исследований;
- какие условия необходимо соблюдать с целью минимизации погрешностей измерений.

Проделанная работа отражается в первой части письменного отчета, содержащей:

- краткое изложение теоретического описания исследуемого процесса, его основ;
- порядок работы на лабораторной установке;
- таблицу для данных измерений.

В рамках лабораторного занятия преподаватель проверяет готовность к работе на экспериментальной установке и дает допуск к работе. Готовность к выполнению проверяется по первой части письменного отчета, отдельные части которого преподаватель может потребовать изложить устно.

Вторым этапом является собственно работа на установке. Во время работы следует строго следовать порядку проведения эксперимента, в том числе соблюдать условия получения надежных измерительных данных. На данном этапе необходимо получить наглядное представление

о характере протекающего процесса. В ходе выполнения измерений следует оценивать корректность получаемых результатов, отмечать возможные аномалии процесса. Важным условием получения надежных результатов является аккуратное занесение результатов измерения в таблицу. Грубое нарушение правил работы на установке влечет за собой снижение оценки за работу. По завершению работы на установке студент представляет преподавателю вторую часть отчета – заполненную таблицу данных измерений.

Третьим этапом работы является обработка результатов измерений и оформление письменного отчета, проводимое в рамках учебного времени, отведенного на самостоятельную работу по лабораторным работам. Настоятельно рекомендуется проводить этот этап непосредственно после работы на установке. Для углубления понимания процессов, наблюдавшихся в ходе работы на установке, следует найти ответ на основные и дополнительные контрольные вопросы для защиты работы.

Третья часть отчета должна включать:

- результаты обработки опытных данных;
- оценки погрешностей полученных результатов;
- ответы на основные контрольные вопросы к защите работы.

Завершается выполнение работы защитой отчета, в ходе которой студент представляет преподавателю полученные им результаты измерений, промежуточные и конечные результаты их обработки и ответы на контрольные вопросы и обсуждает их с преподавателем.

В ходе защиты оцениваются знания теоретических основ лабораторной работы, корректность проведенных измерений и

результатов их обработки, правильность определения погрешностей результатов, ответы на контрольные вопросы. Проводится обсуждение допущенных ошибок.

Оформлять отчеты по лабораторным работам необходимо в отдельной тетради. Все отчеты должны быть выполнены от руки, графики выполняются вручную на миллиметровой бумаге или строятся с помощью компьютерного программного обеспечения и распечатываются, после чего прикрепляются к отчету.

Сведения о теплофизических свойствах веществ, а так же основные расчетные формулы, необходимые для выполнения лабораторных работ, содержатся [1,2].

1. Основные понятия теории тепломассообмена

При наличии в некоторой среде неоднородного поля температур в ней неизбежно происходит процесс переноса тепла. В соответствии со вторым началом термодинамики этот перенос осуществляется в направлении уменьшения температуры (из области с большей температурой в область с меньшей). Точно так же при наличии в среде неоднородного поля концентраций некоторого i -го компонента смеси происходит процесс переноса массы этой примеси. Этот перенос также происходит в направлении уменьшения концентрации примеси. Процессы переноса тепла и массы (тепло- и массообмен) могут осуществляться за счет различных механизмов. За счет хаотического теплового движения или тепловых колебаний микрочастиц (молекул, атомов, ионов) осуществляется молекулярный (микроскопический) перенос тепла (теплопроводность) или массы (молекулярная диффузия). В движущейся жидкости или газе за счет перемещения объемов среды из области с одной температурой или концентрацией в область с другой происходит конвективный (макроскопический) перенос тепла или массы, который всегда сопровождается процессом молекулярного переноса.

При турбулентном движении жидкости или газа процессы конвективного переноса тепла и массы приобретают настолько специфический характер, что их можно выделить в самостоятельный вид переноса. Этот перенос, обусловленный пульсационным характером турбулентного движения, осуществляется за счет поперечного перемещения турбулентных молей и называется турбулентной или молярной теплопроводностью (диффузией).

Существует еще один механизм переноса теплоты, не имеющий соответствующего аналога в процессах массообмена, – излучение, которое осуществляется в результате испускания, распространения и поглощения электромагнитных волн в определенном диапазоне частот.

Процессы тепло- и массообмена, протекающие в двухфазной системе на границе раздела фаз, например, тепло- и массообмен между жидкостью (газом) и твердой поверхностью, называются, соответственно, теплоотдачей и массоотдачей.

В практике встречаются случаи, когда процессы тепло- и массообмена происходят параллельно, одновременно, например испарение вещества с поверхности при одновременной теплоотдаче к этой поверхности или от нее.

В этих случаях отмечается взаимное влияние процессов тепло- и массообмена. Например, при наличии в бинарной (двухкомпонентной) смеси градиентов температуры происходит разделение компонентов по

молекулярной массе (термодиффузия или эффект Соре). В то же время при наличии массообмена вследствие различия теплоемкостей компонентов смеси возникает диффузионный поток тепла (эффект Дюфо). Кроме того, наличие массообмена на поверхности изменяет граничные условия процесса теплоотдачи. Однако во многих случаях, встречающихся в практике, роль взаимного влияния процессов тепло- и массообмена невелика и им можно пренебречь. Если процессы тепло- и массопереноса протекают независимо один от другого, то описание этих процессов оказывается аналогичным. В дальнейшем мы будем рассматривать их отдельно.

Из курса общей физики известно существование трех видов молекулярного переноса: перенос импульса (трение в ламинарном потоке), перенос тепла (теплопроводность) и перенос массы примеси (концентрационная диффузия). Аналогия между этими процессами заключается в единообразии математической формулировки соответствующих законов: Ньютона для вязкого трения, Фурье для теплопроводности и Фика для концентрационной диффузии.

Закономерности всех трех процессов переноса могут быть обобщены и сформулированы следующим образом: поток субстанции пропорционален движущей силе, а коэффициентом пропорциональности является коэффициент переноса. Движущей силой в каждом случае является градиент объемной плотности соответствующей субстанции. В этой формулировке отражено существо известного в термодинамике необратимых процессов принципа линейности Онзагера, являющегося одним из общих принципов процессов переноса.

Аналогия процессов молекулярного переноса импульса, тепла и массы при определенных условиях приводит к тождественности соответствующих дифференциальных уравнений и позволяет создать общую теорию процессов переноса.

Необходимо отметить, что процессы переноса тепла и массы аналогичны только при отсутствии вторичных эффектов, обусловленных их взаимным влиянием, т. е. термодиффузии и диффузионного переноса теплоты. Практически это означает, что для получения указанной аналогии роль вторичных эффектов тепло- и массообмена должна быть невелика.

Таким образом, если математическая формулировка процессов переноса массы и тепла будет одинаковой, то решение задачи, полученное для одного из процессов (например, теплоотдача при ламинарном обтекании плоской поверхности), может быть использовано

для исследования аналогичного процесса (массоотдачи при ламинарном обтекании плоской поверхности).

В связи с этим в первую очередь нами будут рассмотрены процессы переноса тепла.

Теплопередача является частью общего учения о теплоте, основы которого были заложены еще М. В. Ломоносовым в середине XVIII в., создавшим механическую теорию теплоты и основы сохранения и превращения материи и энергии. С развитием техники и ростом мощности устройств и машин роль процессов переноса тепла в различных теплообменных аппаратах значительно возросла. Окончательное учение о теплоте – теория тепломассообмена сформировалось в самостоятельную научную дисциплину лишь в начале

XX в. Значительный вклад в ее формирование внесли русские ученые М. В. Кирпичев, А. А. Гухман и советские Г. М. Кондратьев, М. А. Михеев, С. С. Кутателадзе. Большое развитие в нашей стране получила теория подобия, являющаяся по существу теорией эксперимента. Теория теплообмена – это наука о процессах переноса теплоты в пространстве с неоднородным распределением температуры. Наблюдения за процессами распространения теплоты показали, что теплообмен – сложное явление, которое можно расчленить на ряд простых, принципиально отличных друг от друга процессов: теплопроводность; конвекция; излучение.

Теплопроводность – процесс переноса теплоты (внутренней энергии), происходящий при непосредственном соприкосновении тел (или частей тела) с различной температурой. Обмен энергией осуществляется микрочастицами, из которых состоят вещества: молекулами, атомами, свободными электронами. За счет взаимодействия друг с другом быстро движущиеся микрочастицы отдают свою энергию более медленным, перенося таким образом теплоту из зоны с более высокой в зону с более низкой температурой. Явление теплопроводности наблюдается во всех телах: жидких, твердых и газообразных.

Конвекция – процесс переноса теплоты, происходящий за счет перемещения больших масс (макромасс) вещества в пространстве, поэтому наблюдается только в жидких и газообразных телах. Объемы жидкости или газа, перемещаясь из области с большей температурой в область с меньшей температурой, переносят с собой теплоту.

Конвективный перенос может осуществляться в результате свободного или вынужденного движения теплоносителя. Свободное движение или естественная конвекция вызывается действием массовых (объемных) сил: гравитационной, центробежной, за счет протекания в объеме жидкости электрического тока. В приближении под жидкостью

мы понимаем любую текучую среду (то, что отлично от твердого тела). Чаще всего в технических устройствах естественная конвекция вызывается подъемной силой, обусловленной разностью плотностей холодных и нагретых частей жидкости. Возникновение и интенсивность свободного движения определяется тепловыми условиями процесса и зависит от рода жидкости, разности температур и объема пространства, в котором происходит конвекция. Вынужденная конвекция вызывается работой внешних агрегатов (насос, вентилятор). Движущая сила при этом непосредственно связана с разностью давлений на входе и выходе из канала, по которому перемещается жидкость.

Радиационный теплообмен (теплообмен излучением) представляет собой перенос теплоты посредством электромагнитного поля. При этом внутренняя энергия одного тела превращается в энергию излучения фотонов, которая распространяется в пространстве и, попадая на другие тела, способные ее поглощать, снова превращается во внутреннюю энергию.

Наблюдаемые в природе и технике явления теплообмена включают в себя, как правило, все элементарные способы переноса теплоты. Иногда

интенсивность некоторых способов переноса тепла невелика по сравнению с другими, ею можно пренебречь, и тогда можно говорить об элементарном процессе теплообмена в чистом виде. Сочетание любых комбинаций элементарных процессов переноса тепла называют сложным теплообменом. Рассмотрим некоторые сложные явления теплообмена, часто встречающиеся на практике.

Теплоотдача или конвективный теплообмен – процесс обмена энергией между движущейся средой и поверхностью твердого тела является сочетанием передачи тепла теплопроводностью в твердой стенке и конвекцией в жидкой среде.

В реальных условиях конвекция теплоты всегда сопровождается молекулярным переносом теплоты, а иногда и лучистым теплообменом. Экспериментальное исследование процесса теплоотдачи позволило установить пропорциональность этого процесса разности температур между стенкой и жидкостью. Коэффициент пропорциональности получил название коэффициента теплоотдачи, который не является теплофизическим свойством вещества, как теплоемкость или плотность, значения которых представлены в справочных таблицах функцией температуры. Факторами, влияющими на коэффициент теплоотдачи, кроме температуры среды, являются, наличие вынужденной или свободной конвекции, их взаимное влияние; внешнее обтекание тела или

движение жидкости в канале (трубе); наличие фазового перехода (кипение, конденсация); род жидкости, свойства стенки.

Теплопередача – процесс передачи тепла между двумя жидкими средами через разделяющую их твердую стенку. Как и в случае теплоотдачи, процесс теплопередачи пропорционален разности температур между двумя жидкими средами, его интенсивность характеризуется коэффициентом теплопередачи, который тоже не является теплофизическим свойством. Для передачи тепла от одной жидкой среды к другой применяют устройства – поверхностные теплообменные аппараты, одним из этапов, проектирования которых является определение коэффициентов теплопередачи.

Радиационно-конвективный теплообмен – процесс передачи тепла от стенки к окружающей среде, который включает в себя все три элементарных процесса передачи тепла. Например, дымовые газы передают тепло поверхностям труб одновременно путем соприкосновения и излучения.

1.1. Теплопроводность при стационарном режиме

На основании представлений современной физики явления природы вообще и теплопроводности, в частности, возможно, описать и исследовать на основе феноменологического и статистического методов.

Метод описания процесса, игнорирующий микроскопическую структуру вещества, рассматривающий его как сплошную среду (континуум), называется феноменологическим. Он дает возможность установить некоторые общие соотношения между параметрами, характеризующими рассматриваемое явление в целом. Феноменологические законы носят общий характер, роль конкретной физической среды учитывается коэффициентами, определяемыми непосредственно из опыта. Достоинством феноменологического метода является то, что он позволяет сразу установить общие связи между параметрами, характеризующими процесс, и использовать экспериментальные данные, точность которых предопределяет и точность самого метода. В то же время сам факт проведения опытов для выявления характеристик физической среды является и недостатком метода, так как этим ограничиваются пределы применения феноменологических законов. Кроме того, современный эксперимент очень сложен и зачастую является дорогостоящим.

Другой путь изучения физических явлений основан на исследовании внутренней структуры вещества. Среда рассматривается как некоторая физическая система, состоящая из большого числа молекул, ионов и

электронов с заданными свойствами и законами взаимодействия. Получение макроскопических характеристик по заданным микроскопическим свойствам среды составляет основную задачу такого метода, называемого статистическим.

Достоинством статистического метода является то, что он позволяет получить феноменологические соотношения на основании заданных свойств микроскопической структуры без дополнительного проведения эксперимента.

Недостатком статистического метода является его сложность, в силу чего получить конечные расчетные соотношения возможно лишь для простейших моделей вещества. Кроме того, для реализации метода требуется задание ряда параметров, определение которых является предметом исследования специальных разделов физики.

В основу исследования процессов теплопроводности положен феноменологический метод. Аналитическая теория теплопроводности игнорирует молекулярное строение вещества и рассматривает его как сплошную среду. Такой подход правомерен, если размеры объектов исследования достаточно велики по сравнению с размерами молекул и расстояниями между ними. В жидкостях и газах чистая теплопроводность может быть реализована при выполнении условий, исключающих перенос тепла конвекцией. Процесс передачи тепла в пространстве и во времени неразрывно связан с распределением температуры, так как любой вид теплообмена может иметь место только при условии, что в различных точках тела (или системы тел) температура неодинаковая.

Температурное поле – совокупность значений температуры во всех точках изучаемого пространства в данный момент времени. Математически оно записывается в виде $t = f(x, y, z, \tau)$. Нахождение температурного поля является главной задачей аналитической теории теплопроводности.

Различают стационарное температурное поле, когда температура во всех точках пространства не зависит от времени, и нестационарное, соответствующее неустановившемуся процессу. В зависимости от количества координат, вдоль которых может изменяться температура тела, различают одномерное, двумерное и трехмерное поля температур.

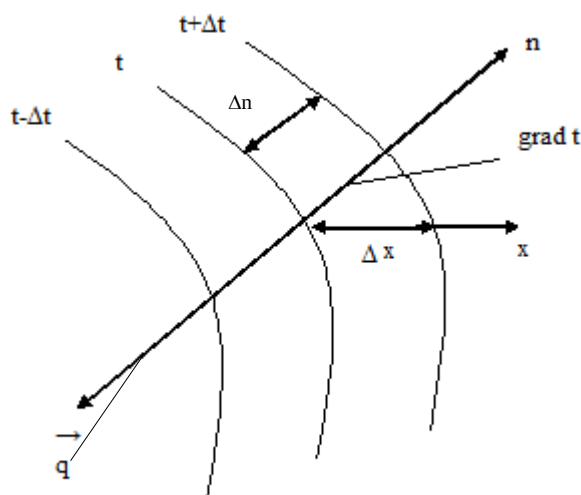


Рис. 1.1

Изотермическая поверхность – геометрическое место точек, температура которых одинакова. Так как одна и та же точка пространства не может одновременно иметь разные значения температуры, то изотермические поверхности не могут пересекаться. Они либо оканчиваются на поверхности тела, либо целиком лежат внутри тела (не могут обрываться внутри тела). Пересечение изотермических поверхностей плоскостью дает семейство изотерм, которые обладают свойствами изотермических поверхностей.

На рис. 1.1 изображено семейство изотерм, отличающихся на Δt . Температура в теле может изменяться только в направлениях, пересекающих изотермические поверхности. Наибольший перепад температуры на единицу длины происходит в направлении нормали к изотермической поверхности.

Градиент температуры $\text{grad } t$ – вектор, направленный по нормали к изотермической поверхности в сторону возрастания температуры и численно равный производной от температуры по этому направлению. Необходимым условием распространения тепла является неравномерность распределения температуры в рассматриваемой среде, поэтому для передачи тепла теплопроводностью необходимо неравенство нулю температурного градиента в различных точках тела.

Тепловой поток Q – количество теплоты, передаваемое в единицу времени через произвольную поверхность.

Плотность теплового потока (удельный тепловой поток) q – тепловой поток, отнесенный к единице поверхности. Это вектор, совпадающий с направлением распространения тепла, т.е. направлен в сторону убывания температуры и ортогонален изотермам.

Исследуя процесс теплопроводности в твердых телах, Фурье экспериментально установил (1822 г.), что количество переданного тепла пропорционально времени, площади сечения, перпендикулярного направлению распространения тепла, и градиенту температуры:

$$dQ_{\tau} = -\lambda \cdot \frac{\partial t}{\partial n} \cdot dF \cdot d\tau \quad (1.1)$$

где λ – множитель пропорциональности, называемый коэффициентом теплопроводности, который является физическим параметром, характеризует способность данного вещества проводить тепло и численно равен количеству теплоты, проходящему в единицу времени через единицу поверхности при градиенте температуры, равном единице.

Разделив правую и левую части уравнения (1.1) на время и площадь поверхности, получим наиболее распространенную формулировку закона Фурье: плотность теплового потока пропорциональна градиенту температуры.

Коэффициент теплопроводности, характеризующий способность данного вещества проводить тепло, в общем случае зависит от структуры, плотности, влажности, давления и температуры. В технических расчетах значения коэффициента теплопроводности берутся из справочных таблиц, в которых, как правило, учитывается зависимость коэффициента теплопроводности от температуры. Большинство этих табличных данных получено в результате измерения теплового потока и градиента температуры в заданном веществе из определения коэффициента теплопроводности:

$$\lambda \equiv \frac{|\vec{q}|}{|\text{grad } t|}.$$

Значения плотности, коэффициента теплопроводности и удельной теплоемкости различных строительных, теплоизоляционных и других материалов представлены в таблице П 1 (Приложение)

Перенос тепла теплопроводностью в газах при обычных давлениях и температурах определяется переносом кинетической энергии теплового движения в результате хаотического движения и столкновения отдельных молекул газа. С изменением давления коэффициент теплопроводности меняется незначительно, а с ростом температуры он увеличивается. Исключением является водяной пар, теплопроводность которого падает с ростом температуры, для которого к тому же проявляется значительная зависимость от давления. Для смесей газов правило аддитивности не действует, коэффициент теплопроводности определяется опытным путем.

Для газов значение коэффициента теплопроводности лежит в диапазоне 0,005–0,5 Вт/(м·К). Самые высокие значения коэффициента теплопроводности имеют водород и гелий.

Механизм распространения тепла в капельных жидкостях можно представить как перенос энергии путем нестройных упругих колебаний. С повышением температуры убывает плотность жидкости и коэффициент теплопроводности (за исключением воды и глицерина), с повышением давления – увеличивается. Для жидкостей коэффициент теплопроводности не превышает 1 Вт/(м·К) и лежит примерно в диапазоне 0,07–0,7 Вт/(м·К).

В металлах переносчиками тепла являются электроны, которые можно уподобить идеальному одноатомному газу. Вследствие движения электронов происходит выравнивание температуры во всех точках нагревающегося или охлаждающегося металла. Свободные электроны движутся во всех направлениях – как из более нагретых областей в холодные, так и в обратном направлении. В первом случае они отдают энергию атомам, а во втором – отбирают. Так как в металлах носителями тепловой и электрической энергии являются электроны, то коэффициент теплопроводности и электропроводность пропорциональны друг другу. При повышении температуры вследствие усиления тепловых неоднородностей рассеивание электронов усиливается. Это влечет за собой уменьшение коэффициентов теплопроводности и электропроводности чистых металлов. Примеси значительно снижают коэффициент теплопроводности, так как структурные неоднородности сильно рассеивают электроны. Например, у чистой меди $\lambda \approx 395$ Вт/(м·К), а у меди с примесями мышьяка $\lambda = 142$ Вт/(м·К). Для сплавов, в отличие от чистых металлов, коэффициент теплопроводности увеличивается с ростом температуры. В целом коэффициент теплопроводности убывает с уменьшением плотности. Наибольшим коэффициентом теплопроводности обладают чистые серебро (421 Вт/(м·К)) и медь (397 Вт/(м·К)), затем идут золото (327 Вт/(м·К)) и алюминий (210 Вт/(м·К)). В среднем коэффициент теплопроводности металлов лежит в диапазоне 20–400 Вт/(м·К).

В диэлектриках теплообмен осуществляется колебаниями атомов кристаллической решетки (фононная теплопроводность), Фонон – квант колебательного движения атомов кристалла.

В неметаллических твердых телах коэффициент теплопроводности растет с увеличением температуры, а также с ростом плотности вещества. Здесь на величину коэффициента теплопроводности оказывают влияние структура, пористость и влажность материала. Многие строительные

материалы являются пористыми, а применение закона Фурье к пористым материалам условно. Его следует понимать следующим образом: такой коэффициент теплопроводности имело бы сплошное тело таких же формы и размеров, а также температурах на границе при прохождении через него такого же количества тепла. Для порошкообразных и пористых тел коэффициент теплопроводности сильно зависит от их объемной плотности – растет с ее увеличением, так как теплопроводность заполняющего поры воздуха существенно меньше теплопроводности твердых компонентов пористого материала. С ростом влажности коэффициент теплопроводности пористых материалов увеличивается в первую очередь за счет конвективного переноса тепла из-за капиллярного движения воды. Для неметаллических твердых материалов коэффициент теплопроводности обычно ниже 10 Вт/(м·К), для строительных и теплоизоляционных материалов составляет 0,02–3,0 Вт/(м·К).

Значения коэффициентов теплопроводности строительных изоляционных и других материалов приведен в приложении (таблица П1).

Изучение любого физического явления сводится к установлению зависимости между величинами, характеризующими это явление. При решении задач, связанных с нахождением температурного поля, необходимо иметь дифференциальное уравнение теплопроводности.

В основу вывода дифференциального уравнения теплопроводности положен закон сохранения энергии: количество тепла dQ , введенное в элементарный объем dv извне за время $d\tau$ вследствие теплопроводности, а также от внутренних источников тепла, равно изменению внутренней энергии вещества, содержащегося в этом объеме:

$$dQ_1 + dQ_2 = dQ,$$

где dQ_1 – количество тела, введенное в элементарный объем dv путем теплопроводности за время $d\tau$; dQ_2 – количество тепла, которое за время $d\tau$ выделилось в элементарном объеме dv за счет внутренних источников тепла; dQ – изменение внутренней энергии вещества, содержащегося в элементарном объеме dv за время $d\tau$. Тогда

$$-\left(\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z}\right) \cdot dv \cdot d\tau + q_v \cdot dv \cdot d\tau = c \cdot p \cdot \frac{\partial t}{\partial \tau} \cdot dv \cdot d\tau$$

Выразим частную производную от температуры по времени:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{1}{c \cdot p} \cdot \left(\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z} \right) + \frac{q_v}{c \cdot p} \quad (1.2)$$

Плотность теплового потока в соответствии с законом Фурье равна $q = -\lambda \text{ grad } t$. Проекция вектора плотности теплового потока на соответствующие координатные оси определим как $q_x = -\lambda \cdot \partial t / \partial x$,

$q_y = -\lambda \cdot \partial t / \partial y$ и $q_z = -\lambda \cdot \partial t / \partial z$. Подставим эти выражения в (1.2) и получим:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{c \cdot \rho} \cdot \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) + \frac{q_v}{c \cdot \rho} \quad (1.3)$$

Если обозначить через оператор Лапласа $\nabla^2 t = \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}$ и

$a = \lambda / (c \cdot \rho)$ – коэффициент температуропроводности, то дифференциальное уравнение теплопроводности (1.3) можно записать как

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \cdot \nabla^2 t + \frac{q_v}{c \cdot \rho} \quad (1.4)$$

Коэффициент температуропроводности характеризует скорость изменения температуры в нестационарных процессах, является мерой теплоинерционных свойств тела. Скорость изменения температуры будет тем выше, чем больше коэффициент температуропроводности, т.е. при прочих равных условиях выравнивание температуры будет происходить быстрее. Также коэффициент температуропроводности зависит от природы вещества: для металлов больше, чем для жидкостей и газов.

В цилиндрической системе координат выражение $\nabla^2 t$ имеет вид

$$\nabla^2 t = \frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 t}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}, \quad (1.5)$$

а в сферической системе координат

$$\nabla^2 t = \frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{1}{r^2 \sin \theta} \frac{\partial \left(\sin \theta \frac{\partial t}{\partial \theta} \right)}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 t}{r^2 \sin^2 \theta \cdot \partial \varphi^2} \quad (1.6)$$

где r – радиус – вектор; θ – широта; φ – долгота.

Дифференциальное уравнение теплопроводности (1.3) выведено на основе общих законов физики и описывает процесс теплопроводности в самом общем виде. Любое дифференциальное уравнение описывает целый класс явлений. Для того, чтобы выделить конкретный рассматриваемый процесс и дать его полное математическое описание, к дифференциальным уравнениям надо присоединить математическое описание всех частных особенностей рассматриваемого процесса. Эти частные особенности, которые совместно с дифференциальным уравнением дают полное математическое описание конкретного процесса теплопроводности, называются условиями однозначности или краевыми условиями и включают:

1) геометрические условия, характеризующие форму и размеры тела, в котором протекает процесс;

2) физические условия, характеризующие физические свойства тела (теплопроводность, теплоемкость, плотность, мощность внутренних источников тепла и т.д.);

3) временные или начальные условия, характеризующие распределение температуры в изучаемом теле в начальный момент времени: при $\tau = 0$ $t = f(x, y, z)$;

4) граничные условия, характеризующие взаимодействие рассматриваемого тела с окружающей средой.

Граничные условия могут быть заданы несколькими способами.

Граничные условия первого рода, в которых задается распределение температуры на поверхности тела для каждого момента времени: $t_c = f(x, y, z, \tau)$; частный случай $t_c = \text{const}$.

Граничные условия второго рода, в которых задается величина теплового потока для каждой точки поверхности тела и для любого момента времени: $q_c = f(x, y, z, \tau)$; частный случай $q_c = \text{const}$. Например, нагревание металлических изделий в высокотемпературных печах.

Граничные условия третьего рода, в которых задается температура окружающей среды $t_{\text{ж}}$ и закон теплообмена между поверхностью тела и окружающей средой в процессе охлаждения и нагревания. Для его описания используется закон Ньютона – Рихмана: плотность теплового потока пропорциональна разности температур поверхности тела t_c и окружающей среды $t_{\text{ж}}$:

$$q = \alpha (t_c - t_{\text{ж}}). \quad (1.7)$$

Здесь α – коэффициент теплоотдачи, характеризующий интенсивность теплообмена между поверхностью тела и окружающей средой. Численно равен количеству тепла, отдаваемому (воспринимаемому) единицей поверхности в единицу времени при разности температур между поверхностью и средой в один градус.

По закону сохранения энергии количество тепла, отводимое с единицы поверхности вследствие теплоотдачи, должно равняться теплу, подводимому к единице поверхности вследствие теплопроводности из внутренних объемов тела, тогда

$$\alpha \cdot (t_c - t_{\text{ж}}) = -\lambda \cdot \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_c$$

или

$$\left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_c = \frac{\alpha}{\lambda} \cdot (t_c - t_{\text{ж}}).$$

Граничные условия четвертого рода характеризуют теплообмен системы тел или тела с окружающей средой по закону теплопроводности (идеальный контакт):

$$\lambda_1 \cdot \left(\frac{\partial t_1}{\partial n} \right)_c = \lambda_2 \cdot \left(\frac{\partial t_2}{\partial n} \right)_c.$$

Таким образом, дифференциальное уравнение совместно с условиями однозначности дают полную математическую формулировку конкретной задачи теплопроводности, которая может быть решена аналитически, численно, экспериментально.

1.2. Нестационарная теплопроводность

Рассмотрим перенос тепла за счет теплопроводности при отсутствии внутренних источников тепла, когда температура системы изменяется не только от точки к точке, но и с течением времени. Такие процессы теплопроводности называют нестационарными. Они имеют место при нагревании (охлаждении) различных заготовок и изделий, при производстве стекла, обжиге кирпича, вулканизации резины, пуске и остановке 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, в металлургии охлаждение брусков и чушек, охлаждение закаливаемой детали и т.д.

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

При нагревании однородного твердого тела в среде с постоянной температурой по мере нагрева температура в каждой точке приближается к температуре нагревающей среды (рис. 1.2). Наиболее быстро изменяется температура точек, лежащих вблизи поверхности тела. С увеличением времени прогрева эта разность будет уменьшаться и теоретически через достаточно большой отрезок времени она будет равна нулю (Рис. 1.2).

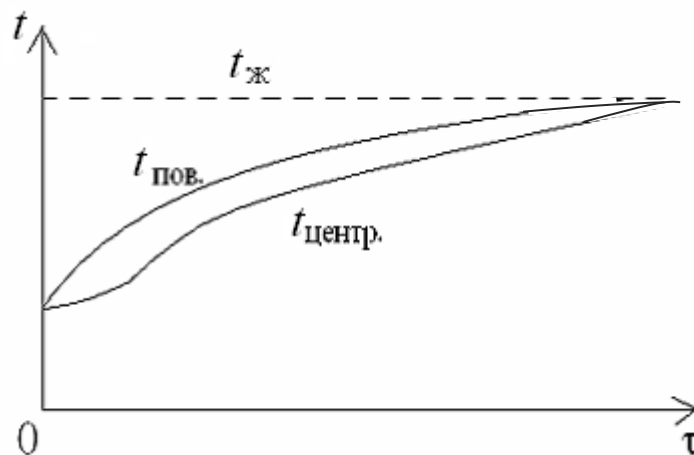


Рис.1.2

По мере прогрева тела количество воспринимаемого тепла сначала увеличивается, достигает максимума, затем уменьшается и в пределе становится равным нулю (рис. 1.3).

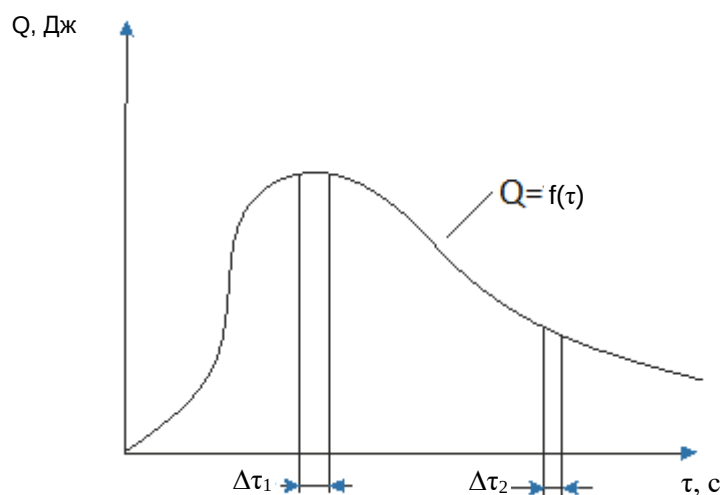


Рис. 1.3. Изменение количества переданной теплоты во времени

Площадь, заключенная между осями координат и кривой, определяет полное количество теплоты, переданное за время τ . Это тепло аккумулируется телом и идет на повышение его теплосодержания:

$$dQ = dV(c \cdot \rho) \Delta t \cdot d\tau \qquad q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n}$$

Аналогичным образом протекает процесс и при охлаждении тела, при этом его теплосодержание уменьшается, а выделенная теплота, передается в окружающую среду, т.е. нестационарный тепловой процесс всегда связан с изменением теплосодержания тела и им обуславливается.

Скорость изменения теплосодержания тела пропорциональна способности материала проводить теплоту (т.е. коэффициенту теплопроводности λ) и обратно пропорциональна его аккумулирующей способности (т.е. $c \cdot \rho$). В целом скорость теплового процесса при

нестационарном режиме определяется значением коэффициента температуропроводности $\alpha = \frac{\lambda}{c \cdot \rho}$. Коэффициент температуропроводности α имеет здесь такое же большое значение, как λ при стационарном режиме распространения теплоты.

Решить задачу нестационарной теплопроводности – это значит найти зависимость измерения температуры и количества переданной теплоты во времени для любой точки тела. Любой процесс нагревания или охлаждения тела можно разделить на три режима:

1. нерегулярный (неупорядоченный) процесс; скорость изменения температуры в отдельных точках различна, тепловая волна еще не охватила тело. Предполагается, что процесс распространения теплоты происходит с конечной скоростью;
2. упорядоченный или регулярный режим, тепловая волна «охватила» все тело, влияние начальных неравномерностей сглаживается, скорость изменения температуры во всех точках тела становится постоянной;
3. стационарный режим – характеризуется постоянством распределения температур во времени.

Если во всех точках тела температура одинакова и равна температуре окружающей среды, то такое состояние называется тепловым равновесием.

В условиях передачи тепла через стенку при внезапном изменении температуры одного из теплоносителей не все тепло будет передаваться через стенку, часть его уйдет на изменение внутренней энергии самой стенки (ее температуры) и только при наступлении стационарного процесса все тепло 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.

Аналитическое описание процесса теплопроводности включает в себя дифференциальное уравнение и условия однозначности.

Запишем дифференциальное уравнение теплопроводности для избыточной температуры при отсутствии внутренних источников тепла:

$$\frac{\partial \vartheta}{\partial \tau} = \alpha \nabla^2 \vartheta \quad (1.8)$$

Условия однозначности задаются в виде

- 1) физических параметров λ, c, ρ ;
- 2) формы и геометрических размеров объекта $l_0, l_1, l_2, \dots, l_n$;
- 3) температуры тела в начальный момент времени $\tau = 0 \quad t = t_0 = f(x, y, z)$;

4) граничных условий, например, третьего рода $\alpha = -\frac{\lambda}{\vartheta_0} \left(\frac{\partial \vartheta}{\partial n} \right)_{n=0}$.

При решении задач нестационарной теплопроводности принято вести расчет избыточной температуры от температуры среды $t_{ж}$. Если t_0 – температура тела в начальный момент времени, а t – текущая температура тела в произвольный момент времени, то текущий температурный напор (избыточная температура) определяется как $\vartheta = t - t_{ж}$, если $t > t_{ж}$, или $\vartheta = t_{ж} - t$, если $t < t_{ж}$. Начальный температурный напор, определяемый как $\vartheta_0 = t_0 - t_{ж}$ или $\vartheta_0 = t_{ж} - t_0$, всегда максимален, с течением времени текущий температурный напор уменьшается от максимального (начального) до нулевого значения при наступлении теплового равновесия.

Безразмерная избыточная температура равна отношению текущего температурного напора к максимальному (начальному) температурному напору:

$$\theta = \frac{\vartheta}{\vartheta_0}$$

С течением времени безразмерная избыточная температура уменьшается от единицы до нуля как в процессах нагревания, так и в процессах охлаждения тел.

Критериальное число Био равно отношению термического сопротивления теплопроводности в твердом теле к термическому сопротивлению теплоотдачи между его поверхностью и охлаждающей (нагревающей) жидкостью, характеризует связь между полем температур в твердом теле и условиями теплоотдачи на его поверхности:

$$Bi = \frac{\alpha l}{\lambda} = \frac{l/\lambda}{1/\alpha}$$

Критерий Фурье, или безразмерное время, характеризует скорость изменения температуры в теле:

$$Fo = \frac{a\tau}{l^2} = \frac{\tau}{l^2/a},$$

где l – характерный размер тела.

Необходимость расчета нестационарного теплообмена определяется его значительностью в рабочем процессе. Так, например, в работе котлов и аппаратов ТЭЦ нестационарный режим возникает при пуске, изменении режима и останове. В работе же нагревательных печей, наоборот, нестационарный режим является рабочим. Необходимо знать время прогрева, температуру, количество переданной теплоты.

2. Лабораторные работы

2.1. Лабораторная работа № 1

Определение коэффициента теплопроводности твердых тел методом пластины

Цель работы

Целью данной работы является углубление знаний по теории теплопроводности, изучение методики экспериментального определения коэффициента теплопроводности λ материалов и получение навыков в проведении экспериментальных научно-исследовательских работ. При выполнении работы необходимо найти значение коэффициента λ исследуемого материала для трех- четырех различных режимов (по мощности нагревателя) и построить график зависимостей λ от температуры материала.

Методика расчета

Сущность экспериментов состоит в измерении теплового потока Q , прошедшего через исследуемые образцы известной площади F и толщины δ , измерении разности температур Δt на поверхностях образцов и последующем вычислении коэффициента теплопроводности λ по уравнению Фурье для стационарного теплового режима:

$$\lambda = \frac{Q\delta}{\Delta t F}, \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)} \quad (2.1)$$

Лабораторная установка

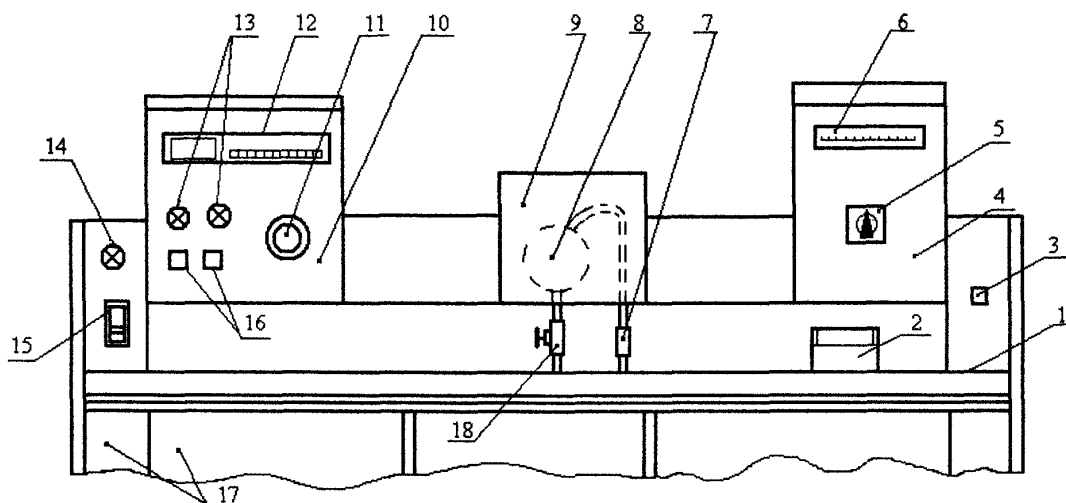


Рис. 2.1. Внешний вид лабораторной установки

1 – стол; 2 – микрокалькулятор; 3 – кнопка включения микрокалькулятора; 4 – блок температуры; 5 – переключатель термопар; 6 – измеритель температуры (прибор МВУ6 – 41 А); 7 – поплавок; 8 – рабочий элемент; 9 – кожух рабочего элемента; 10 – блок мощности;

11 – рукоятка автотрансформатора (ЛАТР – 2М); 12 – вольтметр (прибор Щ 43.18); 13 – сигнальные лампы «Нагрев» и «Перегрузка»;
 14 – сигнальная лампа «Сеть»; 15 – автоматический выключатель «Сеть»;
 16 – переключатель включения и выключения нагревателя; 17 – обшивка;
 18 – кран

Внешний вид лабораторной установки представлен на рис. 1.1., а ее принципиальная схема – на рис. 1.2. Лабораторная установка представляет собой функциональное средство трех систем: системы регулирования и измерения напряжения, подаваемого на электронагреватель 4 (рис. 1.2), системы изменения температуры на поверхностях образцов и системы отвода теплоты от испытуемых образцов (системы охлаждения).

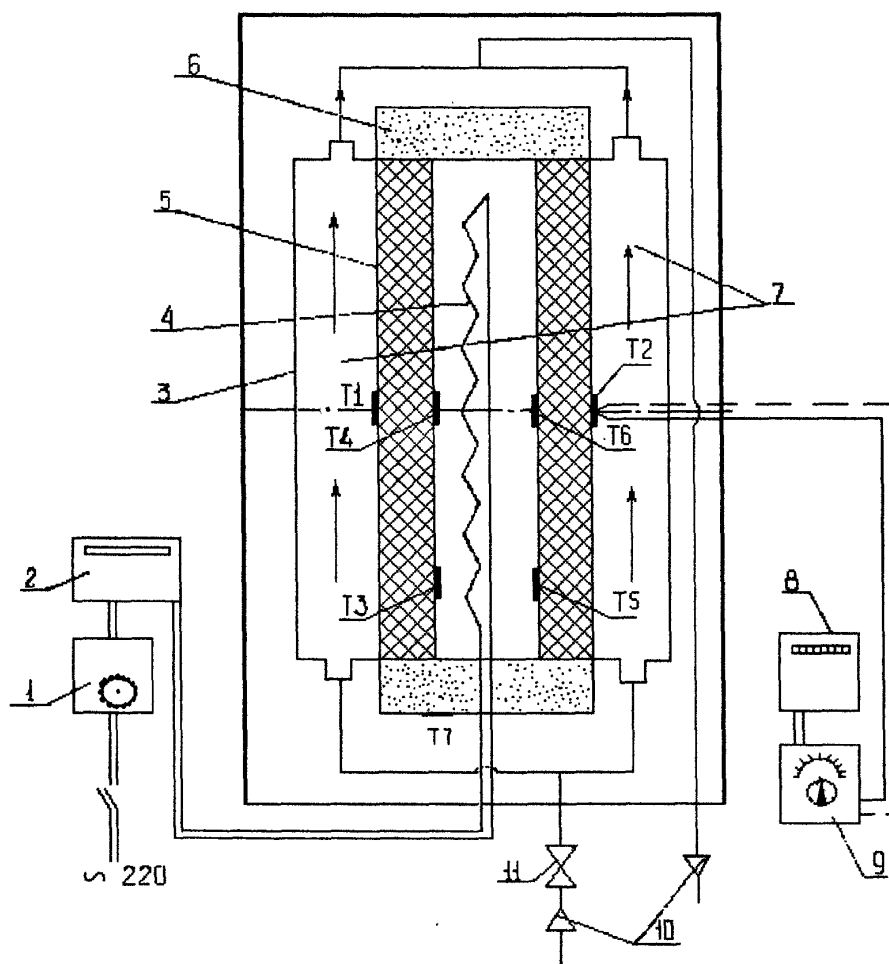


Рис. 2.2 – Принципиальная схема лабораторной установки

1 – автотрансформатор; 2 – вольтметр; 3 – рабочий элемент;
 4 – электронагреватель; 5 – испытуемые образцы; 6 – теплоизоляция;
 7 – холодильник; 8 – измерительный прибор температуры;
 9 – переключатель термопар; 10 – трубы подвода и отвода воды;
 11- кран регулирования расхода воды через холодильники;
 T1-T6, T7 – термопары

Система регулирования и измерения напряжения состоит из задающего автотрансформатора 1 (рис. 1.2) и вольтметра 2. необходимое напряжение на электронагревателе устанавливается поворотом рукоятки автотрансформатора и контролируется вольтметром. Автотрансформатор и вольтметр размещены в блоке мощности 10 (рис.2.1). Там же расположены два переключателя для выключения нагревателя и сигнальные лампы «нагрев» и «перегрузка».

Система измерения температуры состоит из шести термопар $T1 \div T6$ (хромель-копель), установленных на поверхностях образцов (рис. 1.2), и термопары $T7$, установленной вблизи кожуха, переключателя термопар 9 и измерительного прибора 8. Последние образуют блок температуры 4 (рис. 1.1).

Система охлаждения включает в себя холодильники 7, трубопроводы 10 подвода и отвода воды, а также кран регулирования расхода воды 11 (рис. 2.2).

Тепловой поток от нагревателя, проходя через испытуемые образцы, поступает в холодильники и отводится с охлаждающей водой. Включением выключателя 15 (рис. 2.1) 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.

На правой стороне стола установлен микрокалькулятор 2 (рис. 2.1), подключаемый к сети кнопкой 3.

Подготовка установки к работе (выполняет инженер)

1. Проверить исправность заземления.
2. Открыть кран 18 подвода воды (рис. 2.1) и установить расход воды $0,6 \pm 0,02$ м³/ч ($0,17 \pm 0,006$ л/с).
3. Подключить установку к общей сети лаборатории напряжением 220 В.
4. Включить выключатель «сеть» - загорается сигнальные лампы «сеть».
5. Включить прибор 12 блока мощности (рис. 2.1).
6. Убедиться в исправности системы нагрева путем кратковременно (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 и по истечении 30-40 мин, убедившись в стабильности показаний термопар, приступить к записи их показаний в протоколе испытаний (таб. 2.1). Положению переключателя термопар «1», «2», ..., «7» соответствует подключение термопар $T1, T2, \dots, T7$.
3. Повторить предыдущий пункт при других напряжениях. При этом переход на последующий режим осуществлять без перерывов и без отключения питания. Время установления стационарного режима контролировать по стабильности показаний термопар.
4. По окончании эксперимента:
 - а) выключить подачу питания кнопочным выключателем;
 - б) выключит питание выключателем «сеть»;
 - г) закрыть кран подачи воды.

Протокол испытаний

Таблица 2.1

№ опыта (режима)	U_n	Показания термопар							$Q_{подв}$	$Q_{пот}$	λ	σ	t_{cp}
		1	2	3	4	5	6	7					
	В	$^{\circ}\text{C}$							Вт	Вт	Вт/(мК)	%	$^{\circ}\text{C}$
1													
2													
3													

Расчеты

Для каждого режима значение коэффициента теплопроводности подсчитывается по формуле:

$$\lambda = \frac{(Q_{подв} - Q_{пот})\delta}{(\Delta t_1 + \Delta t_2)F}, \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)} \quad (2.2)$$

где $Q_{подв}$ – подведенный тепловой поток, Вт;

$Q_{пот}$ – тепловой поток потерь, Вт;

δ – толщина образцов, м;

$\Delta t_1, \Delta t_2$ – разности температур на образцах, $^{\circ}\text{C}$;

F – площадь образцов, м^2 ;

$$F = 2 \frac{\pi D^2}{4} = 0,5\pi D^2, \text{ м}^2; \quad (2.3)$$

D – диаметр образцов, м.

В данной установке используются образцы следующих размеров:

$$\delta = 5 \text{ мм}, D = 140 \text{ мм}.$$

Остальные величины, входящие в формулу (2.2), определяется следующим образом:

а) Подведенный тепловой поток:

$$Q_{подв} = \frac{U_H^2}{R_H}, \text{ Вт} \quad (2.4)$$

где U_H – напряжение на нагревателе, В;

R_H – сопротивление нагревателя. В данной установке равно 43, 3 Ом.

б) Тепловой поток потерь:

$$Q_{ном} = 2\pi r_{cp} H \frac{\lambda_K}{r_H - r_{BH}} \left(\frac{t_4 + t_6}{2} - t_7 \right), \text{ Вт} \quad (2.5)$$

где r_{cp} , r_H , r_{BH} , H , λ_K – соответственно средний, наружный и внутренний радиусы кожуха, коэффициент теплопроводности материала кожуха. Для данной установки эти величины равны:

$r_{cp} = 168 \text{ мм}$, $r_H = 190 \text{ мм}$, $r_{BH} = 146 \text{ мм}$, $H = 11 \text{ мм}$, $\lambda_K = 0,08 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$;

t_4 , t_6 , t_7 – температуры, измеренные с помощью соответствующих термопар.

После подстановки вышеприведенных численных значений:

$$Q_{ном} = 0,021 \left(\frac{t_4 + t_6}{2} - t_7 \right), \text{ Вт} \quad (2.6)$$

в) Разности температур на образцах:

$$\Delta t_1 = t_4 - t_1; ^\circ\text{C}, \quad (2.7)$$

$$\Delta t_2 = t_6 - t_2; ^\circ\text{C}, \quad (2.8)$$

Относительная погрешность измерения подсчитывается по формуле:

$$\delta = \frac{\Delta\lambda}{\lambda} = \frac{\Delta Q_{подв} + \Delta Q_{ном}}{Q_{подв} - Q_{ном}} + \frac{2\Delta\delta}{\delta} + \frac{\Delta F}{F} + \frac{\Delta(\Delta t_1)}{\Delta t_1} + \frac{\Delta(\Delta t_2)}{\Delta t_2} \quad (2.9)$$

где через « Δ » обозначены абсолютные погрешности соответствующих величин.

Для данной установки выражение для δ принимает вид:

$$\delta = \frac{\Delta\lambda}{\lambda} = \frac{6,5}{Q_{подв} - Q_{ном}} + 0,017 + \frac{1,8}{\Delta t_1} + \frac{1,8}{\Delta t_2} \quad (2.10)$$

Средняя температура материала исследуемых образцов на каждом режиме испытаний подсчитывается по формуле:

$$t_{cp} = \frac{t_1 + t_2 + t_6 + t_4}{4}, ^\circ\text{C} \quad (2.11)$$

После окончания расчетов необходимо заполнить протокол испытаний (табл. 1.1) и построить график зависимости λ от t_{cp} .

Отчет по лабораторной работе должен содержать название и цель работы, основы теории, принципиальную схему лабораторной установки, протокол испытаний, расчеты и график $\lambda = f(t_{cp})$.

При подготовке к выполнению лабораторной работы, а также к ее защите рекомендуется использовать контрольные вопросы.

Контрольные вопросы для защиты работы

1. Какова физическая сущность передачи тепла 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. Как зависит λ от температуры в данном случае? Чем это можно объяснить?
9. Бывают ли иные зависимости λ от температуры?

2.2. Лабораторная работа № 2

Определение коэффициента теплопроводности твердых тел методом цилиндрического слоя

Цель работы

Изучение основного закона теплопроводности и освоение методики измерения коэффициента теплопроводности.

Изучение теоретических основ метода цилиндрического слоя и реализации метода на экспериментальной установке; измерение температурных полей и определение на их основе коэффициента теплопроводности; анализ погрешностей методики и измерений.

Методика расчета

Рассмотрим стационарный процесс теплопроводности в цилиндрической стенке с внутренним радиусом $r = r_1$ и внешним радиусом $r = r_2$. На поверхностях стенки заданы постоянные температуры t_{c1} и t_{c2} . В заданном интервале температур теплопроводность материала стенки постоянна. Температура стенки изменяется только в радиальном направлении: $t = f(t(r))$. Процесс стационарный, объемные источники тепла в цилиндрической стенке отсутствуют. При данных допущениях уравнение теплопроводности (Лапласа) в цилиндрических координатах имеет вид:

$$\nabla^2 t = \frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} = 0 \quad (2.12)$$

Граничными условиями уравнения температуры являются: $t(r_1) = t_{c1}$, $t(r_2) = t_{c2}$. Методом разделения переменных находим решение уравнения (2.12):

$$t = t_{c1} - (t_{c1} - t_{c2}) \frac{\ln(r/r_1)}{\ln(r_2/r_1)} \quad (2.13)$$

и из него – радиальную плотность потока тепла:

$$q_r = -\lambda \frac{dt}{dr} = \frac{\lambda(t_{c1} - t_{c2})}{r \ln(r_2/r_1)}.$$

Находим поток тепла на отрезке цилиндрической поверхности длиной l :

$$Q = q_r \cdot F (F = 2\pi r l)$$
$$Q = 2\pi r l q_r = 2\pi \lambda l \frac{(t_{c1} - t_{c2})}{\ln(r_2/r_1)} \quad (2.14)$$

который, как и следует, не зависит от радиуса. Зная геометрические параметры цилиндрической стенки (радиусы r_1 , r_2 , длину l), температуры внутренней и наружной поверхности и поток тепла, с помощью уравнения (2.14) мы можем определить теплопроводность материала:

$$\lambda = Q \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi l(t_{c1} - t_{c2})}. \quad (2.15)$$

Лабораторная установка

Принципиальная схема экспериментальной установки изображена на рис. 2.3

На стенде смонтированы два полых цилиндра, заполненных различными материалами. Полые цилиндры (элемент № 1 и № 2) образованы двумя соосно расположенными металлическими трубами, зазор между которыми заполнен испытуемыми материалами. Во внутренних трубах расположены нихромовые нагревательные элементы. (НЭ5 и НЭ6).

Мощность, потребляемая электронагревателем, измеряется ваттметрами PW 5 и PW 6. Тепловой поток равномерно распределяется по длине цилиндров и при стационарном режиме вся теплота, выделяемая в электронагревателе, проходит через цилиндрическую поверхность исследуемого материала.

Температура внутренней и наружной поверхностей цилиндров измеряются термопарами T21 T36

Расчетные размеры элементов (образцов):

- внутренний диаметр полого цилиндра $d_1 = 13,3$ мм;
- наружный диаметр полого цилиндра $d_2 = 36$ мм;
- длина экспериментального участка $l = 626$ мм.

Порядок работы

По заданию преподавателя выбирается нужный образец для исследования или оба образца.

Выключателем В включаются электрические нагревательные элементы НЭ5, НЭ6 и регуляторами напряжения Р5, Р6 устанавливаются определенные значения мощности нагревателей. Значение мощности измеряется ваттметрами PW 5 и PW 6.

После достижения стационарного режима, при котором показания измерительных приборов сохраняются неизменными, производится запись показаний термопар в протокол (таблица 2.2) через равные промежутки времени между замерами (3 минуты).

По заданию преподавателя эксперименты могут проводиться на нескольких стационарных режимах.

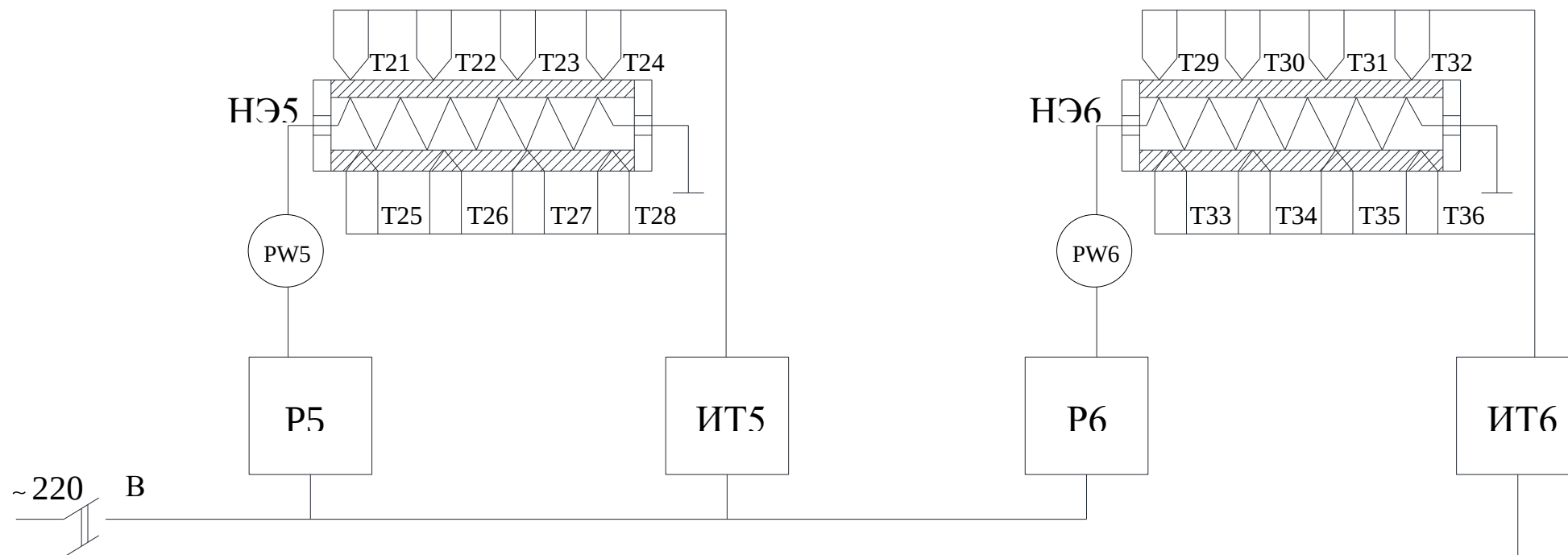


Рис. 2.2. Принципиальная схема лабораторной установки

P5, P6 – регулятор напряжения

PW5, PW6 – измерители мощности (ваттметра)

HЭ5, HЭ6 – нагреватели элемента

ИТ5, ИТ6 – измерители температуры

В – выключатель

T 21...T36 – термопары

Протокол испытаний

Таблица 2.2

Режим 1																
Наименование величин	Элемент 1								Элемент 2							
	Наружная поверхность				Внутренняя поверхность				Наружная поверхность				Внутренняя поверхность			
	Замеры	1	2	3	Замеры	1	2	3	Замеры	1	2	3	Замеры	1	2	3
Тепловой поток $Q, \text{Вт}$	PW5								PW6							
Температуры поверхностей цилиндров	T21				25				29				33			
	T22				26				30				34			
	T23				27				31				35			
	T24				28				32				36			
Средние значения температур поверхности цилиндров	t_{c2}				t_{c1}				t_{c2}				t_{c1}			
Коэффициент теплопроводности $\lambda, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$																

Расчеты

Коэффициент теплопроводности рассчитывается по формуле (2.15). Тепловой поток определяется по данным электрических измерений.

Температуры стенок определяются путем усреднения показаний термопар для первого элемента:

$$t_{c1} = \frac{t_{25} + t_{26} + t_{27} + t_{28}}{4}$$

$$t_{c2} = \frac{t_{21} + t_{22} + t_{23} + t_{24}}{4}$$

второго элемента:

$$t_{c1} = \frac{t_{33} + t_{34} + t_{35} + t_{36}}{4}$$

$$t_{c2} = \frac{t_{29} + t_{30} + t_{31} + t_{32}}{4}$$

Результаты расчета коэффициентов теплопроводности образцов заносятся в таблицу 2.2.

Оценка точности измерений

Относительная погрешность при определении коэффициента теплопроводности методом цилиндрического слоя вычисляется по формуле

$$\delta = \frac{\Delta\lambda}{\lambda} = \frac{\Delta W}{W} + \frac{2\Delta d}{d \ln \frac{d_2}{d_1}} + \frac{\Delta l}{l} + \frac{2\Delta t}{t_{c1} - t_{c2}}$$

где ΔW , Δd , Δl , Δt - абсолютные погрешности измерения мощности, диаметра, длины и температуры.

Контрольные вопросы для защиты работы

1. Опишите этапы вывода уравнения для потока тепла через цилиндрическую стенку.
2. Каким образом методика данного эксперимента обеспечивает выполнение условия $t = t(r)$?
3. Какие материалы имеют коэффициенты теплопроводности, близкие по порядку величины к измеренным?
4. Перечислите погрешности, связанные с неидеальностью реализации методики определения коэффициента теплопроводности. Назовите наиболее существенные из них.
5. Перечислите инструментальные погрешности, присущие данной экспериментальной установке. Назовите наиболее существенные из них.

6. Проанализируйте поведение уравнения для потока тепла через цилиндрическую стенку при устремлении к бесконечности радиуса наружной стенки. Сформулируйте физическую интерпретацию этого поведения.

7. Перечислите погрешности метода определения коэффициента теплопроводности. Назовите наиболее существенные из них.

8. Пусть измерения проведены до того, как установится стационарный режим. Будет ли значение коэффициента теплопроводности, рассчитанное по данным этих измерений, завышенным или заниженным по сравнению с действительным? Обоснуйте ответ.

9. Вам необходимо измерить теплопроводность некоторого материала с помощью данной лабораторной установки. Каков будет Ваш порядок действий?

10. Сделайте свои предложения по снижению погрешности определения коэффициента теплопроводности.

2.3. Лабораторная работа № 3

Определение коэффициента теплопроводности строительного материала методом шара

Особенность настоящего метода заключается в том, что при шаровой форме слоя материала и внутреннем расположении нагревателя вся теплота проходит сквозь исследуемый материал, т.е. отсутствуют ее потери, каковые имеют место при некоторых других методах исследования теплопроводности

Цель работы – экспериментальное определение коэффициента теплопроводности сыпучего материала методом шара.

Методика расчета

Шаровой слой образован двумя шарами, расположенными один внутри другого. Во внутреннем шаре находится электронагреватель.

Мощность электронагревателя определяется из выражения:

$$N = IU, \text{ Вт} \quad (2.16)$$

где: I - сила электрического тока, А;

U - падение напряжения на нагревателе, В.

Тепловой поток, проходящий через шаровую стенку, определяется уравнением:

$$Q = \frac{2\pi\lambda}{\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2}} (t_{c1} - t_{c2}), \text{ Вт} \quad (2.17)$$

где: d_1, d_2 - внутренний и наружный диаметры шарового слоя, м;

t_{c1}, t_{c2} - температуры внутренней и наружной поверхности слоя исследуемого материала, °С.

При стационарном режиме вся теплота, выделяемая электронагревателем, пройдет через шаровой слой и, следовательно, можно приравнять выражения (2.16) и (2.17), т.е.:

$$N = Q, \quad (2.18)$$

Лабораторная установка

Экспериментальная установка (рис. 3) представляет собой полный металлический шар (1), внутри которого размещен шар меньшего диаметра (2) таким образом, что их центры совпадают. В пространство между шарами помещен испытуемый материал (3). В шаре (2) расположен электронагреватель (4). Для измерения силы тока служит амперметр (5), а напряжения – вольтметр (6).

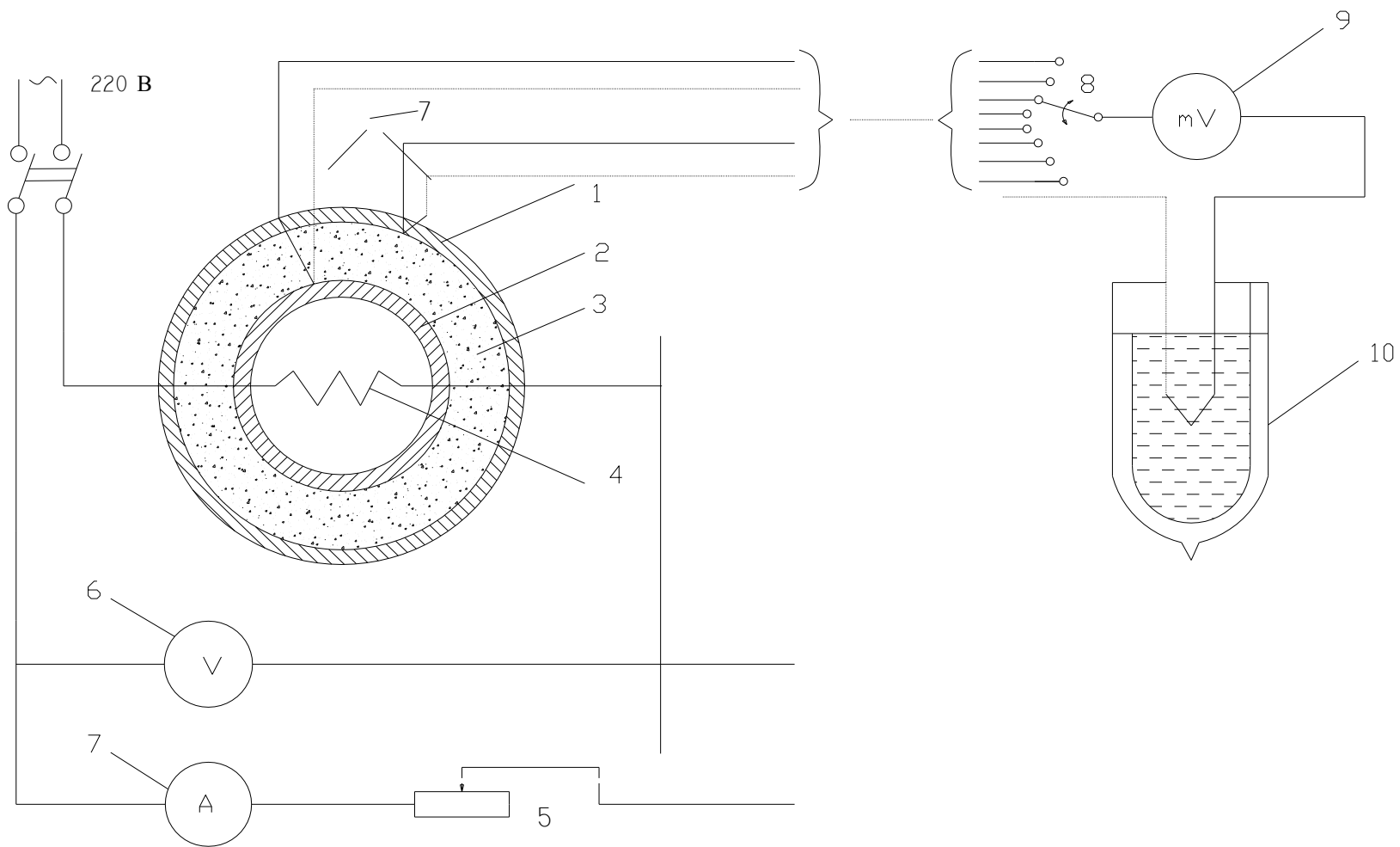


Рис. 2.3. Принципиальная схема лабораторной установки

Температуры внутренней наружной поверхностей исследуемого материала измеряются хромель-алюминевыми термопарами (7) и цифровым милливольтметром (9). Холодные спаи термопар помещены в сосуд Дюара (10). Поочередное подключение термопар к милливольтметру осуществляется переключателем (8).

Внутренний диаметр шара $d_1 = 50$ мм , наружный диаметр шара $d_2 = 91$ мм

Порядок работы

Включается электронагреватель и установка прогревается до стационарного теплового режима.

Последовательно подключая термопары, снимают показания милливольтметра с интервалом между сериями замеров в две минуты. Одновременно снимают показания амперметра и вольтметра.

Результаты измерений вносят в следующую таблицу:

Протокол испытаний

Таблица 2.3.

№ п/п	I, А	U, В	Показания милливольтметра, мВ				Т _{п1} , К	Т _{п2} , К
			Термопары					
			1	2	3	4		

Расчеты

Находят средние значения измеренных величин. Затем осредняют показания милливольтметра в отдельности для внутренней и наружной поверхности.

По градуировочной таблице переводят милливольты в градусы Цельсия, определяя температуры t_{c1} и t_{c2} . При этом необходимо учитывать температуру холодных спаев термопар.

По формуле (2.16) вычисляется мощность, потребляемая электронагревателем. Из уравнения (2.17), принимая во внимание равенство (2.18), определяется коэффициент теплопроводности λ .

Оценка точности измерений.

Относительная погрешность при определении коэффициента теплопроводности вычисляется по формуле:

$$\varepsilon_{\lambda} = \frac{\Delta I}{I} + \frac{\Delta U}{U} + \frac{2\Delta d_1}{d_2 - d_1} + \frac{\Delta d_1}{d_1} + \frac{\Delta d_2}{d_2} + \frac{2\Delta T}{T_{n1} - T_{n2}},$$

где через « Δ » обозначены абсолютные погрешности соответствующих величин.

Полученное значение коэффициента теплопроводности сравнивается с табличными значениями λ для различных материалов (Таблица П 1) и дается оценка теплофизических свойств исследуемого материала.

Контрольные вопросы для защиты работы

1. В чем отличие между методологическим и статистическим методами описания тепловых процессов?
2. Дайте определение изотермической поверхности и изотермы.
3. Перечислите диапазон значений коэффициента теплопроводности металлов, неметаллов, жидкостей и газов.
4. Перечислите состав краевых условий (условий однозначности).
5. Как записываются дифференциальные уравнения теплопроводности при стационарном режиме для полой шаровой стенки в сферических координатах.
6. Как изменяется температура в шаровой стенке (по какому закону)?
7. Как определяется плотность теплового потока через внутреннюю и наружную поверхность шара?
8. Объясните методику определения коэффициента теплопроводности в данной лабораторной работе.

2.4. Лабораторная работа № 4

Исследование процесса нагревания тел различной конфигурации

Цель работы:

Освоение методики расчета процессов нестационарной теплопроводности в телах различной формы:

а) расчет коэффициента теплоотдачи α и построение приближенного распределения температуры по сечению неограниченной пластины;

б) расчет температур на поверхности и в центре цилиндра конечной длины, сравнение полученных значений с экспериментальными данными.

Методика расчета:

Теория обработки эксперимента – теория подобия – позволяет из дифференциального уравнения теплопроводности и условий однозначности получить зависимость вида:

$$\theta = f(Bi, Fo, X) \quad (2.19)$$

где θ – безразмерная температура;

Bi – число Био;

Fo – число Фурье;

X – безразмерная координата.

Здесь безразмерная температура:

а) при нагревании тела

$$\theta = \frac{t_{ж} - t}{t_{ж} - t_0} \quad (2.20)$$

б) при охлаждении

$$\theta = \frac{t - t_{ж}}{t_0 - t_{ж}} \quad (2.21)$$

где t – искомая температура;

t_0 – начальная температура тела;

$t_{ж}$ – температура окружающей среды.

Число Био, характеризующее относительную интенсивность теплообмена, представляет безразмерный комплекс вида

$$Bi = \frac{\alpha l}{\lambda}, \quad (2.22)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);

λ – коэффициент теплопроводности тела, Вт/(м·К);

l – характерный размер тела, м.

В условиях симметричного нагрева в качестве характерного размера выбирается половина толщины пластины, а для цилиндра или шара – радиус.

Число Фурье представляет собой безразмерное время. Оно рассчитывается по формуле:

$$Fo = \frac{a \tau}{l^2}, \quad (2.23)$$

где a – коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$;

τ – время, с;

l – характерный размер тела, м.

В зависимости от постоянной поставленной задачи любое из чисел подобия, входящих в (2.19), может быть либо определяющим, либо определяемым. Число подобия, которое рассчитывается по заданным в условии задачи величинам, называют определяемым. Определяемое число подобия включает в себя искомую величину.

С целью упрощения решения задач нагрева и охлаждения тел зависимость (2.19) обычно представляют в виде специальных графиков. Они имеются для неограниченной пластины, бесконечной длины цилиндра и шара.

Лабораторная установка

Лабораторная установка (рис. 2.4) состоит из муфельной печи 1, с автоматическим регулятором температуры 2, электронного потенциометра 10 типа КСП-4, двух образцов – пластины 3 и цилиндра 6 с зачеканенными хромель – алюминиевыми термопарами 4, 5 и 7, 8. Для измерения температуры внутри печи служит термопара 9. Размеры пластины – 100 x 100 x 10 мм, а цилиндра – диаметр 50 мм и длина 60 мм.

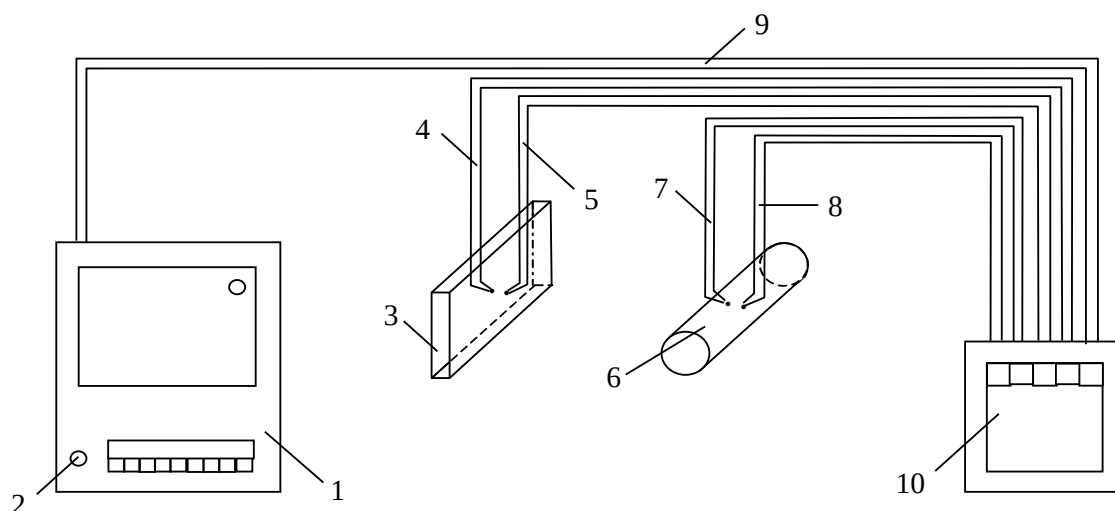


Рис. 2.4. Принципиальная схема лабораторной установки

Пластина, толщина которой в десять раз меньше двух других размеров, рассматривается как неограниченное тело. Диаметр цилиндра

сопоставим с его длиной, поэтому второй образец считаем цилиндром ограниченных размеров.

Прядок работы

Муфельная печь 1 включается в электрическую сеть 220 В. С помощью регулятора 2 устанавливается температура в печи порядка 700...770 °С. После того, как печь разогреется до заданной температуры, в нее помещают пластину и цилиндр. Одновременно подключают к автоматическому потенциометру через колодочный разъем термопары, установленные в образцах, и включают в работу потенциометр 10.

Скорость движения диаграммной ленты задается равной 600 мм/ч.

В процессе нагревания образцов осуществляется запись их температур. Причем термопара 4 фиксирует температуру в середине пластины, а термопара 5 – на ее поверхности. Термопара 7 предназначена для измерения температуры по оси цилиндра на расстоянии 30 мм от торцов, а термопара 8 укреплена на поверхности цилиндра посередине его длины. Точки, отмечаемые на диаграмме, соответствуют номерам термопар.

Опыт продолжается 12 минут. Затем отключают печь и потенциометр. Анализируют записи температур на диаграмме.

Необходимые для расчета теплофизические параметры образцов следует взять из справочной литературы и внести в таблицу 1.

Теплофизические свойства образцов

Таблица 2.4

Форма образца	Свойства образца			
	Коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м·К)	Удельная теплоемкость C , Дж/(кг·К)	Плотность ρ , кг/м ³	Коэффициент температуропроводности α , м ² /с
Пластина				
Цилиндр				

На диаграмме потенциометра $T\tau$ наносят оси координат с указанием масштаба измеренных величин. Переносят полученные данные для моментов времени 3 и 9 в таблицу 2.5.

Протокол испытаний

Таблица 2.5

Форма образца	№ п/п	τ , с	t_0 , °C	$t_{ж}$, °C	t_4 , °C центр	t_5 , °C поверхн.	середина (центр) X=0			поверхность X=1		
							$\theta_{ц}$	Fo	Bi	θ_n	Fo	Bi
Пластина	1	0										
	2	180										
	3	360										
	4	540										
	5	720										
Цилиндр					$t_7, ^\circ\text{C}$	$t_8, ^\circ\text{C}$						
	1	0										
	2	180										
	3	360										
	4	540										
	5	720										

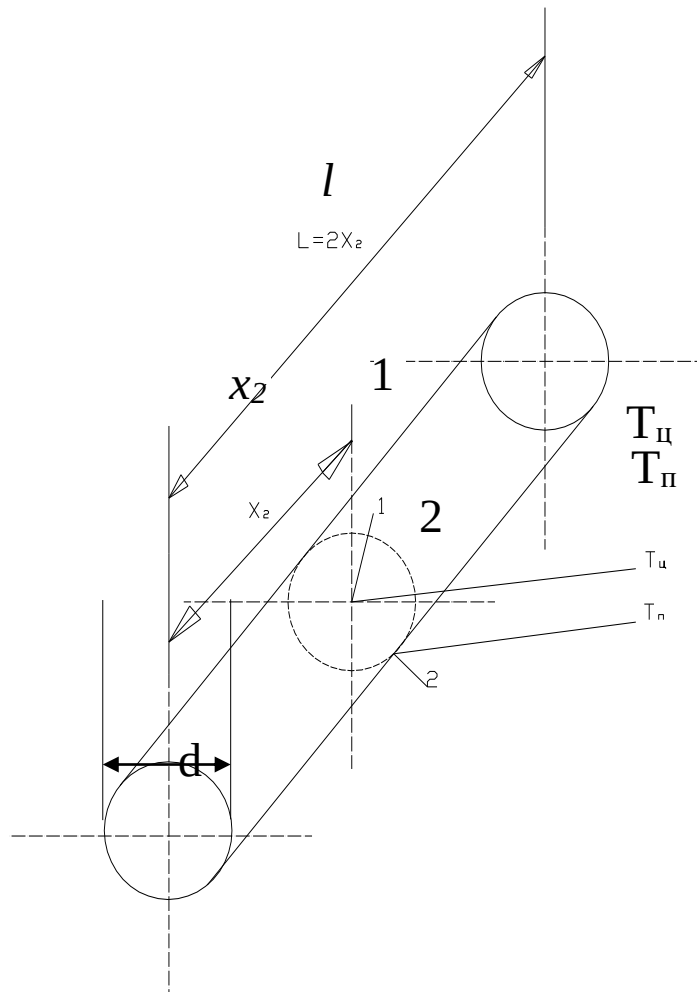
Для указанных моментов времени рассчитывают величину безразмерной температуры в центре пластины $\theta_{ц}$ по формуле (2.20), в которой вместо искомой температуры t подставляют $t_{ц}$ (t_4). По формуле (2.22), определяют число Фурье и записывают результаты расчетов в таблицу 2.5.

По полученным значениям $\theta_{ц}$ и Fo с помощью графика для относительной избыточной температуры в середине пластины [1,2] находят число Bi и также вносят в таблицу 2.5

Аналогично выполняют расчеты для поверхности пластины. По θ_n и Fo определяют число Bi и вносят его в таблицу. График для относительной избыточной температуры на поверхности пластины приведен в [1,2].

Воспользовавшись формулой (2.22), находят значения коэффициента теплоотдачи на поверхности пластины для начального момента времени $\tau_1 = 180$ с (α_1) и для конечного момента времени $\tau_2 = 720$ с (α_2). Затем рассчитывают значение среднего коэффициента теплоотдачи на поверхности пластины за весь период нагрева. $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2 / 2$.

По экспериментальным данным в определенном масштабе на миллиметровой бумаге строят приближенное температурное поле пластины (рис. 2.5) для момента времени $\tau_2 = 720$ с. С этой целью изображают пластину в разрезе, находят расстояние $\frac{\lambda}{\alpha}$ от поверхности пластины до направляющих точек O_1 и O_2 , лежащих на уровне температуры среды в печи $t_{ж}$. расстояния будут одинаковыми вследствие симметричного нагрева пластины. Откладывают величины t_n (на поверхности пластины) и $t_{ц}$ (по оси) для данного

[illegible]

Необходимо рассчитать температуры по оси на поверхности цилиндра в центре в центральной его части (рис 6) для момента времени τ_2 . Цилиндр конечных размеров можно рассматривать как тело, образованное пересечением взаимно перпендикулярных бесконечно длинного цилиндра диаметра d и неограниченной пластины, толщина которой равна конечной длине цилиндра.

Относительную избыточную температуру $\left(\frac{t_{\text{с}} - t_{\text{ц}}}{t_{\text{с}} - t_{\text{о}}} \right)_{\text{ц.пл}}$ центральной

точки на оси цилиндра находим в виде произведения относительных избыточных температур этой точки, полученных для бесконечно длинного цилиндра и неограниченной пластины, т.е.

$$\left(\frac{t_{\text{с}} - t_{\text{ц}}}{t_{\text{с}} - t_{\text{о}}} \right)_{\text{кон.ц}} = \left(\frac{t_{\text{с}} - t_{\text{ц}}}{t_{\text{с}} - t_{\text{о}}} \right)_{\text{ц}} \cdot \left(\frac{t_{\text{с}} - t_{\text{ц}}}{t_{\text{с}} - t_{\text{о}}} \right)_{\text{пл}} \quad (2.24)$$

Для соответствующей точки на поверхности короткого цилиндра будем иметь:

$$\left(\frac{t_{\text{с}} - t_{\text{п}}}{t_{\text{с}} - t_{\text{о}}} \right)_{\text{кон.пл}} = \left(\frac{t_{\text{с}} - t_{\text{п}}}{t_{\text{с}} - t_{\text{о}}} \right)_{\text{ц}} \cdot \left(\frac{t_{\text{с}} - t_{\text{п}}}{t_{\text{с}} - t_{\text{о}}} \right)_{\text{пл}}, \quad (2.25)$$

По имеющимся данным (табл. 2.4 и 2.5) рассчитываем значения чисел Bi и Fo для цилиндра бесконечной длины (характерный размер d). При этом используем величину коэффициента теплоотдачи α , полученную при нагревании пластины. Затем по графикам [1,2] находим относительные избыточные температуры по оси $\theta_{\text{ц}}$ и на поверхности $\theta_{\text{п}}$ цилиндра.

Аналогичным образом находим относительные температуры для пластины. Характерным размером которой в этом случае будет, равный половине толщины пластины.

Полученные значения относительных температур для цилиндра и пластины подставляем в уравнения (2.24) и (2.25). Откуда находим температуры центра $t_{\text{ц}}$ и поверхности $t_{\text{п}}$ цилиндра конечных размеров.

Контрольные вопросы для защиты работы

1. Приведите параметры периодических нестационарных процессов теплопроводности.
2. Приведите примеры и охарактеризуйте особенности процессы нестационарной теплопроводности при стремлении тела к тепловому равновесию.
3. Дайте определение чисел подобия Био и Фурье, поясните их физический смысл.
4. Что такое избыточная температура и безразмерная избыточная температура?

5. Запомните решение дифференциального уравнения нестационарной теплопроводности в безразмерном виде, поясните его структуру.

6. Как определить время необходимое для прогрева середины пластины до заданной температуры в случае $Fo > 0,3$?

7. Почему распределение температуры в теле представляют в безразмерном (критериальном) виде:

$$Q = f(X, Bi, Fo)?$$

8. В каком случае можно определить температуру центра или поверхности пластины или цилиндра при помощи номограмм?

9. Охарактеризуйте зависимость температурного поля в телах различной формы от величины числа Био.

10. Схематически изобразите распределение избыточной температуры для бесконечной пластины в зависимости от диапазона значений числа Био.

2.5. Лабораторная работа № 5

Определение коэффициента теплопроводности методом регулярного режима

Цель работы

Ознакомление с основными зависимостями для регулярного режима, а также экспериментальное определение коэффициентов температуропроводности и теплопроводности с использованием этого метода.

Характерная особенность нестационарной теплопроводности - аккумуляция телом теплоты при нагревании или уменьшение его теплосодержания в результате охлаждения. Реакцию тела на перераспределение теплоты, его теплоинерционные свойства учитывает коэффициент температуропроводности Q . Он зависит от физической природы тела и его температуры. Коэффициент температуропроводности очень важный физический параметр, который входит в дифференциальное уравнение и все расчетные формулы теплопроводности при нестационарном режиме.

Любой процесс нагревания или охлаждения тела можно условно разделить на три стадии. Первая стадия охватывает начало процесса. Скорость изменения температуры в отдельных точках тела при этом различна и поле температур зависит от начального состояния тела. Первая стадия, характеризующая начальное развитие теплового процесса, называется неупорядоченной стадией процесса охлаждения (нагревания).

С течением времени начальные условия сказываются незначительно и относительная скорость изменения температуры во всех точках тела становится постоянной. Этот период охлаждения называют регулярным режимом. По истечении достаточно большого промежутка времени наступает третий - стационарный режим с постоянным распределением температуры тела во времени.

Методика расчета

Для регулярного режима, теория которого разработана Г. М. Кондратьевым, температура тела во времени изменяется по экспоненциальному закону

$$\vartheta = Ae^{-m\tau}$$

или

$$\ln \vartheta = -m\tau + \ln A$$

где ϑ - избыточная температура, равная $\vartheta = t - t_{\text{жс}}$

$t, t_{\text{жс}}$ - соответственно температура тела и окружающей среды;

m – темп охлаждения;

τ – время;

A – константа.

Величина m характеризует интенсивность охлаждения (нагрева) тела, т.е. скорость изменения температуры тела в данной точке, и называется темпом охлаждения или нагрева. Темп охлаждения зависит от формы и размеров тела, его физических свойств (коэффициента теплопроводности, теплоемкости, плотности) и от граничных условий, характеризуемых коэффициентом теплоотдачи α .

График изменения избыточной температуры тела во времени приведен на рис 2.7а. В полулогарифмических координатах он изображен на рис. 2.7б.

Наступление регулярного режима характеризуется тем, что кривая изменения $\ln \vartheta = f(\tau)$ переходит в прямую линию, имеющую постоянный угловой коэффициент φ на графике (рис.1б). Как видно, относительная скорость охлаждения тела (темп охлаждения) можно определить по тангенсу угла наклона прямой :

$$m = \operatorname{tg} \varphi = \frac{\ln \vartheta_1 - \ln \vartheta_2}{\tau_2 - \tau_1} \quad (2.27)$$

Выражение (2.27) позволяет определить величину m из опыта. Для этого необходимо измеренные в какой-нибудь точке тела избыточные температуры $\vartheta_1, \vartheta_2, \dots, \vartheta_n$ и соответствующие им отрезки времени $\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_n$ отложить на полулогарифмическом графике $\ln \vartheta = f(\tau)$, на прямолинейном участке зависимости выбрать точки 1 и 2 и соответствующие им величины $\ln \vartheta_1, \ln \vartheta_2, \tau_1, \tau_2$ подставить в формулу (2.27). При достаточно больших значениях коэффициента теплоотдачи темп охлаждения оказывается пропорциональным коэффициенту температуропроводности (вторая теорема Кондратьева Г.М.)

$$a = km \quad (2.28)$$

где k – коэффициент пропорциональности, зависящий от формы и размеров тела, получил название коэффициента формы тела.

Так, например, для цилиндра этот коэффициент может быть вычислен по формуле

$$k = \frac{1}{\left(\frac{2.405}{r}\right)^2 + \left(\frac{\pi}{l}\right)^2} \quad (2.29)$$

где r – радиус цилиндра, м;

l – его длина, м.

Для параллелепипеда со сторонами l_1, l_2, l_3

$$k = \frac{1}{\left(\frac{\pi}{l_1}\right)^2 + \left(\frac{\pi}{l_2}\right)^2 + \left(\frac{\pi}{l_3}\right)^2} \quad (2.30)$$

Определив по графику темп охлаждения t можно по формуле (2.28) найти коэффициент температуропроводности испытуемого материала.

Полученная величина коэффициента температуропроводности позволяет приблизительно определить и величину коэффициента теплопроводности из соотношения

$$\lambda = ac\rho \quad (2.31)$$

В данном случае теплоемкость и плотность исследуемого вещества берутся из справочника.

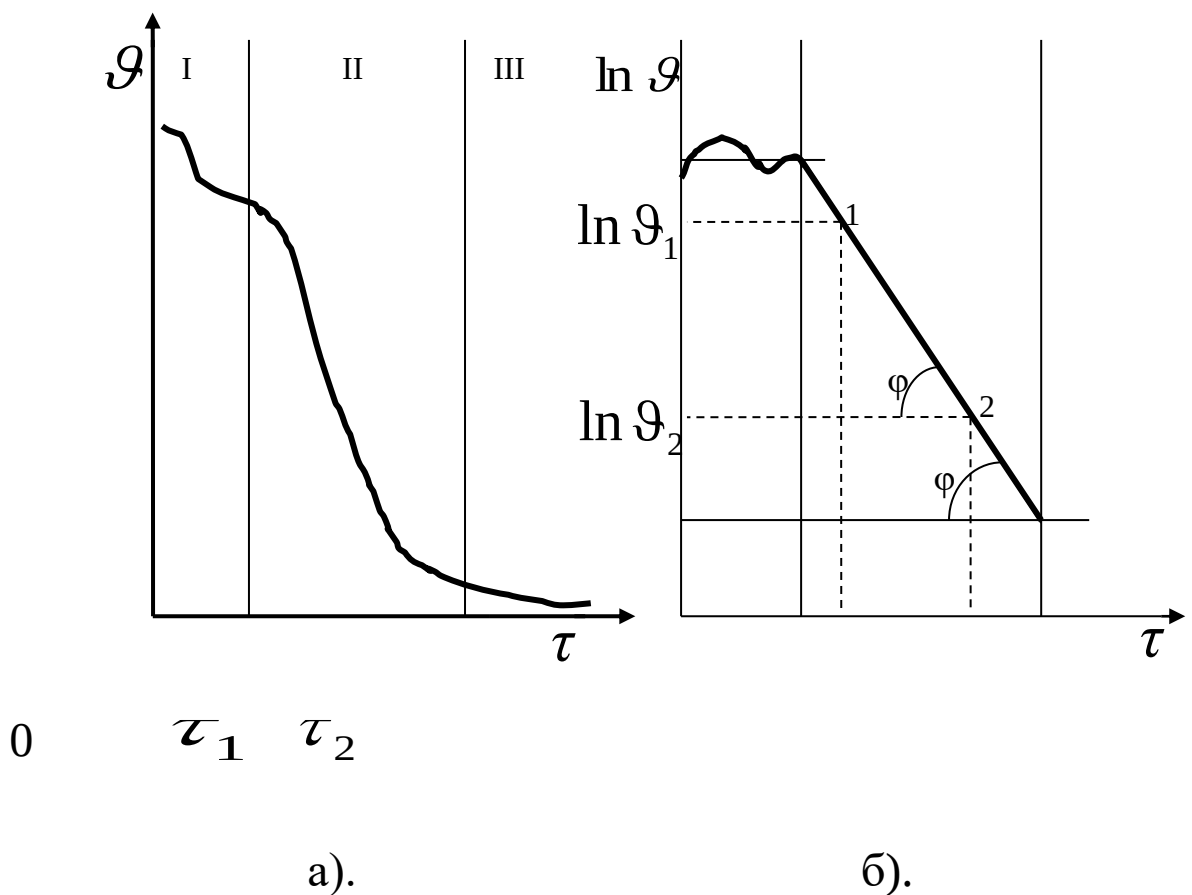


Рис. 2.7. Изменение избыточной температуры во времени (а) и в полулогарифмических координатах (б).

Лабораторная установка

В состав установки (рис.2.8) входят термостат 1 (один с горячей водой и второй с холодной водой), а-калориметр, 4 термопара 3, сосуд Дюара 5, милливольтметр 6, муфельная печь 7.

Исследуемый материал (песок) помещен в а-калориметр, представляющий собой тонкостенный медный цилиндр диаметром 25 мм и высотой 75 мм или куб с высотой ребра 40 мм. Избыточная температура песка измеряется дифференциальной хромель-копелевой термопарой, один из спаев которой введен в а-калориметр, а второй спай находится в сосуде Дюара.

Э.д.с., развиваемую термопарой, измеряет милливольтметр 6.

Температура в термостате поддерживается постоянной посредством контактного термометра 2.

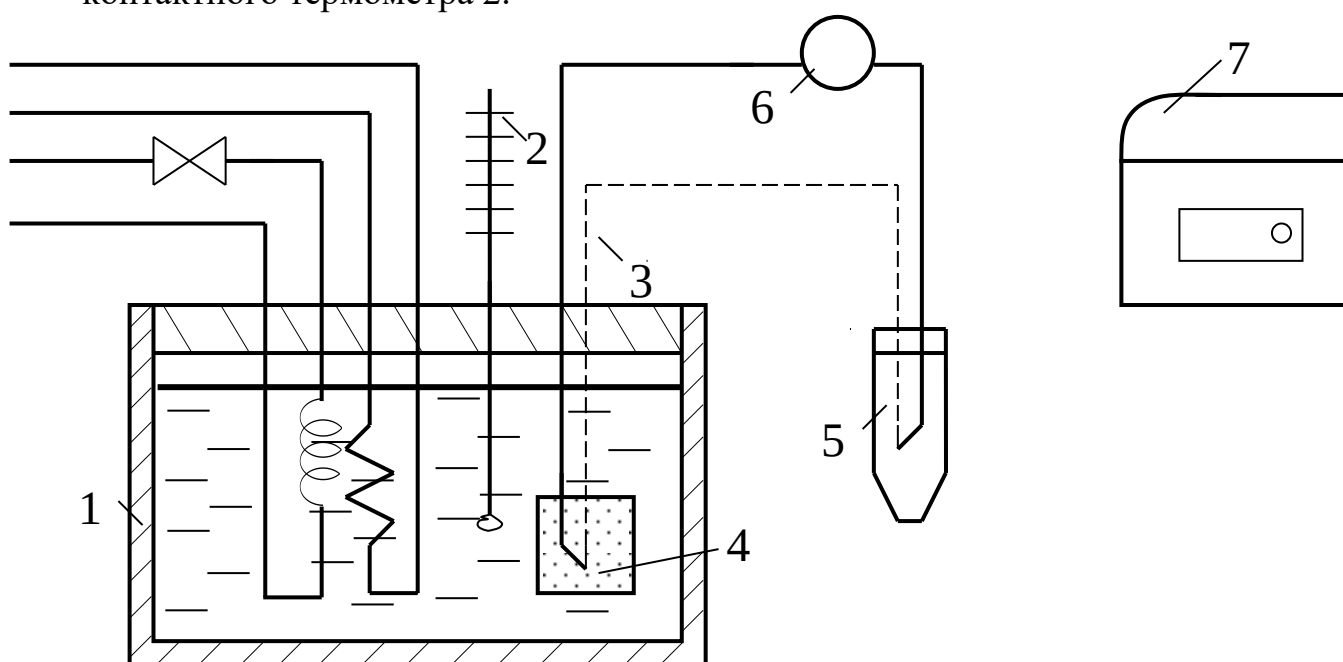


Рис.2.8. Принципиальная схема лабораторной установки

Порядок работы

Для предварительного прогрева исследуемого вещества а-калориметр помещается в муфельную печь 7.

После нагревания а-калориметр перемещается в термостат 1, где происходит его охлаждение при постоянной температуре воды в термостате.

С помощью секундомера и милливольтметра 6 производят замеры температуры испытуемого материала через равные промежутки времени.

Полученные значения измеряемых величин вносятся в таблицу 2.6

№ п/п	Время τ , с	Температура материала		Температура воды в термостате, $t_{ж}, ^\circ\text{C}$	Избыточная температура $\vartheta, ^\circ\text{C}$	Логарифм избыточной температуры $\ln \vartheta$
		мВ	$^\circ\text{C}$			
1						
2						
3						
4						
5						
6						
7						
...						

Методика расчета

На основе полученных значений термо-э.д.с. дифференциальной термопары определяется избыточная температура ϑ исследуемого материала, потом строятся графики зависимости $\ln \vartheta = f(\tau)$. Для этого в указанных координатах наносятся экспериментальные точки для нагрева и охлаждения, а затем проводится осредняющая их линия. На этом графике отмечается прямолинейный участок, соответствующий регулярному режиму. Темп охлаждения определяется по тангенсу угла наклона этой прямой, либо по формуле (2.27). Из выражения (2.29) или (2.30) находим величину коэффициента формы и по формуле (2.28) численное значение коэффициента температуропроводности a . Для расчета коэффициента теплопроводности следует воспользоваться соотношением (2.31). В расчетах принять теплоемкость песка $c=0,795\text{кДж/кг}\cdot\text{К}$, плотность песка $\rho=1500\text{ кг/м}^3$.

Оценка точности измерений

Относительная погрешность при определении коэффициента температуропроводности находится по формуле:

$$\varepsilon_a = \frac{\Delta m}{m} + \frac{\Delta k}{k}$$

где $\Delta m, \Delta k$ - абсолютные погрешности при измерении темпа охлаждения и коэффициента формы тела.

Аналогичным образом можно найти относительную погрешность при вычислении коэффициента теплопроводности.

Полученное значение коэффициента теплопроводности сравнивается с табличными значениями λ для различных материалов (Таблица П 1) и дается оценка теплофизических свойств исследуемого материала.

Контрольные вопросы для защиты работы

1. Перечислите стадии охлаждения тел. охарактеризуйте их.
2. Дайте определение, расчетную формулу и единицы измерения темпа охлаждения. Поясните особенности этой величины в стадии регулярного режима.
3. Поясните методику экспериментального определения стадии регулярного режима охлаждения тела в лабораторной работе.
4. Сформулируйте первую теорему Кондоратьева?
5. Сформулируйте вторую теорему Кондоратьева.
6. Для определения таких теплофизических свойств используют теорию регулярного режима?
7. Поясните методику определения коэффициента температуропроводности методом регулярного режима.
8. Поясните методику определения коэффициента теплопроводности методом регулярного режима в лабораторной работе.

Литература

ОСНОВНАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Исаченко В.П.. Теплопередача. / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 344 с.
2. Цветков Ф.Р. Тепломассообмен: учебное пособие для вузов / Ф.Р. Цветков, Б.А. Григорьев. – 3-е изд. стереот. – М.: Издательский дом МЭИ, 2006.– 550 с.
3. Тепло- и массообмен: учеб. пособие. В 2 ч. / Б.М. Хрусталеv и др.: под общ. ред. А.П. Несенчука.– Минск: БНТУ, 2007. – 607 с.
4. Юдаев Б.Н. Техническая термодинамика. Теплопередача / Б.Н. Юдаев – М.: Высшая школа, 1988. – 412 с.
5. Теплотехника / Под. ред. Луканина. – М.: Высшая школа, 2002. – 396 с.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Краснощеков Е.А. Задачник по теплопередаче / Е.А. Краснощеков, А.С. Сукомел – М.: Энергия, 1980. – 196 с.
2. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена. / С.С. Куталадзе – Новориссийск: Наука, сибирское отд., 1986. – 432 с.
3. Задачник по технической термодинамике и теории тепломассообмена / Под ред. В.И. Крутова и Г.В. Петражицкого. – М.: Высшая школа, 1986. – 256 с.
4. Практикум по теплопередаче / Под ред. А.П. Солодова. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 271 с.
6. Теория тепломассообмена: учебник для вузов / Под ред. А.И. Леонтьева – М.: изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997. – 523 с.
7. Цветков Ф.Ф. Задачник по тепломассообмену: Учебное пособие для вузов / Ф.Ф. Цветков, Р.В. Кириллов, В.И. Величко – М.: Издательский дом МЭИ, 2008. – 195 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Плотность ρ , коэффициент теплопроводности λ и удельная теплоемкость c строительных, теплоизоляционных и других материалов

Таблица П1

Наименование материала	ρ , кг/м ³	t , °C	λ , Вт/(м·К)	c , кДж/(кг·К)
Изоляционные и строительные материалы				
Альфонь при толщине воздушных слоев 10 мм	-	-	$0,0302 \pm 0,85 \cdot 10^{-4}t$	-
Асбест распушенный:				
3-й сорт	340	-	$0,087 + 0,24 \cdot 10^{-3}t$	0,816
6-й сорт	650	-	$0,11 + 0,19 \cdot 10^{-3}t$	0,816
Асбестовый картон	900	-	$0,16 - 0,17 \cdot 10^{-3}t$	0,816
Асбестовый шнур	800	-	$0,13 - 0,15 \cdot 10^{-3}t$	0,816
Асбошифер:				
с высоким содержанием асбеста	1800	20	0,17-0,35	-
с 10-50% асбеста (сухой)	1800	20	0,64-0,52	-
Асфальт	2120	0-30	0,60-0,74	1,67
Бетон с каменным щебнем	2000	0	1,28	0,84
То же сухой	1600	0	0,84	-
Железобетон набивной	2200	0	1,55	0,84
Шлакобетон	1500	0	0,70	0,80
Бумага обыкновенная	-	20	0,14	1,51
Вата хлопчатобумажная	80	30	0,042	-
Гипс (формованный сухой)	1250	20	0,43	0,8-0,92
Глина	2000-1600	20	0,9-0,7	0,84
Глина огнеупорная	1845	450	1,04	1,09
Гравий	1840	20	0,36	-
Дельта-древесина	-	35-70	0,21	-
Дерево:				
дуб поперек волокон	825	0-15	0,20-0,21	2,39
дуб вдоль волокон	819	12-50	0,35-0,43	2,39
сосна поперек волокон	546	0-50	0,14-0,16	2,72
сосна вдоль волокон	-	20-25	0,35-0,72	2,72
Земля сухая	1500	-	0,1385	-
Земля влажная	1700	-	0,658	2,01
Каменный уголь:				
газовый	1420	20-100	3,6-4,0	-
обыкновенный твердый	1200-1350	20	0,24-0,27	-
Каменноугольная пыль	730	30-150	0,12-0,13	-

Наименование материала	ρ , кг/м ³	t, °C	λ , Вт/(м·К)	c, кДж/(кг·К)
Изоляционные и строительные материалы				
Картон	-	20	0,14-0,35	1,51
Кембрик (лакированный)	-	38	0,157	-
Кирпич: красный машинной формовки	1800	0	0,77	0,88
красный ручной формовки	1700	0	0,70	0,88
силикатный	1900	0	0,81	0,84
Кладка из красного кирпича:	1700	0	0,81	0,88
на холодном растворе	1600	0	0,67	0,84
на теплом растворе				
Кладка из силикатного кирпича:	1900	0	0,87	0,84
на холодном растворе	1700	0	0,76	0,80
на теплом растворе	2000	0	1,28	0,88
Кладка бутовая из камней средней плотности	1150	50	0,231	-
Карболит черный	-	20	0,44-0,16	-
Кожа	449	100	0,191	1,21
Кокс порошкообразный				
Котельная накипь:	2000-2700	100	0,7-2,2	-
богатая гипсом	1000-2500	100	0,15-2,3	-
богатая известью	300-1200	100	0,08-0,23	-
богатая силикатом				
Кварц кристаллический	-	0	0,72	-
поперек оси	-	0	1,94	-
вдоль оси	165	40	0,07-0,72	-
Ламповая сажа	917	0	22	2,36
Лед	928	-100	3,5	1,17
Лед	-	-	0,088	-
Льняная ткань	266	50-200	0,073-0,084	-
Магнезия в форме сегментов для изоляции труб	2000	50	0,9	0,88
Мел	-	20	0,21-0,41	-
Миканит	2800	0	3,5	0,92
Мрамор	920	20	0,27	-
Парафин				

Наименование материала	ρ , кг/м ³	t, °C	λ , Вт/(м·К)	c, кДж/(кг·К)
Изоляционные и строительные материалы				
Песок речной мелкий (сухой)	1520	0-160	0,30-0,38	0,80
Песок речной мелкий (влажный)	1650	20	1,13	2,09
Прессшпан	-	20-50	0,26-0,22	-
Плексигас	-	20	0,184	-
Пробковые плиты сухие	148-198	80	0,042-0,053	1,76
Пробковая мелочь, величина куска 4-5 мм	85	0,60	0,044-0,058	1,76
Резина:				
твердая обыкновенная	1200	0-100	0,157-0,160	1,38
мягкая	-	20	0,13-0,16	1,38
Сахарный песок	1600	0	0,58	1,26
Сера ромбическая	-	21	0,28	0,762
Сланец	-	94	1,49	-
Слюда (поперек слоев)	2600-3200	20	0,46-0,58	-
Снег:				
свежевыпавший	200	-	0,10	2,09
уплотненный	400	-	0,46	2,09
Стекло:				
зеркальное	2550	0-100	0,78-0,88	0,779
обыкновенное	2500	20	0,74	0,67
термометрическое	2500	20	0,96	-
пирекс	-	0	1,04	-
пирекс	-	400	1,55	-
кварцевое	-	400	1,76	-
кварцевое	-	800	2,40	-
кварцевое	-	1200	3,05	-
Стекланная вата	154-206	88	0,051-0,059	-
Текстолит	1300-1400	20	0,23-0,34	1,46-1,51
Фарфор	2400	95	1,04	1,09
Форфор	2400	1055	1,96	1,09
Фибра красная	1290	20-100	0,46-0,50	-
Фибролит	360-440	80	0,073-0,128	-
Целлулоид	1400	30	0,21	-
Шелк	100	0-93	0,043-0,06	-
Эбонит	1200	20	0,157-0,17	-
Шлак:				
котельный	1000	0	0,29	0,75
доменный гра-	500	0	0,15	0,75
нулированный				

Наименование материала	ρ , кг/м ³	t, °C	λ , Вт/(м·К)	c, кДж/(кг·К)
Изоляционные и строительные материалы				
Штукатурка:				
известковая	1600	0	0,70	0,84
цементно-песчаная	1800	0	1,2	0,84
Фанера клееная	600	0	0,15	2,51
Древесный уголь	190	80	0,074	-
кусковой				
Металлы				
Алюминий	2670	0	204,0	0,92
Бронза	8000	20	64,0	0,381
Латунь	8600	0	85,5	0,378
Медь	8800	0	384	0,381
Никель	9000	20	58,2	0,462
Олово	7230	0	64,0	0,921
Ртуть	13600	0	4,9	0,131
Свинец	11400	0	34,9	0,129
Серебро	10500	0	458	0,234
Сталь	7900	20	45,4	0,462
Цинк	7000	20	116,3	0,394
Чугун	7220	20	63,0	0,504

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Введение	4
1	Основные понятия теории тепломассообмена.....	7
1.1	Теплопроводность при стационарном режиме	11
1.2	Теплопроводность при нестационарном режиме	19
2	Лабораторные работы	23
2.1	Лабораторная работа № 1	
	Определение коэффициента теплопроводности твердых тел методом пластины	23
2.2	Лабораторная работа № 2	
	Определение коэффициента теплопроводности твердых тел методом цилиндрического	29
2.3	Лабораторная работа № 3	
	Определение коэффициента теплопроводности строительного материала методом шара	35
2.4	Лабораторная работа № 4	
	Исследование процесса нагрева тел различной конфигурации	39
2.5	Лабораторная работа № 5	
	Определение коэффициента теплопроводности материала методом регулярного режима	46
	Литература	52
	Приложение.....	53

Электронный учебно-методический комплекс

Практический раздел

ТЕПЛОМАССООБМЕН

**Методические указания по выполнению
лабораторных работ**

Минск 2024

Оглавление

1.	Лабораторная работа ТП-1	3
2.	Лабораторная работа ТП-2	20
3.	Лабораторная работа ТП-3	28
4.	Лабораторная работа №8	38
5.	Лабораторная работа №13	42

1. Лабораторная работа ТП-1

Определение коэффициента теплоотдачи от горизонтального цилиндра при свободной конвекции

1. Назначение работы.

Целью работы является изучение конвективного теплообмена (теплоотдачи) между горизонтальной трубой и окружающим воздухом при естественной конвекции, освоение методики экспериментального определения интенсивности теплообмена и обработки опытных данных с помощью чисел подобия.

2. Задание:

1. Усвоить понятия:

- конвективный теплообмен;
- конвекция, теплопроводность;
- свободное и вынужденное движение;
- коэффициент теплоотдачи;
- средний и локальный (местный) коэффициент теплоотдачи;
- теплоотдача в ограниченном пространстве.

2. Ознакомиться с влиянием на процесс теплообмена таких параметров как форма тела и его размеры, расположение в пространстве, температура поверхности нагрева, температура и физические свойства окружающей среды [1].
3. Экспериментально (с помощью лабораторной установки) определить средний коэффициент теплоотдачи от горизонтальной трубы при свободном движении воздуха в неограниченном пространстве.
4. Установить зависимость коэффициента теплоотдачи от температуры поверхности нагрева.
5. Произвести обработку результатов опытов и представить их в виде критериальной зависимости [2].
6. Сравнить полученную критериальную зависимость с обобщающей зависимостью, представленной в [1].
7. Оформить отчёт по выполненной работе.

3. Теоретическая часть.

Конвективным теплообменом или теплоотдачей называется процесс переноса тепла между поверхностью твёрдого тела и жидкой средой (жидкостью или газом). При этом перенос тепла осуществляется одновременно действием теплопроводности и конвекции.

Явление конвекции – элементарный вид распространения тепла, который неразрывно связан с переносом самой среды. Поэтому конвекция возможна лишь в жидкостях и газах, частицы которых могут легко перемещаться.

По природе возникновения различают два вида движения: свободное и вынужденное. Свободным называется движение, происходящее в следствие разности плотностей нагретых и холодных частиц среды в поле тяжести. Например: при соприкосновении воздуха с нагретым телом воздух нагревается, становится легче и поднимается вверх. Если же тело холоднее воздуха, тогда наоборот, от соприкосновения с ним воздух охлаждается и опускается вниз. В указанных случаях движение воздуха возникает без внешнего побуждения в результате самого теплообмена и поэтому такое свободное движение среды называется ещё естественной конвекцией, теплообмен – теплопередача при естественной конвекции. Возникновение и интенсивность естественной конвекции определяется тепловыми условиями процесса и зависят от рода жидкой среды разности температур между телом и средой, в котором протекает процесс.

При свободном движении температура жидкости в пограничном слое изменяется от $T_{ст}$ – до $T_{ж}$, а скорость от нуля у стенки до максимума. На большом удалении от стенки скорость снова равна нулю. Скорость движения среды определяют характер (режим) движения – плёночный, ламинарный или турбулентный. С изменением характера движения изменяется и теплоотдача.

Режим движения классифицируется в зависимости от числа Релея

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (1)$$

где $Gr = \frac{gd^3\beta\Delta t}{\nu^2}$ – число Грасгофа;

$Pr = \frac{\nu}{a}$ – число Прандтля;

A – коэффициент температуропроводности жидкости, м/с²;

g – ускорение силы тяжести, м/с²;

d – определяющий размер (для горизонтальных труб за определяющий размер принимается наружный диаметр трубы, а для вертикальных – высота), м;

ν – коэффициент кинематической вязкости, м²/с;

Δt – средний температурный напор между нагретой стенкой и трубой, К;

$\beta = \frac{1}{T}$ – коэффициент объёмного расширения среды, 1/К;

T – определяющая температура, К.

Интенсивность теплоотдачи при естественной конвекции характеризуется коэффициентом теплоотдачи, который определяется из формулы Ньютона:

$$\alpha = \frac{Q}{(t_{cm} - t_{ж}) \cdot F} \cdot \frac{Вт}{м^2 \cdot К} \quad (2)$$

где Q – количество переданного тепла, Вт;
 F – поверхность теплообмена, м²;
 t_{cm} – температура стенки поверхности нагрева, К;
 $t_{ж}$ – температура жидкой среды, К.

Таким образом, коэффициент теплоотдачи характеризует количество тепла, отдаваемое в единицу времени единицей поверхности при разности температур между поверхностью и жидкостью в 1 градус.

В общем случае коэффициент теплоотдачи может изменяться вдоль поверхности теплообмена, и поэтому различают средний по поверхности коэффициент теплоотдачи и локальный или местный соответствующий единичному элементу поверхности.

По изучению интенсивности теплообмена в условиях свободного движения проведены многочисленные исследования с различными телами и различными жидкостями. В результате обобщения опытных данных получены критериальные зависимости для средних значений коэффициента теплоотдачи. В общем виде закономерность теплоотдачи может быть представлена в виде

$$Nu = C \cdot (Gr \cdot Pr)^n \quad (3)$$

где $Nu = \frac{\bar{\alpha} \cdot D}{\lambda}$ – число Нуссельта;

$\bar{\alpha}$ – средний коэффициент теплоотдачи, $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$;

D – определяющий размер, м;

λ – коэффициент теплопроводности жидкости, $\frac{Вт}{м \cdot К}$;

C – коэффициент пропорциональности;

n – показатель степени.

Значения C и n зависят от режима движения среды и представлены в таблице 1 [1].

Таблица 1.

Значения постоянных С и n от режима движения среды

№ п/п	Режим движения	(Gr·Pr)	С	n
1	Плёночный	$1 \cdot 10^{-4} \text{ } 1 \cdot 10^{-3}$	0,5	0
2	Переходный	$1 \cdot 10^{-3} \text{ } 5 \cdot 10^2$	1,18	0,125
3	Ламинарный	$5 \cdot 10^2 \text{ } 2 \cdot 10^3$	0,5	0,25
4	Турбулентный	$2 \cdot 10^3 \text{ } 1 \cdot 10^{13}$	0,135	0,33

4. Методика экспериментального исследования интенсивности теплоотдачи горизонтального цилиндра при естественной конвекции.

В настоящей лабораторной работе методика исследования сводится к определению среднего коэффициента теплоотдачи от экспериментальной теплообменной трубы и состоит в измерении с помощью лабораторного оборудования:

- количества тепла, передаваемого нагретой горизонтальной трубой диаметром 0,02 м и длиной 0,874 м в окружающую среду, (Q, Вт);
- температур стенки трубы и окружающей среды (t_{cm} и $t_{жс}$, °С);

и последующего вычисления коэффициента теплоотдачи конвекцией из формулы:

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_l, \quad (4)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, рассчитанный по формуле Ньютона и представляющий собой суммарный коэффициент теплоотдачи, так как теплота с поверхности теплообменной трубы отдается конвекцией и излучением

$$\alpha = \frac{Q}{(t_{cm} - t_{жс}) \cdot F}, \frac{Вт}{м^2 \cdot К} \quad (5)$$

где α_k – коэффициент теплоотдачи за счёт свободной конвекции, $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$;

α_l – коэффициент теплоотдачи излучением, рассчитанный по формуле

$$\alpha_l = \frac{5,67 \cdot \varepsilon \cdot \left[\left(\frac{T_{cm}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{жс}}{100} \right)^4 \right]}{T_{cm} - T_{жс}}$$

$\varepsilon = 0,26$ – степень черноты поверхности экспериментальной трубы;

Q – тепловой поток от поверхности нагрева в окружающую среду, Вт.

В принятой для исследования схеме нагрева теплообменной трубы тепловой поток является постоянным и на большей части рабочего участка (за исключением зоны, прилегающей к токопроводящим шинам) направлен от поверхности трубы в окружающую среду. Его величина определяется по электрической мощности, затрачиваемой на нагревание рабочего участка (теплообменной трубы).

$$Q = W = U \cdot I = \frac{U^2}{R}, \quad R = 0,068 \text{ Ом},$$

где U – падение напряжения на нагревателе, В;

I – ток в цепи нагревателя, А;

В связи с этим при осреднении температуры по поверхности трубы показания крайних термопар не учитываются.

5. Описание устройства и принципа работы экспериментальной установки

Функциональная схема установки (рис. 1) состоит из трёх систем рабочего элемента (экспериментальной теплообменной трубы), системы задания и отсчёта напряжения, подаваемого на рабочий элемент, и системы измерения температуры поверхности рабочего элемента.

Рабочий элемент экспериментальной установки (рис. 2) представляет собой горизонтально расположенную трубу 1, изготовленную из нержавеющей стали наружным диаметром 0,020 м и длиной 0,874 м. Имея значительное электрическое сопротивление (0,068 Ом), труба при пропускании через неё тока является тепловым нагревателем. С этой целью через токоподводящие зажимы 2 на концы трубы подаётся напряжение. Электроизоляция зажимов от корпуса установки выполнена с помощью гетинаксовых прокладок.

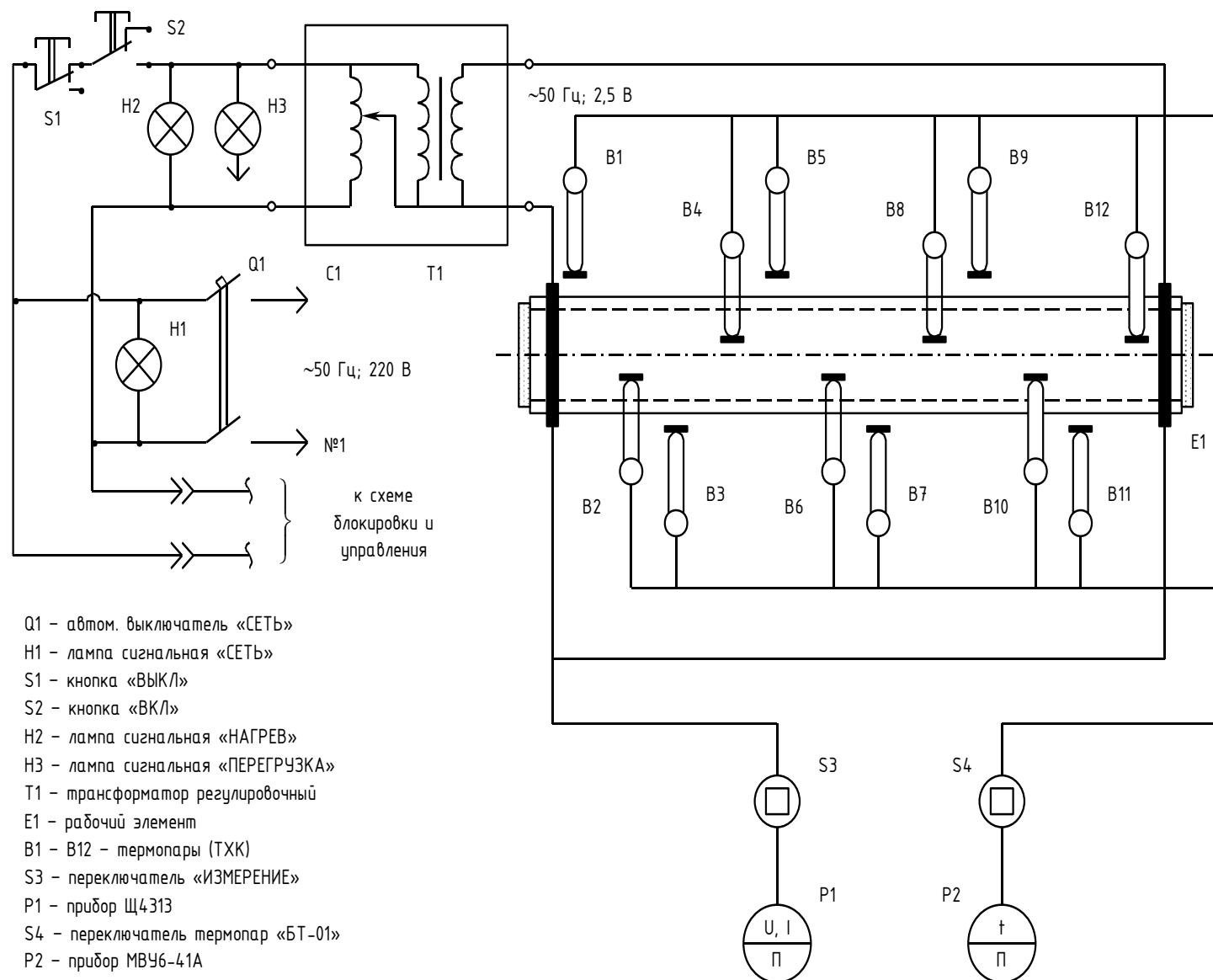


Рис. 1. Схема функциональная (Экспериментальная установка по изучению теплоотдачи горизонтального цилиндра при естественной конвекции)

3. Торцы трубы закрыты фторопластовыми заглушками 4. На поверхности трубы методом припайки заделаны 12 термопар типа ТХК (хромель-копелевая термопара).

Система задания и отсчёта напряжения состоит из автотрансформатора Т1, показывающего прибора Р1, а также арматуры управления и сигнализации: S1 – кнопка снятия напряжения с рабочего элемента ("ВЫКЛ."); S2 – кнопка подачи напряжения на рабочий элемент ("ВКЛ"); Н2 – лампы сигнальной, фиксирующей подачи напряжения на рабочий элемент ("НАГРЕВ"); Н3 – лампы сигнальной, фиксирующей снятие напряжения с рабочего элемента при отключении напряжения кнопкой S1 или срабатывании автоматической защиты в случае превышения напряжения на рабочем элементе выше допустимого 2,5 В ("ПЕРЕГРУЗКА"); S3 – переключателя вида измерений, позволяющего включать электросхему установки на измерение напряжения или тока в цепи нагревателя ("ИЗМЕРЕНИЕ"). В качестве показывающего прибора использован прибор с цифровой индикацией Ц4313.

Система измерения температуры состоит из 12 термопар ТХК В1 – В12, установленных в рабочем элементе, показывающего прибора Р2 и переключателя термопар S4 ("БТ-01"). В качестве показывающего прибора использован пирометрический узкопрофильный милливольтметр МВУ–6–41А, градуированный в градусах С. Для автоматической компенсации погрешности измерения, вызванной отклонением температуры "холодных спаев" от градуировочной температуры, что возможно в связи с колебанием окружающей температуры, милливольтметр снабжён блоком управления БУ–11 (на схеме показан). Переключатель термопар ПТИ–М–20 предназначен для поочерёдного подключения к показывающему прибору первичных измерительных преобразователей (датчиков термопары) – 12 термопар ТХК.

Включение установки осуществляется с помощью автоматического выключателя Q1 типа АК–50–2М. Сигнальная лампа Н1 ("СЕТЬ") фиксирует подачу и снятие сетевого напряжения (50 Гц, 220 В) на экспериментальную установку.

Общий вид установки с указанием установленного оборудования показан на рис. 3. Экспериментальная установка состоит из лабораторного стола 1, на котором установлен рабочий элемент 2, блок контроля мощности 3, блок контроля температуры 4. В левой стойке 5 под обшивкой размещена панель реле, в правой стойке 6 – панель разъёмов. На лицевой панели левой стойки установлены выключатель автоматический 7 и сигнальная лампа 8 ("СЕТЬ"). На лицевой панели блока, контроля мощности размещены: цифровой комбинированный прибор 9, кнопка 10 ("ВКЛ"), кнопка 12 ("ВЫКЛ"), лампа сигнальная 11 ("НАГРЕВ"), лампа сигнальная 13 ("ПЕРЕГРУЗКА"), переключатель 14 ("ИЗМЕРЕНИЯ"), ручка автотрансформатора 14. На лицевой панели блока контроля температуры размещены: милливольтметр 16 ("ТЕМПЕРАТУРА") переключатель 17 подачи напряжения на милливольтметр ("ПИТАНИЕ"), переключатель термопарный 18 (БТ–01), переключатель 19 контроля светового луча на нулевом делении ("УСТ О"). Подключение установки к однофазной электросети лаборатории осуществляется при по-

мощи гибкого кабеля 20 с трёхполюсной вилкой 21.

6. Порядок проведения лабораторной работы.

1. Подготовить таблицу для регистрации экспериментальных данных (см. табл. 2).

Таблица 2.

Результаты измерений при проведении опытов

№	U, В	I, А	t, °C											$\bar{t}_{cm}$, °C	$t_{жс}$, °C
			t_1	t_2	t_3	t_4	t_4	t_5	t_6	t_7	t_8	t_9	t_{10}	t_{11}	
1															
2															
3															

2. Получить у преподавателя уровни варьирования напряжения нагревателя при проведении опытов и занести их в таблицу наблюдений (табл. 1).
3. Подготовить оборудование лабораторной установки к проведению опытов, для чего необходимо:
 - 3.1 Тумблер выключателя 7 ("СЕТЬ") установить в положение "О".
 - 3.2 Тумблер переключателя 14 ("ИЗМЕРЕНИЕ") установить в положение "V".
 - 3.3 Ручку автотрансформатора регулировочного повернуть против часовой стрелки до упора.
 - 3.4 Нажать кнопку "V" и "20" на приборе Щ4313.
 - 3.5 Ручку переключателя 18 (БТ-01) установить в положение "О".
 - 3.6 Тумблер переключателя 19 ("УСТ О") установить в положение "УСТ О".
 - 3.7 Тумблер переключателя 17 ("ПИТАНИЕ") установить в положение "питание".
 - 3.8 Включить вилку запитывающего кабеля в розетку на электрораспределительном щите лаборатории.
 - 3.9 Перевести тумблер выключателя 7 ("СЕТЬ") в положение "1" (загорание сигнальной лампы 8 ("СЕТЬ") свидетельствует о подаче сетевого напряжения (50 Гц, 220 В) на лабораторную установку).
 - 3.10 Нажать кнопку "ПИТ" красного цвета на приборе Щ4313. Появление цифровой индикации на шкале прибора свидетельствует о его включении.
 - 3.11 Перевести тумблер переключателя 17 ("ПИТАНИЕ") в положение "ВКЛ". Появление светового луча на шкале прибора свидетельствует о его включении, а установление луча на делении "О" шкалы прибора через несколько секунд после включения говорит о его правильной настройке.
 - 3.12 Перевести тумблер переключателя 19 ("УСТ О") в нижнее положение,

- соответствующие включению прибора на изменение температуры.
- 3.13 Сообщить преподавателю о своей готовности и готовности лабораторной установки к проведению опытов.
4. Провести опыты, для чего необходимо:
- 4.1 Нажать кнопку 10 ("ВКЛ") белого цвета на блоке контроля мощности. Загорание сигнальной лампочки 11 ("НАГРЕВ") свидетельствует о подаче напряжения на рабочий элемент.
- 4.2 Поворотом ручки автотрансформатора 15 на блоке контроля мощности по часовой стрелке установить одно из заданных напряжений электронагрева (контроля за величиной напряжения и отсчёт вести по цифровой шкале комбинированного прибора Щ4313).
- 4.3 Выдержать рабочий элемент на установленном режиме в течении 5 – 8 минут.
- 4.4 При достижении стационарного режима, о котором можно судить по постоянству температуры в любой из точек 1 – 12 на поверхности теплообменной трубки, произвести измерение температуры в этих точках и занести в таблицу наблюдений (контроль за изменением температуры и отсчёт вести по милливольтметру 16 ("ТЕМПЕРАТУРА"). Подключение к термопарам В1 – В12 производить путём поочерёдной установки переключателя 18 (БТ-01) в положение 1 – 12).
- 4.5 Установить переключатель 18 (БТ-01) в положение "О", произвести измерение температуры воздуха в помещении лаборатории, записать в таблицу наблюдений (полученное значение сопоставить с показанием термометра, установленного на правой стойке экспериментальной установки).
- 4.6 Тумблер переключателя 14 ("ИЗМЕРЕНИЕ") перевести в положение "J", произвести измерение тока в цепи рабочего элемента и записать в журнал наблюдений.
- 4.7 Тумблер переключателя 14 ("ИЗМЕРЕНИЕ") привести в положение "V" и выполнить опыт на следующем заданном напряжении (см. п. п. 4.1 – 4.6).
- Примечание:* При превышении напряжения более 2,5 В или неисправности в электроцепи установки срабатывает автоматическая защита и снимается напряжение с рабочего элемента, о чём свидетельствует загорание сигнальной лампы 13 ("ПЕРЕГРУЗКА").
- 4.8 Полученные результаты измерений показать преподавателю с его разрешения выключить установку, для чего необходимо:
- 4.8.1 Нажать кнопку "ПИТ" красного цвета на приборе Щ4313 (пропадание цифровой индикации свидетельствует о выключении прибора).
- 4.8.2 Нажать кнопку 12 (ВЫКЛ) красного цвета на блоке контроля мощности. Сигнальная лампа 11 ("НАГРЕВ") должна погаснуть, что свидетельствует о снятии напряжения с рабочего элемента.
- 4.8.3 Тумблер выключателя 7 ("СЕТЬ") перевести в положение "О". Сигнальная лампа 9 ("СЕТЬ") должна погаснуть, что свидетельствует о

снятии напряжения с установки.

- 4.8.4 Отключить вилку запирающего кабеля от розетки на электрораспределительном щите лаборатории.
- 4.8.5 Тумблер автоматического выключателя на щите перевести в нижнее положение "ВЫКЛ".
- 4.9 Приступить к первичной обработке полученных опытных данных.

7. Обработка экспериментальных данных.

1. Выполнить первичную обработку результатов измерений и определить коэффициент теплоотдачи горизонтальной трубы за счёт естественной конвекции (α_k). В связи с этим для каждого опыта необходимо определить:

- 1.1 Среднюю температуру поверхности трубы

$$\bar{t}_{cm} = \frac{t_2 + t_3 + t_4 + \dots + t_{11}}{10}, ^\circ\text{C}.$$

- 1.2 Температурный напор между трубой и окружающей средой

$$\Delta t = \bar{t}_{cm} - t_{ж}, ^\circ\text{C}.$$

- 1.3 Значение определяющей температуры

$$t_m = \frac{\bar{t}_{cm} + t_{ж}}{2}, ^\circ\text{C}.$$

- 1.4 Электрическую мощность, подведённую к рабочему участку

$$Q = W = U \cdot J, \text{ Вт}, \quad W = \frac{U^2}{R}, \quad R = 0,68 \text{ Ом}.$$

- 1.5 Лучистый тепловой поток от поверхности трубы

$$Q_l = 5,67 \cdot \varepsilon \cdot \left[\left(\frac{\bar{T}_{cm}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{ж}}{100} \right)^4 \right] \cdot F_{mp}, \text{ Вт}.$$

где $\varepsilon = 0,26$ – степень черноты поверхности трубы;

$\bar{T}_{cm}$, $T_{ж}$ – термодинамические температуры поверхности трубы и окружающей среды, К;

F_{mp} – площадь поверхности рабочего участка, м².

$$F_{mp} = \pi d_{mp} \cdot l_{mp} = 0,055, \text{ м}^2$$

- 1.6 Конвективный тепловой поток от стенки трубы

$$Q_K = Q - Q_L, \text{ Вт.}$$

1.7 Суммарный коэффициент теплоотдачи от поверхности трубы

$$\alpha = \frac{q}{\Delta t}, \frac{Вт}{м^2 \cdot К},$$

где $q = \frac{Q}{F_{mp}}$ – удельный тепловой поток, Вт/м²;

Δt – температурный напор.

1.8 Коэффициент теплопередачи излучением.

$$\alpha_L = \frac{q_L}{\Delta t}, \frac{Вт}{м^2 \cdot К},$$

где $q_L = \frac{Q_L}{F_{mp}}$ – линейный тепловой поток, Вт/м².

1.9 Коэффициент теплоотдачи за счёт свободной конвекции

$$\alpha_K = \alpha - \alpha_L = \frac{q_K}{\Delta t}, \frac{Вт}{м^2 \cdot К},$$

где $q_K = \frac{Q_K}{F_{mp}}$ – тепловой поток, Вт/м².

2. Оценить точность проведенных измерений, для чего необходимо:

2.1 Рассчитать среднеквадратичную погрешность определения суммарного коэффициента теплопередачи в соответствии с применяемыми расчётными зависимостями (2) и (6).

$$\delta_2 = \frac{\Delta \alpha}{\alpha} \cdot 100 =$$

$$= \pm 100 \cdot \sqrt{\left(\frac{\Delta U}{U}\right)^2 + \left(\frac{\Delta I}{I}\right)^2 + 2\left(\frac{\Delta d_{mp}}{d_{mp}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta \ell_{mp}}{\ell_{mp}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta t_{cm} + \Delta t_{жс}}{t_{cm} + t_{жс}}\right)^2},$$

где $\Delta U, \Delta I$ – абсолютная погрешность при измерении напряжения и тока;

$$\Delta U = \pm \frac{(K_1 \cdot N_1)}{100}, \text{ В}; \quad \Delta I = \pm \frac{(K_2 \cdot N_2)}{100}, \text{ А};$$

$K_1 = K_2 = 0,5$ – класс точности комбинированного прибора Щ4313;

N_1, N_2 – предельное значение шкалы прибора при измерении напряжения и тока, В, А;

$\Delta t_{ct}, \Delta t_{жс}$ – абсолютные погрешности при измерении температуры поверхности трубы и окружающей среды, °С;

$$\Delta t_{ct} = \Delta t_{жс} = \Delta t_{np} + \Delta t_{комн},$$

Δt_{np} – абсолютная погрешность при измерении температуры, обусловленная ошибкой прибора °С;

$$\Delta t_{np} = \frac{(K_3 \cdot N_3)}{100},$$

K_3 – класс точности прибора МВУ6-41А;

N_3 – предельное значение шкалы прибора;

$\Delta t_{комн} = \pm 3^\circ\text{C}$ – погрешность компенсации термо-ЭДС с помощью блока БУ-4 обеспечивающего автоматическую компенсацию изменения ЭДС, вызванную отклонением температуры холодного спая от градуированной температуры;

$\Delta d_{mp} = \Delta \ell_{mp} = 0,05 \text{ мм}$ – абсолютные погрешности при измерении диаметра и длины рабочего участка.

3. Результаты первичной обработки экспериментальных данных и расчёта погрешности измерений занести в таблицу 3.
4. По результатам опытных данных (табл. 3) построить график зависимости коэффициента теплоотдачи от температурного напора $\alpha = f(\Delta t)$ (см. рис.1).

Таблица 3.

Результаты первичной, обработки опытных данных

№	$\bar{t}_{cm},$ °C	$\Delta t,$ °C	$t_m,$ °C	$W,$ Вт	$Q_K,$ Вт	$Q_L,$ Вт	$q,$ Вт/м ²	$q_K,$ Вт/м ²	$q_L,$ Вт/м ²	$\alpha,$ Вт/(м ² ·К)	$\alpha_L,$ Вт/(м ² ·К)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1											
2											
3											

Таблица 3 (Продолжение).

№	$\alpha_K,$ Вт/(м ² ·К)	$\Delta U,$ В	$\Delta I,$ А	$\Delta t_{cm},$ °C	$\delta,$ %
1	13	14	15	16	17
1					
2					
3					

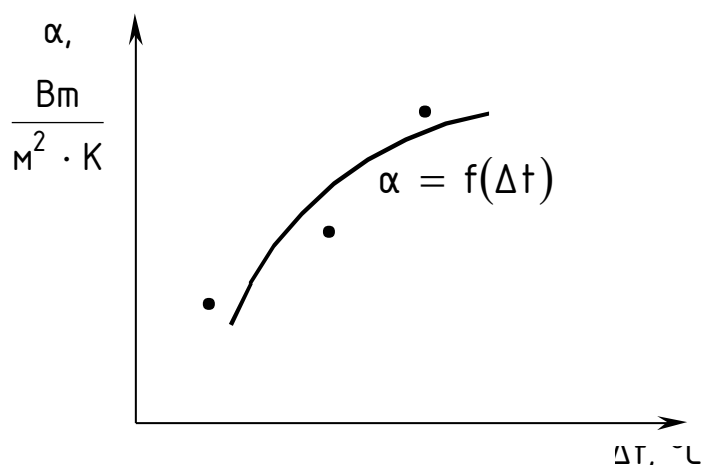


Рис. 1 – Зависимость коэффициента теплоотдачи от температурного напора

5. Выполнить обработку экспериментальных данных в критериальной форме.

Для представления результатов экспериментального исследования интенсивности теплообмена при естественной конвекции от горизонтального цилиндра в виде критериального уравнения необходимо найти численное значение $Nu_m = C \cdot (Gr \cdot Pr)_m^n$ констант C и n . Индекс m в уравнении означает, что физические параметры, входящие в критерии подобия, находятся при средней температуре, пограничного слоя, которая и является определяющей температурой (t_m).

В качестве определяющего размера следует принять наружный диаметр теплообменной трубы (d_{mp}).

Постоянные С и п определяются следующим образом:

- 5.1 На основании экспериментальных данных (табл. 3), а также табличных значений для λ, ν, Pr (табл. 4), найденных по расчётному значению определяющей температуры (t) необходимо вычислить значение критериев $Nu, (Gr \cdot \text{Pr})_m$ и их логарифмов для всех заданных режимов.

Таблица 4.

Физические параметры сухого воздуха при нормальном давлении.

$t_m, ^\circ\text{C}$	$C_p, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$\rho, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$\lambda \cdot 10^2, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$	$\alpha \cdot 10^6, \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	$\nu \cdot 10^6, \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	Pr	$\mu \cdot 10^6, \frac{\text{Па} \cdot \text{с}}$
10	1,005	1,247	2,51	20,0	14,16	0,705	17,6
20	1,005	1,205	2,59	21,4	15,06	0,703	18,1
30	1,005	1,165	2,67	22,9	16,00	0,701	18,6
40	1,005	1,128	2,76	24,3	16,96	0,699	19,1
50	1,005	1,093	2,83	25,7	17,95	0,698	19,6
60	1,005	1,060	2,90	26,2	18,97	0,696	20,1
70	1,009	1,029	2,96	28,6	20,02	0,694	20,6
80	1,009	1,000	3,05	30,2	21,09	0,692	21,1
90	1,009	0,972	3,13	31,9	22,10	0,690	21,5
100	1,009	0,946	3,21	33,6	23,13	0,688	21,9
120	1,009	0,898	3,34	36,8	25,45	0,686	22,8
140	1,013	0,854	3,49	40,3	27,80	0,684	23,7
160	1,017	0,815	3,64	43,9	30,09	0,682	24,5
180	1,022	0,779	3,78	47,5	32,49	0,681	25,3
200	1,026	0,746	3,93	51,4	34,85	0,680	26,0

$$Nu_m = \frac{\alpha_k \cdot d_{mp}}{\lambda_m} - \text{число Нуссельта,}$$

где α_k – коэффициент теплоотдачи за счёт свободной конвекции (см.

табл. 3), $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$;

d_{mp} – наружный диаметр теплообменной трубы, м²;

λ_m – коэффициент теплопроводности, $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ (см. табл. 4);

$$Gr = \frac{g d_{mp}^3 \cdot \beta_m \Delta t}{\nu_m^2} - \text{число Грасгофа,}$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²;

$\beta_m = \frac{1}{(t_m + 273)}$ – коэффициент объёмного расширения воздуха, $\frac{1}{K}$;

ν_m – коэффициент кинематической вязкости воздуха, $\text{м}^2/\text{с}$ (см. табл. 4);

Δt – температурный напор между стенкой трубы и окружающим воздухом, $^{\circ}\text{C}$ (см. табл. 3);

$\text{Pr} = \frac{\nu}{a}$ – число Прандтля (см. табл. 4);

где a – коэффициент температуропроводности воздуха, $\text{м}^2/\text{с}$;

ν – коэффициент кинематической вязкости воздуха, $\text{м}^2/\text{с}$.

5.2 Полученные расчётные данные занести в таблицу 5.

Таблица 5.

Таблица расчётных данных.

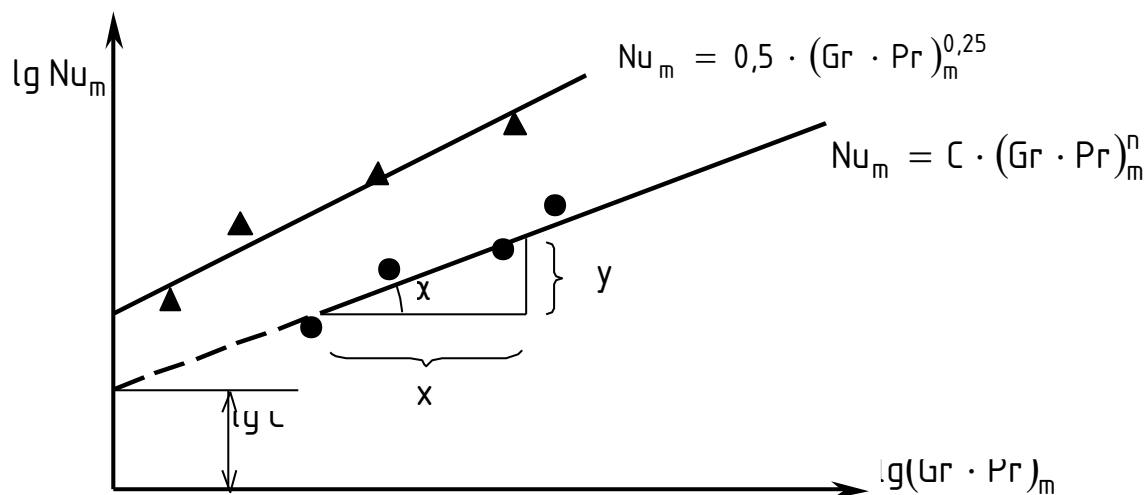
№	$t_m, ^{\circ}\text{C}$	$\lambda_m, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$	$\nu_m, \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	$\beta_m, \frac{1}{\text{К}}$	Pr_m	Gr_m	Nu_m	$(\text{Gr} \cdot \text{Pr})_m$	$\lg \text{Nu}_m$	$\lg(\text{Gr} \cdot \text{Pr})_m$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11

5.3 На основании экспериментальных данных (см табл. 5) построить в логарифмических координатах зависимость (см. рис. 2).

$$\text{Nu} = C \cdot (\text{Gr} \cdot \text{Pr})_m^n$$

5.4 Из графика (рис. 2), вычислить величину показателя степени n , равную угловому коэффициенту прямой, построенной по экспериментальным точкам.

$$n = \text{tg} \alpha = \frac{y}{x}.$$



- – экспериментальные точки (см. табл. 5);
- ▲ – расчётные точки из зависимости $Nu_m = 0,5 \cdot (Gr \cdot Pr)_m^{0,25}$.

Р

ис. 2 – зависимость Nu_m от $(Gr \cdot Pr)_m$
в логарифмических координатах

- 5.5 Из графика (рис. 2) вычислить величину постоянной C , представляющую собой отрезок, получающийся при пересечении экспериментальной прямой с осью ординат.
- 5.6 На основании полученных результатов записать критериальное уравнение, обобщающее результаты исследования в окончательном виде. Например: $Nu_m = 0,48 \cdot (Gr \cdot Pr)_m^{0,28}$.
- 5.7 Сравнить вычисленные значения C и n с данными табл. 1 и определить режим движения воздуха у поверхности теплообменной трубы.
- 5.8 Для сравнения полученных результатов с литературными данными, обобщающими многочисленные экспериментальные данные, проведенные в диапазоне изменения аргумента $5 \cdot 10^2 \leq (Gr \cdot Pr) \leq 2 \cdot 10^3$. На рис. 2 построить зависимость $Nu_m = 0,5 \cdot (Gr \cdot Pr)_m^{0,25}$. Дать оценку возможным расхождениям.

13. Оформление отчёта по лабораторной работе.

Отчёт по выполненной лабораторной работе должен содержать:

1. Назначение работы.
2. Принципиальную схему экспериментальной установки и краткое описание её устройства и принципа работы.
3. Протокол результатов измерений при проведении опытов (табл. 2).
4. Первичную обработку опытных данных и её результаты в форме табл. 3

и график зависимости $\alpha = f(\Delta t)$ (рис. 1).

5. Обработку опытных данных в критериальном виде и её результаты в форме таблицы расчётных данных (табл. 5) и графика зависимости $Nu = C \cdot (Gr \cdot Pr)_m^n$ логарифмических координатах (рис. 2).
6. Критериальное уравнение, описывающее интенсивность теплообмена при естественной конвекции около горизонтального цилиндра с постоянной температурой, в окончательном виде.
7. Сравнение результатов экспериментального исследования:
 - 1 – полученной критериальной зависимости с формулами, из учебной литературы (в виде, графиков, например, зависимости $Nu_m = 0,5 \cdot (Gr \cdot Pr)_m^{0,25}$);
 - 2 – полученных численных значений коэффициента теплоотдачи с данными из учебной литературы.

14. Литература.

1. Исаченко В.П. и др. Теплопередача: Учебник для ВУЗов – 4-е издание, переработ. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1981. – 416 с., ил.
2. Краснощёков Е.А, Сукомел А.С. Задачник по теплопередаче: Учебн. пособие для ВУЗов. – 4-е изд., перераб. – М.: Энергия, 1980. – 288 с., ил.

2. Лабораторная работа ТП-2

Теплоотдача вертикального цилиндра при естественной конвекции

1. Цель работы

Определить локальные коэффициенты теплоотдачи вертикального цилиндра при свободной конвекции, представить результаты экспериментов в виде уравнения подобия.

2. Общие положения

При нагреве вертикального цилиндра, помещённого в воздухе, между его поверхностью и газообразной средой осуществляется процесс теплообмена, который называется теплоотдачей.

В свою очередь теплоотдача состоит из двух процессов: свободной конвекции и теплового излучения. Данная работа посвящена изучению свободной конвекции.

Интенсивность свободной конвекции, которая характеризуется коэффициентом теплоотдачи $\alpha_K, \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$, не остаётся постоянной. Она зависит от высоты цилиндра, температурного напора между поверхностью тела и окружающей средой, теплофизическими свойствами среды и т.д. Влияние всех этих факторов учитывается при нахождении вида уравнения подобия.

3. Методика расчёта

При прохождении электрического тока через вертикальный цилиндр выделяется тепловой поток, который определяется из выражения:

$$Q = \frac{U^2}{R}, Вт, \quad (1)$$

где U — падение напряжения на длине цилиндра, В;

R — электрическое сопротивление цилиндра, равное 0,0195 Ом.

С учётом свободной конвекции и теплового излучения общий поток Q (1) можно представить в виде суммы:

$$Q = Q_K + Q_L, Вт, \quad (2)$$

где Q_K — конвективный тепловой поток, Вт;

Q_L — лучистый тепловой поток, Вт.

В соответствии с уравнением Ньютона-Рихмана запишем конвективный тепловой поток:

$$Q_K = \alpha_K (T_{\Pi} - T_C) \pi dL, Bm, \quad (3)$$

где α_K – коэффициент теплоотдачи при конвекции, $\frac{Bm}{m^2 \cdot K}$;

T_{Π} – средняя температура поверхности цилиндра, К;

T_C – температура окружающей среды, К;

D – диаметр цилиндра, м;

Лучистый тепловой поток определяется уравнением Стефана-Больцмана:

$$Q_{\mathcal{L}} = \varepsilon C_0 \pi dL \cdot \left[\left(\frac{T_{\Pi}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_C}{100} \right)^4 \right], Bm, \quad (4)$$

где $C_0 = 5,67 \frac{Bm}{m^2 \cdot K^4}$ – коэффициент излучения абсолютно чёрного тела;

$\varepsilon = 0,15$ – коэффициент теплового излучения (степень черноты) цилиндра.

Таким образом, тепловой поток Q_K , передаваемый конвекцией, находится из уравнений (1), (2) и (4) в виде

$$Q_K = \frac{U^2}{R} - \varepsilon C_0 \pi dL \cdot \left[\left(\frac{T_{\Pi}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_C}{100} \right)^4 \right], Bm, \quad (5)$$

Средний по всей поверхности цилиндра коэффициент теплоотдачи с учётом (3) рассчитывается по формуле

$$\alpha_K = \frac{\frac{U^2}{R} - \varepsilon C_0 \pi dL \cdot \left[\left(\frac{T_{\Pi}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_C}{100} \right)^4 \right]}{\pi dL (T_{\Pi} - T_C)}, \frac{Bm}{m^2 \cdot K}, \quad (6)$$

Подобное выражение используется для расчёта локальных коэффициентов теплоотдачи α_{Ki} . При этом в него подставляется температурный напор $\Delta T_i = T_{\Pi i} - T_C$, К, в соответствующем сечении

$$\alpha_{Ki} = \frac{\frac{U^2}{R} - \varepsilon C_0 \pi dL \cdot \left[\left(\frac{T_{\Pi i}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_C}{100} \right)^4 \right]}{\pi dL (T_{\Pi i} - T_C)}, \frac{Bm}{m^2 \cdot K}, \quad (7)$$

Для представления экспериментальных данных в безразмерном виде применяется уравнение подобия типа

$$Nu_i = C \cdot (Gr_i \cdot Pr_i)^n, \quad (8)$$

где $Nu_i = \frac{\alpha_{Ki} \cdot l_i}{\lambda_c}$ – число подобия Нуссельта;

l_i – координата i -го сечения, м;

λ_c – коэффициент теплопроводности воздуха, $\frac{Вт}{м \cdot К}$;

$Gr_i = \frac{g \beta l_i^3 \Delta T_i}{\nu^2}$ – число подобия Гразгофа;

G – ускорение свободного падения, $м / с^2$;

$\beta = \frac{1}{T_c}$ – температурный коэффициент объёмного расширения газа, $1/К$;

ν – кинематический коэффициент вязкости газа, $м^2 / с$;

$Pr = \frac{\nu}{a}$ – число Прандтля;

a – коэффициент температуропроводности газа, $м^2 / с$;

C – постоянный коэффициент;

n – показатель степени.

Теплофизические свойства газа, которые подставляются в (8), выбираются по определяющей температуре T_c .

4. Описание установки

Теплоотдача от вертикального цилиндра исследуется на установке, общий вид которой приведён на рис. 1.

На рабочем столе 1 укреплен вертикальный цилиндр 2. Здесь же смонтированы распределительный блок 3 с сигнальной лампочкой 4, блок мощности 5 с выключателем нагрева 6, выключателем 7, контрольными лампами 8 и реостатом 9 автотрансформатора. Блок мощности снабжен цифровым вольтметром 10.

Справа на столе размещен блок измерения температуры 11 с выключателем 12, милливольтметром 13, который подключается тумблером 14, и многопозиционным переключателем 15. Установка снабжена передвижными термопарами, перемещаемыми механизмом 16.

Вертикальный цилиндр нагревается электрическим током, подводимым из сети через трансформатор.

Температуры на поверхности цилиндра измеряются с помощью 12 хромель-копелевых термопар (ТХК), припаянных на различной высоте. Расстояния между термопарами указаны на рис. 3.

Две передвижные термопары 13 и 14 (рис. 3) предназначены для измерения температуры воздуха в пристеночном слое.

5. Порядок проведения опыта

Перед началом эксперимента все блоки должны быть отключены, ручка реостата 9 должна находиться в крайнем положении против часовой стрелки.

По разрешению преподавателя включаются в сеть распределительный блок 3, блок мощности 5 и блок измерения температуры 11. С помощью регулятора реостата 9 на цифровом вольтметре 10 устанавливается заданное напряжение нагрева вертикального цилиндра. После установления стационарного режима теплообмена многопозиционным переключателем 15 поочередно к милливольтметру 13 подключается двенадцать термопар 1 – 12 (рис. 3), установленных на поверхности цилиндра, и две передвижные термопары 13, 14.

Толщина теплового пограничного слоя 4 определяется по шкале измерительных устройств термопар 13 и 14 как расстояние от поверхности цилиндра, на котором температура отличается от температуры невозмущённого потока не более чем на 1%.

Таблица 1.

Результаты всех измерений заносятся в таблицу

№ п/п	№	U, В	Температуры i-го сечения, К												T_{13} , К	T_{14} , К	T_C , К	Расстояние от поверхности трубы, мм	
			$T_{П1}$	$T_{П2}$	$T_{П3}$	$T_{П4}$	$T_{П5}$	$T_{П6}$	$T_{П7}$	$T_{П8}$	$T_{П9}$	$T_{П10}$	$T_{П11}$	$T_{П12}$				l_{13}	l_{14}
1																			
2																			
3																			

Все измерения повторяются при двух других падениях напряжения на вертикальном цилиндре ($U_{\max} = 1,65 \text{ В}$).

После окончания экспериментов отключается нагрев цилиндра и вся установка.

6. Обработка результатов измерений

По результатам экспериментальных наблюдений вначале рассчитывается средний коэффициент теплоотдачи α_K по уравнению (6). В это уравнение подставляется средняя температура поверхности цилиндра

$$T_{\Pi} = \sum_{i=1}^{12} \frac{T_{\Pi i}}{12}, \text{ К.} \quad (9)$$

Затем с помощью уравнения (7) находятся значения локальных коэффициентов теплоотдачи α_{Ki} в 12 различных сечениях по высоте цилиндра.

Далее рассчитываются числа подобия Gr_i , Pr_i и Nu_i по уравнению (8), в которое в качестве характерного размера подставляются координаты сечений.

Для нахождения постоянного коэффициента C и показателя степени n в

уравнении (8) строится график в логарифмической системе координат $\lg Nu_i - \lg(Gr_i \cdot Pr_i)$, на который наносятся полученные значения чисел подобия. Экспериментальные точки графика аппроксимируются линейной зависимостью. Тангенс угла наклона этой прямой соответствует показателю степени n . Постоянная C определяется из уравнения (8).

Строится график $\alpha_{Ki} = f(l_i)$ и сравнивается с имеющимися в литературе.

По показаниям термопар 13 и 14 (рис. 2) строятся профили безразмерной температуры пограничного слоя

$$\frac{T_{\Pi} - T_{\Pi i}}{T_{\Pi} - T_C} = f\left(\frac{y_i}{\delta_T}\right), \quad (10)$$

где y_i – расстояние от поверхности трубы, м;

δ_T – толщина теплового пограничного слоя, м.

Необходимо сравнить полученный профиль температур с теоретическим, рассчитанным по формуле

$$\frac{T_{\Pi} - T_{\Pi i}}{T_{\Pi} - T_C} = \left(\frac{\delta_T - y}{\delta_T}\right)^2.$$

7. Выводы

Объясните, почему локальные коэффициенты теплоотдачи α_{Ki} изменяются по высоте цилиндра.

8. Оценка точности измерений

Погрешность измерения коэффициента теплоотдачи определяется следующим образом:

$$\delta_{\alpha} = \frac{\Delta\alpha}{\alpha} = \sqrt{\left(2\frac{\Delta U}{U}\right)^2 + \left(\frac{\Delta R}{R}\right)^2 + \left(\frac{\Delta d}{d}\right)^2 + \left(\frac{\Delta l}{l}\right)^2 + \left(\frac{\Delta T_{\Pi} + \Delta T_C}{T_{\Pi} - T_C}\right)^2},$$

где ΔU , ΔR , Δd , Δl , ΔT – соответственно абсолютные погрешности при измерении падения напряжения, электрического сопротивления, диаметра цилиндра, расстояния до рассматриваемого сечения, разности температур.

СХЕМА УСТАНОВКИ

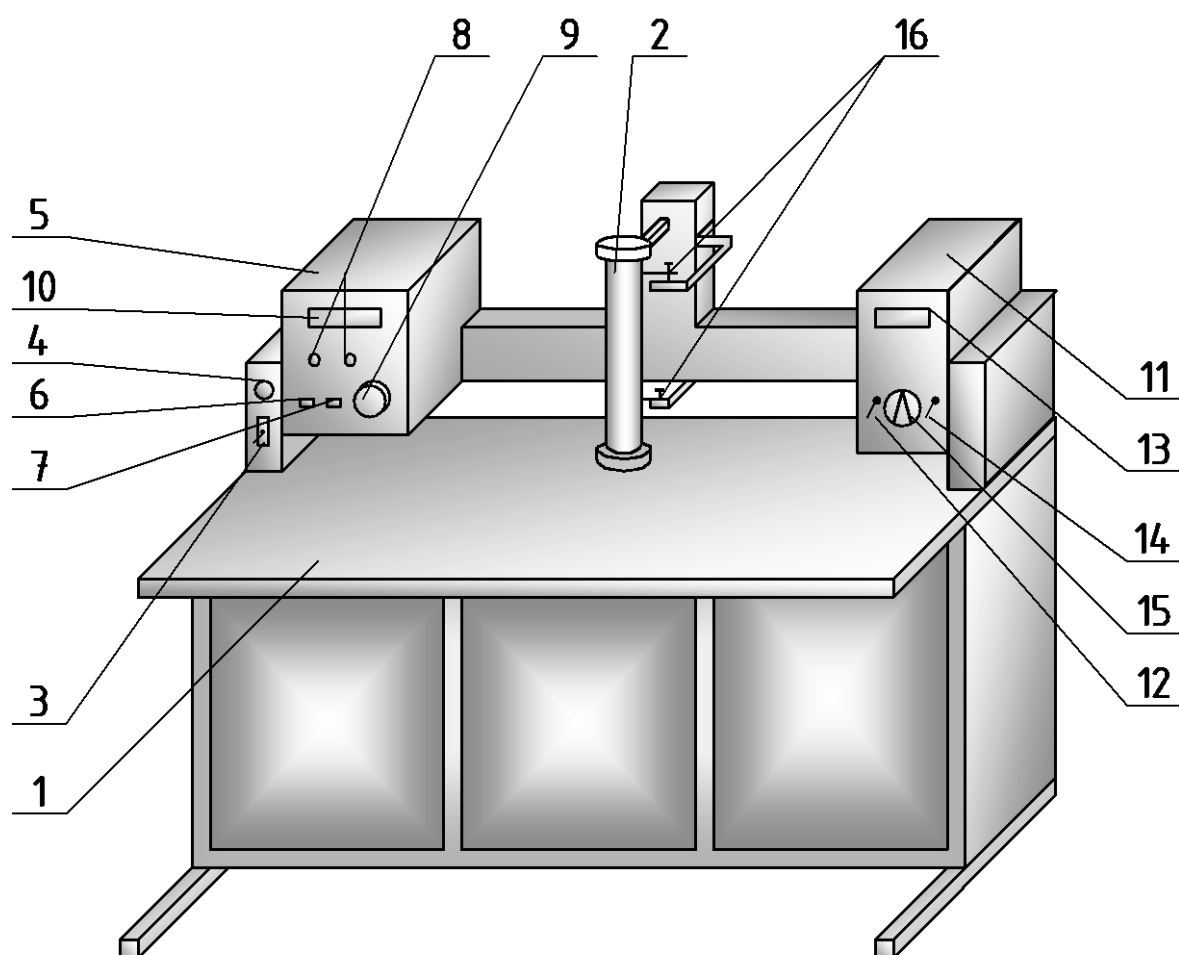


Рис. 1 – Общий вид экспериментальной установки

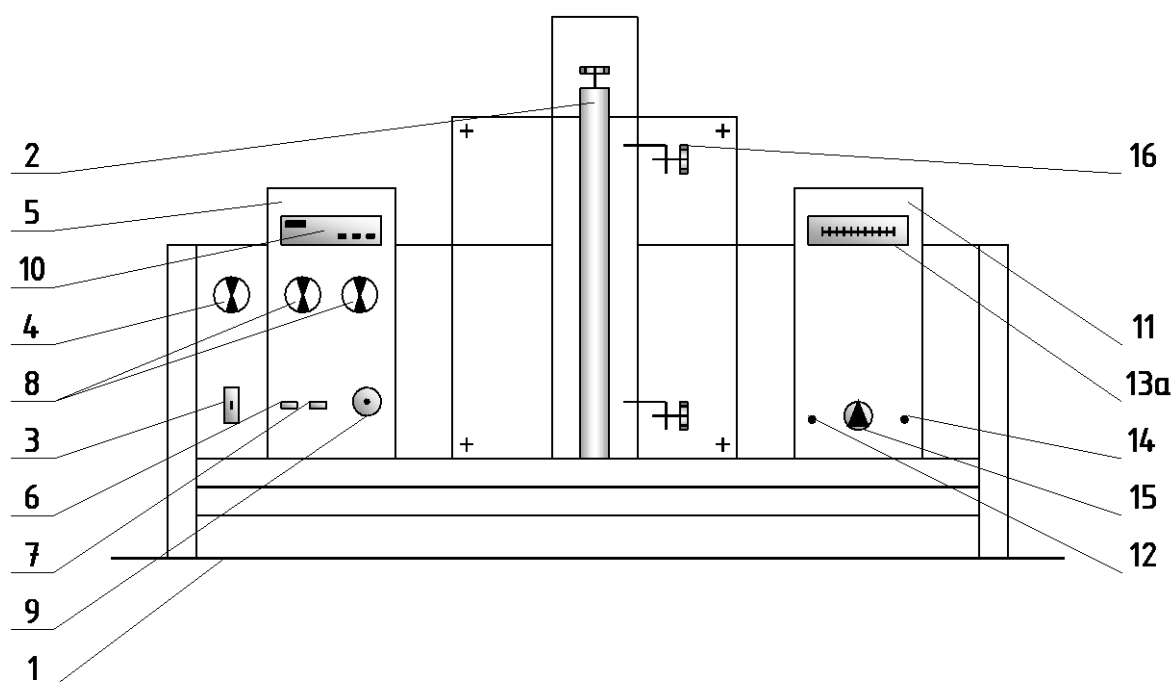


Рис. 2 – Измерительные блоки экспериментальной установки

- 1 – рабочий стол,
- 2 – вертикальный цилиндр,
- 3 – распределительный блок,
- 4 – сигнальная лампочка,
- 5 – блок мощности,
- 6 – включатель нагрева,
- 7 – выключатель,
- 8 – контрольные лампы,
- 9 – реостат автотрансформатора,
- 10 – цифровой вольтметр,
- 11 – блок измерения температуры,
- 12 – включатель,
- 13а – милливольтметр,
- 14 – тумблер,
- 15 – многопозиционный переключатель,
- 16 – механизм перемещения термопар.

РАБОЧИЙ УЧАСТОК ($d = 40 \pm 0,1 \text{ мм}$, $l = 1600 \pm 5 \text{ мм}$)

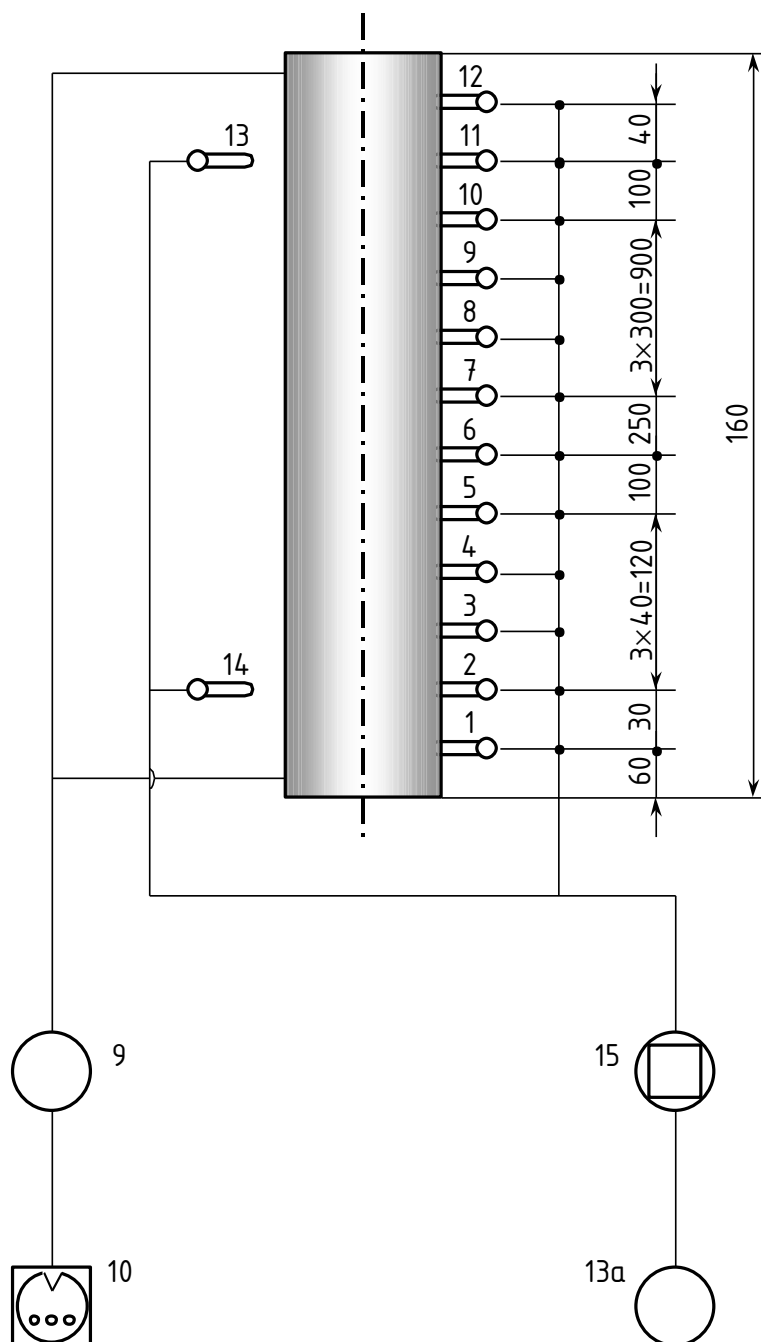


Рис. 3 – Экспериментальный участок (схема расположения термопар)

- 1 – 12 – хромель-копелевые термопары (ТХК);
- 9 – ручка реостата автотрансформатора;
- 10 – цифровой вольтметр;
- 13, 14 – термопары измерения температуры в пограничном слое;
- 13а – милливольтметр;
- 15 – многопозиционный переключатель.

3. Лабораторная работа ТП-3

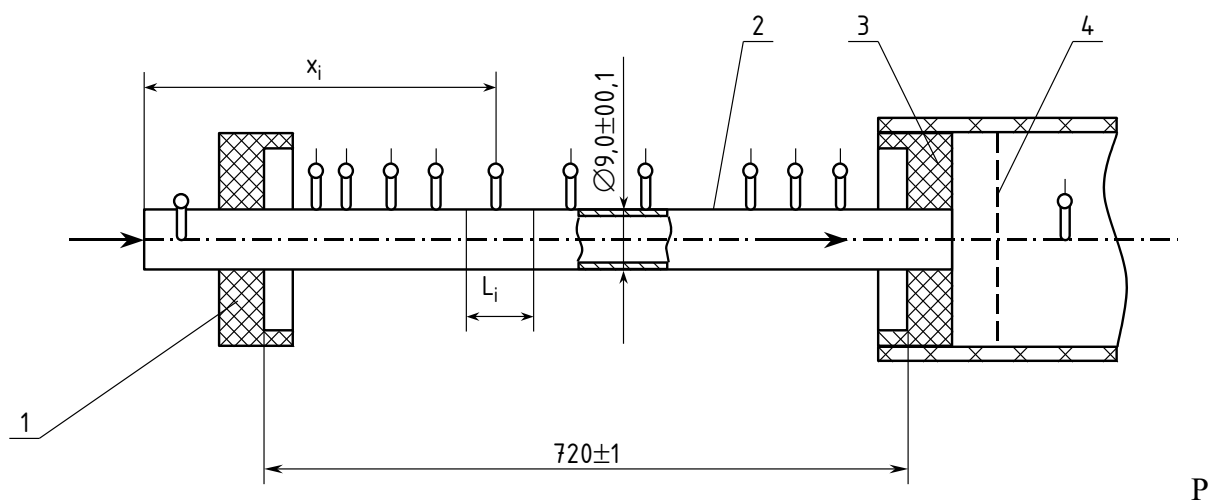
Теплоотдача при вынужденном движении воздуха в трубе

1. Назначение работы

Определение локальных и среднего значений коэффициента теплоотдачи при движении воздуха в трубе. Оценка по данным эксперимента длины участка тепловой стабилизации. Исследование влияния скорости воздуха на коэффициент теплоотдачи. Представление результатов эксперимента на стабилизированном участке в критериальной форме и сравнение с известными в литературе критериальными зависимостями.

2. Описание экспериментальной установки

Рабочий участок установки (рис. 1) представляет собой трубку 2 из нержавеющей стали (внутренний диаметр – 8 мм, толщина стенки – 0,5 мм). Один конец трубки соединён с атмосферой, а другой шлангом с центробежным вентилятором. На концах трубки припаяны медные шайбы, к которым от понижающего трансформатора подводится электрический ток низкого напряжения для нагрева рабочего участка. Электрическое сопротивление трубки составляет 0,05 Ом.



ис. 1 – Рабочий участок

- 1, 3 – фторопластовые опоры;
- 2 – трубка из нержавеющей стали;
- 4 – сетка.

На рис. 2 показана схема измерений. Напряжение в сети нагревателя регулируется автотрансформатором “ЛАТР–2М” 2а и регистрируется цифровым комбинированным прибором “Щ–4313” 2б. Температура стенки трубки измеряется десятью термопарами ТХК 2–3а – 11–3а, горячие спаи которых припаяны к её наружной поверхности. Координаты горячих спаев, отсчитываемые от входа, приведены в табл. 1:

Таблица 1.

i	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
x_i	25	45	80	145	245	365	490	600	655	675
L_i	25	30	55	80	105	125	125	100	50	25

где i – номер термопары;

x_i – координата горячего спая;

L_i – длина участка трубы, соответствующего i -й термопаре (см. рис. 1).

Термопарами 1-3а и 12-3а измеряется температура воздуха на входе и выходе из трубки соответственно. Номера термопар, указанные на схеме измерений, соответствуют показаниям на переключателе 3б.

Термо-Э.Д.С. термопар измеряется милливольтметром – 3в с автоматической компенсацией температуры холодных спаев.

Скорость воздуха в рабочем участке измеряется трубкой Пито 1а в комплекте с дифференциальным манометром, усиленный электрический сигнал которого регистрируется прибором 1в, показывающим величину объёмного часового расхода воздуха, $V \text{ м}^3/\text{ч}$.

Определение величины объёмного расхода по показаниям прибора находится из уравнения:

$$A=1,3; \quad V = A + Bn, \frac{\text{м}^3}{\text{ч}},$$

$$B=8; \quad (V=1,3+8n)$$

где n – показание прибора;

A и B – постоянные (указаны на установке).

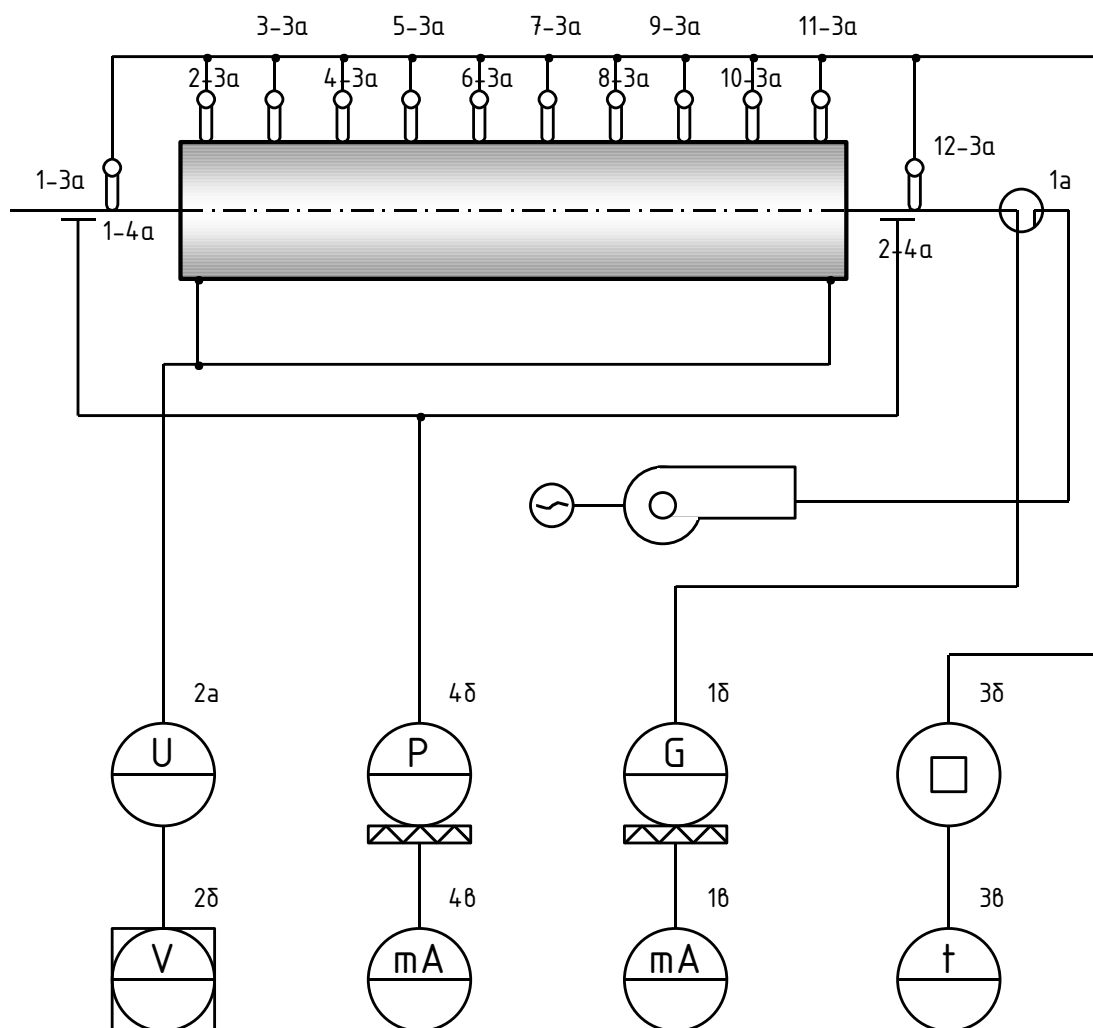


Рис. 2 – Схема измерений.

- 1а – трубка Пито;
- 1-3а – 12-3а – термопары ТХК;
- 1б, 4б – дифманометр;
- 1в, 4в – миллиамперметр;
- 2а – регулировочный автотрансформатор;
- 2б – цифровой прибор;
- 3б – переключатель термопар;
- 3в – милливольтметр.

Регулирование скорости воздуха осуществляется изменением частоты вращения электродвигателя вентилятора регулятором напряжения.

На рис. 3 показан общий вид установки с указанием расположения органов регулировки и измерения.

3. Порядок проведения опыта

Убедиться, что ручки регулятора напряжения 4 и 5 на панели приборов (рис. 3) выведены против часовой стрелки до упора. Тумблером 2 на панели включить установку в сеть (загорается контрольная лампочка 1).

Включить центробежный вентилятор тумблером 6 и с помощью регулятора частоты вращения электродвигателя 5 установить расход воздуха, соответствующий показанию прибора 1в $n = 0,6$.

Тумблером 3 включить цепь нагревателя рабочего участка и установить с помощью ручки автотрансформатора 4 падение напряжения, не превышающее 1,3 В, которое измеряется цифровым вольтметром 2б.

Убедившись в наступлении стационарного теплового режима по стабильности показаний термопар, записать показания всех 12 термопар по милливольтметру 3в, шкала которого градуирована в $^{\circ}\text{C}$.

Результаты измерений занести в журнал наблюдений по форме, представленной в виде таблицы:

Таблица 2.

U, В	n	V, м ³ /ч	w, м ² /с	Показания термопар, $^{\circ}\text{C}$												
				t_1	t_2	t_3	t_4	t_5	t_6	t_7	t_8	t_9	t_{10}	t_{11}	t_{12}	$\bar{t}_{cm}$



- 32

Затем, не изменяя нагрузки в сети нагревателя, провести измерения при других расходах воздуха, соответствующих показаниям прибора 1в $n = 0,4$ и $n = 0,2$.

По окончании опыта вывести ручку автотрансформатора 4 против часовой стрелки до упора, при этом цифровой вольтметр 2б должен показывать нулевое значение напряжения. После того как рабочий участок охладится до температуры окружающей среды, выключить вентилятор.

4. Обработка результатов измерений

Для определения среднего коэффициента теплоотдачи необходимо:
Определить тепловой поток Q (Вт) на рабочем участке по формуле

$$Q = \frac{U^2}{R_9},$$

где R_9 – сопротивление рабочего участка, Ом.

Вычислить значения температурного напора в сечениях трубки соответствующих местам установки термпар с координатами ($i = 2, 3, \dots, 11$).

$$\Delta t_i = (t_i - t_1) - \frac{t_{12} - t_1}{730} \cdot x_i.$$

Определить локальные значения коэффициента теплоотдачи из выражения

$$\alpha_i = \frac{Q - Q_n}{\Delta t_i \pi d_{\text{вн}} L},$$

где $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр трубы, м;

L – длина рабочего участка трубы, м;

Q_n – потери теплоты с наружной поверхности трубки в окружающую среду за счёт свободной конвекции, излучения и концевых потерь

$$Q_n = K(\bar{t}_{cm} - t_{oc}),$$

где $\bar{t}_{cm} = \frac{\left(\sum_{i=2}^{11} t_i\right)}{10}$ – средняя температура стенки, °С;

t_{oc} – температура окружающей среды, °С;

$K = 0,18$ – коэффициент, определённый опытным путём.

Подсчитать среднее значение коэффициента теплоотдачи

$$\bar{\alpha}_{cm} = \frac{\left(\sum_{i=3}^{10} \alpha_i L_i \right)}{\sum_{i=3}^{10} L_i}.$$

При определении среднего коэффициента теплоотдачи значения α_2 и α_{11} вследствие влияния утечек теплоты с торцов рабочего участка исключаются из рассмотрения.

По полученным локальным значениям коэффициента теплоотдачи определить основной участок трубы (участок стабилизированного течения), где коэффициент теплоотдачи α_i перестаёт зависеть от условий на входе в трубу.

Определить значения коэффициента теплоотдачи на основном участке трубы при вынужденном турбулентном течении жидкости, используя критериальные уравнения:

$$Nu_{ж,d} = 0,021 Re_{ж,d}^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,43},$$

(при $Re_{ж,d} \geq 10^4$; $Pr_{ж} \geq 0,7$);

или

$$Nu_{ж,d} = f(Re_{ж,d}) \cdot Pr_{ж}^{0,43}$$

в переходной области течения ($2300 \leq Re_{ж,d} \leq 10^4$),

где $f(Re_{ж,d})$ – функция, зависящая от $Re_{ж,d}$;

Таблица 3.

$Re_{ж,d}$	2300	3000	4000	6000	8000	9000	10^4
$f(Re_{ж,d})$	3,6	7,5	12,2	20	27	30	$0,021 Re_{ж,d}^{0,8}$

$$Nu_{ж,d} = \frac{\bar{\alpha} \cdot d_{\text{вн}}}{\lambda_{ж}};$$

$$Re_{ж, d} = \frac{\bar{w} \cdot d_{вн}}{\nu_{ж}};$$

$$Pr_{ж} = \frac{\nu_{ж}}{a_{ж}},$$

где $\lambda_{ж}$ – коэффициент теплопроводности воздуха, $\frac{Вт}{м \cdot К}$;

$\nu_{ж}$ – кинематическая вязкость воздуха, $м^2/с$;

$a_{ж}$ – коэффициент температуропроводности, $м^2/с$;

$\bar{w}$ – средняя скорость движения воздуха в трубке, $м/с$;

$$\bar{w} = \frac{V}{3600 F_{\varnothing}};$$

$$F_{\varnothing} = \frac{\pi d_{вн}^2}{4}.$$

При вычислении критериев подобия в качестве определяющего размера принимается внутренний диаметр трубки $d_{вн}$, а в качестве определяющей температуры для определения теплофизических свойств воздуха – среднюю температуру воздуха $\bar{t}_{ж}$

$$\bar{t}_{ж} = 0,5 \cdot (t_1 + t_{12}).$$

Построить график в логарифмических координатах $\lg Nu_{ж, d}$, $\lg Re_{ж, d}$ на котором, нанести полученные экспериментальные значения, соответствующие основному участку трубы для исследованных режимов.

4. Оценка погрешности измерений

Относительная погрешность при определении коэффициента теплоотдачи вычисляется по Формуле:

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\Delta U}{U} + \frac{\Delta n}{n} + \frac{\Delta t}{\bar{t}_{ст}} + \frac{\Delta t}{\bar{t}_{ж}},$$

где « Δ » обозначают абсолютные погрешности соответствующих величин.

5. Дополнительное задание к лабораторной работе

По заданному расходу воздуха (по показанию прибора – n) и напряжению в сети нагревателя (U) выполнить приближённый расчёт средней тем-

пературы стенки $\bar{t}_{cm}$ и приращение температуры воздуха δt_{ϵ} на выходе из трубки из выражений:

$$\bar{t}_{cm} = Q \frac{0,5\alpha F_{mp} + N}{\alpha F_{mp}(N + 0,5K) + KN} + t_{oc}, ^\circ C;$$

$$\delta t_{\epsilon} = \frac{Q}{N} \left(1 - K \frac{0,5\alpha F_{mp} + N}{\alpha F_{mp}(N + 0,5K) + KN} \right), ^\circ C;$$

где $Q = \frac{U^2}{R}$; $R = 0,05$ Ом.

$$V = 1,3 + 8n,$$

где n – показание прибора (расходомера).

$$w = \frac{V}{3600 F_{\varnothing}};$$

$$F_{\varnothing} = \frac{\pi d_{\epsilon H}^2}{4};$$

$$d_{\epsilon H} = 0,008 \text{ м};$$

$$F_{mp} = \pi d_{\epsilon H} L;$$

$$L = 0,72 \text{ м};$$

$$K = 0,18 \text{ м};$$

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{d_{\epsilon H}};$$

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43};$$

или

$$Nu = f(Re) \cdot Pr^{0,48};$$

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d_{\text{en}}}{\nu};$$

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{a};$$

$$N = wF_{\varnothing}c\rho$$

λ, c, ρ, ν, a – из таблиц (при $t = t_{\text{oc}}$).

4. Лабораторная работа №8

Определение коэффициента теплопроводности методом шара

Особенность настоящего метода заключается в том, что при шаровой форме слоя материала и внутреннем расположению нагревателя вся теплота проходит сквозь исследуемый материал, т.е. отсутствуют ее потери, каковые имеют место при некоторых других методах исследования теплопроводности

1. Цель работы

Экспериментальное определение коэффициента теплопроводности сыпучего материала методом шара.

2. Методика расчета

Шаровой слой образован двумя шарами, расположенными один внутри другого. Во внутреннем шаре находится электронагреватель.

Мощность электронагревателя определяется из выражения:

$$N = I \cdot U, \text{ Вт} \quad (10)$$

где: I - сила электрического тока, А;

U - падение напряжения на нагревателе, В.

Тепловой поток, проходящий через шаровую стенку, определяется уравнением:

$$Q = \frac{2\pi\lambda}{\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2}} (T_{n1} - T_{n2}), \text{ Вт} \quad (11)$$

где: d_1, d_2 - внутренний и наружный диаметры шарового слоя, м;

T_{n1}, T_{n2} - температуры внутренней и наружной поверхности слоя исследуемого материала, К.

При стационарном режиме вся теплота, выделяемая электронагревателем, пройдет через шаровой слой и, следовательно, можно приравнять выражения (10) и (11), т.е.:

$$N = Q, \quad (12)$$

3. Описание установки

Экспериментальная установка (рис. 3) представляет собой полный металлический шар (1), внутри которого размещен шар меньшего диаметра (2) таким образом, что их центры совпадают. В пространство между шарами помещен испытуемый материал (3). В шаре (2) расположен электронагреватель (4).

Для измерения силы тока служит амперметр (5), а напряжения – вольтметр (6).

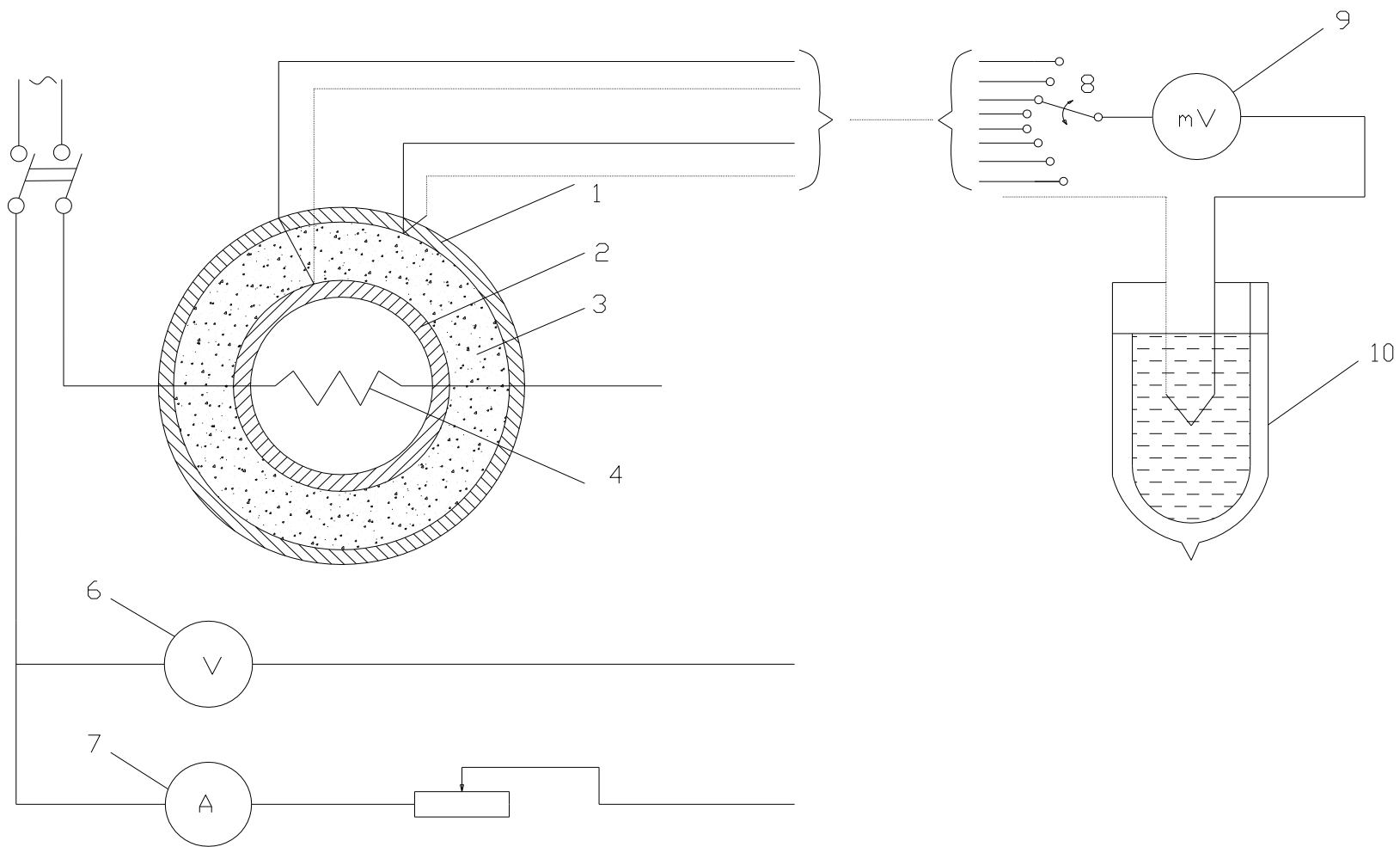


Рис. 3

Температуры внутренней наружной поверхностей исследуемого материала измеряются хромель-алюминевыми термопарами (7) и цифровым милливольтметром (9). Холодные спаи термопар помещены в сосуд Дюара (10). Поочередное подключение термопар к милливольтметру осуществляется переключателем (8).

4. Порядок проведения опыта.

Включается электронагреватель и установка прогревается до стационарного теплового режима.

Последовательно подключая термопары, снимают показания милливольтметра с интервалом между сериями замеров в две минуты. Одновременно снимают показания амперметра и вольтметра.

Результаты измерений вносят в следующую таблицу:

№ пп	I, А	U, В	Показания милливольтметра, мВ				Т _{п1} , К	Т _{п2} , К
			Термопары					
			1	2	3	4		
1								
2								
3								

5. Обработка результатов измерений

Находят средние значения измеренных величин. Затем осредняют показания милливольтметра в отдельности для внутренней и наружной поверхности.

По градуировочной таблице переводят милливольты в Кельвины, определяя температуры Т_{п1} и Т_{п2}. При этом необходимо учитывать температуру холодных спаев термопар.

По формуле (10) вычисляется мощность, потребляемая электронагревателем. Из уравнения (II), принимая во внимание равенство (12), определяется коэффициент теплопроводности λ .

6. Выводы

Полученное значение коэффициента теплопроводности сравнивается с табличными значениями λ для различных материалов (приложение 2) и дается оценка теплофизических свойств исследуемого материала.

7. Оценка точности измерений

Относительная погрешность при определении коэффициента теплопроводности вычисляется по формуле:

$$\varepsilon_{\lambda} = \frac{\Delta I}{I} + \frac{\Delta U}{U} + \frac{2\Delta d_1}{d_2 - d_1} + \frac{\Delta d_1}{d_1} + \frac{\Delta d_2}{d_2} + \frac{2\Delta T}{T_{n1} - T_{n2}},$$

где через « Δ » обозначены абсолютные погрешности соответствующих величин.

5. Лабораторная работа №13

Определение зависимости коэффициента теплоотдачи при свободной конвекции от температуры поверхности тела

1. Цель работы

Экспериментальное определение коэффициентов теплоотдачи α_k и α_l при различных температурах поверхности тела и выявление зависимости $\alpha_k = f_1(T_n)$ и $\alpha_l = f_2(T_n)$

2. Методика расчета

Плотность теплового потока:

$$q = \alpha_k (T_n - T_c), \text{ Вт/м}^2, \quad (1)$$

где α_k – коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м²·К);
 T_n , T_c – соответственно температуры поверхности тела и среды, К.

Количество теплоты согласно закону Стефана – Больцмана определяется зависимостью вида:

$$E = \varepsilon C_o \left[\left(\frac{T_n}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_c}{100} \right)^4 \right], \text{ Вт/м}^2, \quad (2)$$

где E – плотность потока излучения, Вт/м²;
 ε – коэффициент теплового излучения;
 $C_o = 5,67$ – излучательная способность абсолютно черного тела, Вт/(м²·К⁴).

Доля каждого теплообмена зависит от температуры. При сравнительно низких температурах (как это имеет место, например, в отопительном радиаторе) основная часть теплоты передается конвекцией и меньшая – лучеиспусканием. В этом случае конвективный теплообмен считается основным, а тепловое излучение – второстепенным. Выразив теплообмен излучением с помощью закона, характерного для конвективного теплообмена, получим:

$$q_l = \alpha_l (T_n - T_c), \text{ Вт/м}^2, \quad (3)$$

где α_l – коэффициент теплоотдачи излучением, Вт/(м²·К)

Из условия равенства (2) и (3) имеем

$$\alpha_{\text{л}} = \varepsilon C_o \frac{\left[\left(\frac{T_{\text{п}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{с}}}{100} \right)^4 \right]}{T_{\text{п}} - T_{\text{с}}} \quad (4)$$

В данной работе коэффициент теплоотдачи рассчитывается с помощью уравнения подобия. Для горизонтальных труб при $10^3 < Gr \cdot Pr < 10^8$ уравнение подобия имеет вид:

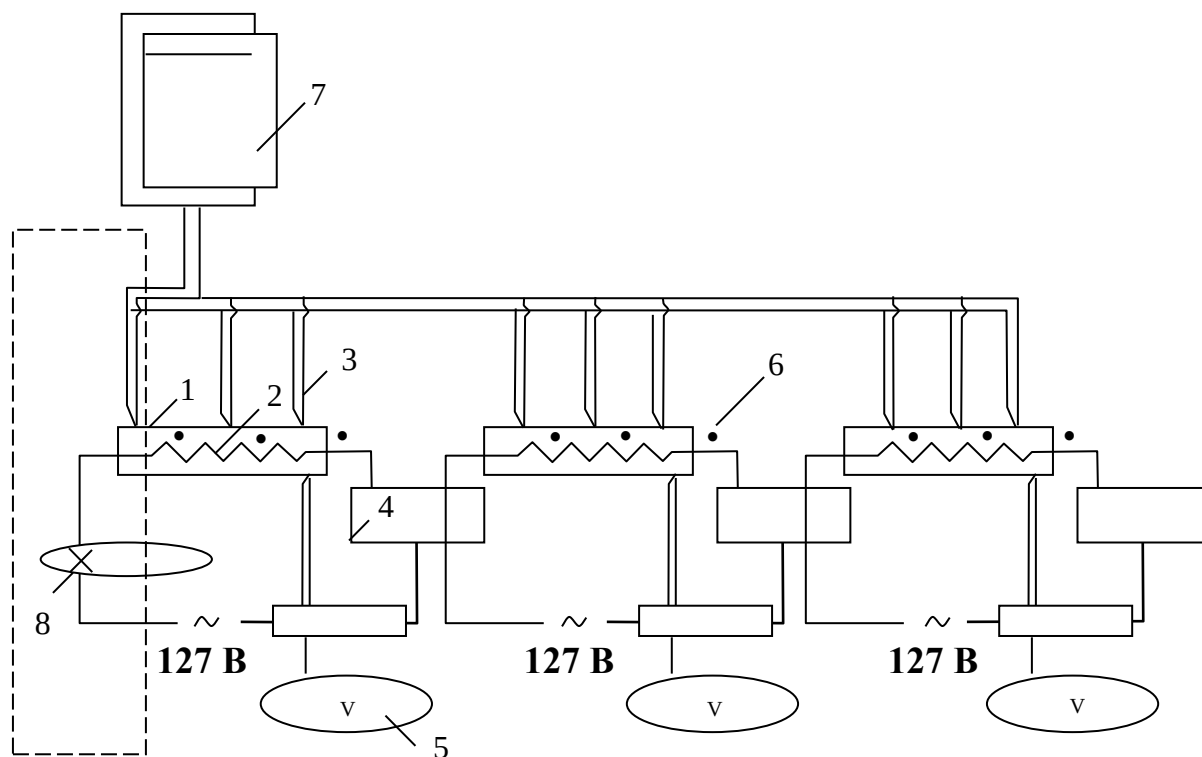
$$Nu = 0,5 \left(Gr_{\text{с,д}} Pr_{\text{с}} \right)^{0,25} \quad (5)$$

где Nu – число подобия Нуссельта, $Nu = \frac{\alpha d}{\lambda_{\text{с}}}$;

Gr – число подобия Грасгофа, $Gr = \frac{\beta q d^3}{\nu^2} \Delta T$;

Pr – число подобия Прандтля, $Pr = \frac{\nu}{\alpha}$.

3. Описание установки



Обозначения:

1 - исследуемый блок, 2 - стальная окисленная труба, 3 - электронагреватель, 4- реостат, 5 - результирующий прибор, 6 - термопары, 7 - электронный потенциометр, 8 - сигнальная лампа

На общем стенде смонтированы три одинаковых блока 1. Каждый блок состоит

из стальной окисленной трубы 2, внутри которой располагается электронагреватель 3 (ТЕН). Он через реостат 4 и узкопрофильный позиционный регулирующий прибор 5 со световым указателем МВУ6-К подключается к электрической сети.

На поверхности трубы укреплены четыре термопары 6. Термоэдс трех термопар записывается электронным потенциометром 7. Сигнал четвертой термопары передается на регулирующий прибор 5, поддерживающий заданный тепловой режим блока. Установка снабжена сигнальной лампой 8.

4. Результаты эксперимента

Таблица экспериментальных данных

Таблица 1

I блок			II блок			III блок			Температура окружающего воздуха T _с , К
Т е р м о п а р ы									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	
Средняя T _{П1} , К			Средняя T _{П2} , К			Средняя T _{П3} , К			

Внешний диаметр трубы $d = 100$ мм

5. Обработка результатов измерений

Для каждого блока при его средней температуре поверхности рассчитываем значение коэффициента теплоотдачи α_k по формуле (5). С этой целью вначале находят значения чисел подобия Прандтля и Грасгофа, подставляя в них термофизические свойства воздуха, взятые из таблицы для определяющей температуры, т.е. температуры T_c . Число подобия Прандтля не изменяется, а число подобия Грасгофа зависит от величины температурного напора $\Delta T = T_c - T_k$ для различных блоков.

По результатам расчетов на миллиметровой бумаге строится график $\alpha_k = f_1(T_{п})$.

Для нахождения коэффициента теплоотдачи при тепловом излучении $\alpha_{л}$ следует воспользоваться уравнением (4). Вместо $T_{п}$ подставить средние температуры поверхности трубы каждого из блоков. Коэффициент теплового излучения ε находят из таблицы. Затем строят график $\alpha_{л} = f_2(T_{п})$.

6. Выводы

Сравнить графики $\alpha_{л} = f_2(T_{п})$ и $\alpha_k = f_1(T_{п})$ и сделать вывод о влиянии температуры на интенсивность конвективного теплообмена и теплового излучения.

7. Оценка точности измерений

Относительная погрешность измерения при определении α_L находится по формуле

$$\varepsilon_{\alpha_L} = \frac{\Delta T_{II}}{T_{II}} + \frac{\Delta T_C}{T_C} + \frac{2\Delta(\Delta T)}{T_{II} - T_C},$$

где $\Delta T_{II}, \Delta T_C, \Delta(\Delta T)$ – абсолютные погрешности при измерении температур.

Электронный учебно-методический комплекс

Контроль знаний

ТЕПЛОМАССООБМЕН

Перечень вопросов, выносимых на экзамен

Минск 2024

1. Теория теплообмена. Основные положения (теплопроводность, конвекция, тепловое излучение).
2. Теплоотдача в турбулентном пограничном слое при продольном омывании пластины.
3. Конденсация. Термическое сопротивление при конденсации чистого пара.
4. Температурное поле. Температурный градиент.
5. Регулярный режим охлаждения (нагрева) тел.
6. Лучеиспускательная, поглощательная, отражательная и пропускательная способности тел.
7. Тепловой поток. Закон теплопроводности Фурье.
8. Темп охлаждения. Теоремы Кондратьева.
9. Теплообмен при конденсации и ламинарном режиме течения пленки конденсата.
10. Интенсификация процесса теплопередачи.
11. Теплоотдача при ламинарном режиме течения жидкости в трубах.
12. Теплоотдача при пленочной конденсации пара на горизонтальной трубе.
13. Коэффициент теплопроводности. Теплопроводность различных материалов.
14. Теплоотдача при турбулентном режиме течения в трубах.
15. Теплообмен при конденсации пара на трубных пучках.
16. Дифференциальное уравнение теплопроводности.
17. Конвективный теплообмен. Основные понятия.
18. Теплообмен при капельной конденсации.
19. Условия однозначности. Граничные условия.
20. Теплоотдача при течении жидкости в каналах произвольной формы.
21. Механизм теплообмена при пузырьковом кипении жидкости. Минимальный радиус парового пузыря.
22. Стационарная теплопроводность через плоскую стенку.
23. Теплоотдача при поперечном обтекании одиночной круглой трубы.
24. Краевой угол смачивания. Отрывной диаметр пузыря при кипении.
25. Теплопередача через плоскую стенку.
26. Уравнение сплошности (неразрывности) потока.
27. Зависимость плотности теплового потока и коэффициента теплоотдачи при кипении от температурного напора.
28. Теплопроводность через цилиндрическую стенку.
29. Уравнение движения (Навье-Стокса).
30. Теплоотдача при пузырьковом кипении жидкости.
31. Водяной эквивалент. Число единиц переноса теплоты теплообменного аппарата.
32. Основы теории пограничного слоя.
33. Механизм процесса теплообмена при кипении.
34. Тепловая изоляция. Критический диаметр изоляции.
35. Основы теории подобия конвективного теплообмена.
36. Числа подобия при конденсации (Рейнольдса, Прандтля, Грасгофа, Кутателадзе, Нуссельта).
37. Теплопроводность через шаровую стенку.

38. Гидромеханическое подобие конвективного теплообмена.
39. Влияние направления и скорости движения пара на теплообмен при конденсации.
40. Тепловое подобие.
41. Гидродинамическая теория теплообмена.
42. Критическая плотность теплового потока при кипении.
43. Теплоотдача жидких металлов.
44. Теплоотдача при свободном движении теплоносителя в неограниченном пространстве.
45. Теплообмен излучения. Угловые коэффициенты излучения.
46. Нестационарная теплопроводность.
47. Основные уравнения переноса субстанций.
48. Равновесное излучение. Закон Планка.
49. Общее решение уравнения одномерной нестационарной теплопроводности.
50. Гидродинамические числа подобия.
51. Закон излучения Стефана-Больцмана.
52. Охлаждение (нагревание) неограниченной пластины.
53. Числа теплового подобия.
54. Закон излучения Кирхгофа.
55. Графики (номограммы) для решения задач нестационарной теплопроводности.
56. Особенности движения жидкости при продольном омывании пластины.
57. Закон излучения Вина.
58. Частные случаи охлаждения (нагрева) неограниченной пластины.
59. Теплоотдача при движении кипящей жидкости в трубах.
60. Закон излучения Ламберта.
61. Тепловой баланс теплообменного аппарата. Температурный напор.
62. Теплоотдача при движении жидкости внутри труб. Ламинарный режим.
63. Теплообмен излучением между телами разделенными прозрачной средой.
64. Теплопроводность через цилиндрическую стенку.
65. Метод теории размерностей. ТС- теорема Букенгема.
66. Теплообмен излучением при наличии экранов.
67. Параметр ребра. Эффективность работы ребра.
68. Теплоотдача при поперечном омывании пучков труб.
69. Теплообмен излучением между телом и его оболочкой.
70. Теплопередача через плоскую стенку.
71. Получение эмпирических формул (критериальных зависимостей).
72. Коэффициент излучения твердых тел и методы его определения.
73. Классификация рекуперативных теплообменных аппаратов по конструктивным признакам.
74. Свободная конвекция в ограниченном пространстве.
75. Тепловой и гидромеханический расчеты теплообменных аппаратов.
76. Поверочный и конструктивный тепловые расчеты теплообменных аппаратов.
77. Эффективное и результирующее излучение.

78. Кризисы кипения.
79. Структура потока при движении жидкости в парогенерирующей трубе.
80. Охлаждение и нагревание неограниченной пластины.
81. Сложный теплообмен. Радиационно-конвективный и радиационно-кондуктивный теплообмен.
82. Способы задания граничных условий.
83. Конвективный теплообмен. Основные положения.
84. Числа радиационного подобия (Больцмана, Кирпичева, Старка).
85. Перенос теплоты (теплопередача) через плоскую однослойную и многослойные стенки.
86. Дифференциальное уравнение сохранения энергии.
87. Теории подобия и моделирования. Теоремы подобия.
88. Перенос теплоты (теплопередача) через цилиндрические однослойную и многослойную стенки.
89. Режимы движения жидкости (ламинарный и турбулентный). Коэффициенты трения и гидравлического сопротивления в трубах.
90. Теплообменные аппараты. Схемы движения теплоносителей.

Электронный учебно-методический комплекс

Контроль знаний

ТЕПЛОМАССООБМЕН

Комплект тестов для контроля знаний

Минск 2024

Тест № 1

	Вопрос №	Возможные ответы: А, Б, В, Г
1	Чему равна приведенная степень черноты двух параллельных поверхностей, если: $\varepsilon_1 = 0,25$; $\varepsilon_2 = 0,5$?	А) 0,14 Б) 0,8 В) 0,2 Г) 0,5
2	Указать математическое выражение 3-мерного нестационарного температурного поля!	А) $t = f(x, \tau)$ Б) $t = f(x)$ В) $t = f(x, y, z, \tau)$ Г) $t = f(x, y, z)$
3	Каким способом передается теплота поперек ламинарного пограничного слоя?	А) теплопроводностью Б) конвекцией В) излучением Г) всеми перечисленными (А+Б+В)
4	Которое из приведенных выражений является уравнением Ньютона-Рихмана?	А) $q = k(t_{ж1} - t_{ж2})$ Б) $q = \varepsilon c_0 [(\frac{T_1}{100})^4 - (\frac{T_2}{100})^4]$ В) $q = -\lambda(\frac{dt}{dn})$ Г) $q = \alpha(t_1 - t_2)$
5	Указать выражение термического сопротивления теплопроводности 1-слойной плоской стенки!	А) $\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}$ Б) $\frac{\delta}{\lambda}$ В) $\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}$ Г) $\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}$

Тест № 2

	Вопрос №	Возможные ответы: А, Б, В, Г
1	Определить поверхность нагрева F в м^2 рекуперативного теплообменника при прямотоке теплоносителей, если $Q = 52422 \text{ кВт}$; $k = 60 \text{ Вт/м}^2$; $t_1' = 825 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_1'' = 625 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_2' = 15 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_2'' = 475 \text{ }^\circ\text{C}$!	А) $1,82 \text{ м}^2$ Б) $2,23 \text{ м}^2$ В) $2,82 \text{ м}^2$ Г) $3,23 \text{ м}^2$
2	Указать число подобия Грасгофа!	А) $\frac{w\ell}{\nu}$ Б) $g\beta\theta_c \frac{\ell^3}{\nu^2}$ В) $\frac{\nu}{a}$ Г) $\frac{\alpha\ell_0}{\lambda}$
3	Выделить выражение закона Планка!	А) $\varepsilon c_0 \left(\frac{T}{100}\right)^4$ Б) $c_0 \left(\frac{T}{100}\right)^4$ В) $\frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$ Г) $\frac{c_1 \lambda^{-5}}{e^{c_2/\lambda T} - 1}$
4	Каков закон изменения температуры для теплопроводности в цилиндрической стенке?	А) Гиперболический Б) Параболический В) Прямолинейный Г) Логарифмический
5	Выделить уравнение подобия для теплоотдачи к любой жидкости при вынужденной конвекции!	А) $Nu = c Gr^m Pr^n$ Б) $Nu = c Re^m Pr^n$ В) $Nu = c Gr^m$ Г) $Nu = c Re^m$

Тест № 3

	Вопрос №	Возможные ответы: А, Б, В, Г
1	Теплота передается от горячего теплоносителя к холодному через плоскую стенку поверхностью $F = 0,2 \text{ м}^2$. Определить термическое сопротивление теплопередачи, если: $\alpha_1 = 500 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$; $\alpha_2 = 50 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$; $\delta = 0,1 \text{ м}$; $\lambda = 1 \text{ Вт}/(\text{мК})$!	А) 0,122 Б) 8,2 В) 13,1 Г) 65,6
2	Указать число подобия Нуссельта!	А) $\frac{\nu}{a}$ Б) $\frac{\alpha \ell_0}{\lambda}$ В) $\frac{w \ell}{\nu}$ Г) $g \beta \theta_c \frac{\ell^3}{\nu^2}$
3	Что такое средне-логарифмическая разность температур между теплоносителями?	А) $(\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_{\bar{m}}) / \ln(\Delta t_{\bar{o}} / \Delta t_{\bar{m}})$ Б) $(t_1' - t_1'') / (t_2'' - t_2')$ В) $(\Delta t_{\bar{o}} + \Delta t_{\bar{m}}) / 2$ Г) $(\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_{\bar{m}}) / 2$
4	Указать математическое выражение 3-мерного стационарного температурного поля!	А) $t = f(x, \tau)$ Б) $t = f(x)$ В) $t = f(x, y, z, \tau)$ Г) $t = f(x, y, z)$
5	От чего зависит степень черноты поверхности?	А) от всех перечисленных (Б+В+Г) Б) от физических свойств В) от состояния поверхности Г) от температуры

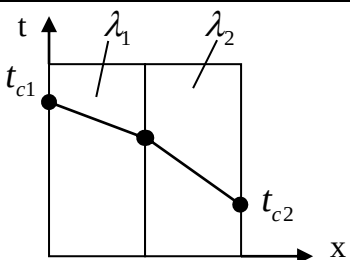
Тест № 4

	Вопрос №	Возможные ответы: А, Б, В, Г
1	Теплота передается от горячего теплоносителя к холодному через цилиндрическую стенку длиной $L = 0,5$ м. Определить удельный линейный тепловой поток q_ℓ в Вт/м, если: $\alpha_1 = 500$ Вт/(м²К); $\alpha_2 = 50$ Вт/(м²К); $d_1 / d_2 = 0,2/0,21$ м; $\lambda = 10$ Вт/(мК); $\Delta t = 8$ К.	А) 0,108 Б) 9,26 В) 116 Г) 233
2	Указать выражение термического сопротивления теплопередачи через 1-слойную плоскую стенку!	А) $\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}$ Б) $\frac{\delta}{\lambda}$ В) $\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}$ Г) $\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}$
3	Каким способом отдается теплота от отопительного устройства окружающему воздуху?	А) теплопроводностью Б) конвекцией В) излучением Г) всеми перечисленными (А+Б+В)
4	Выделить уравнение теплового баланса теплообменного аппарата!	А) $Q = kF \Delta t_{cp}$ Б) $Q = \varepsilon F c_0 [(\frac{T_c}{100})^4 - (\frac{T_{жс}}{100})^4]$ В) $Q = m_1 c_{p1} (t_1' - t_1'') \eta = m_2 c_{p2} (t_2'' - t_2')$ Г) $Q = \alpha F \Delta t$
5	Выделить уравнение подобия для теплоотдачи к любой жидкости при вынужденной конвекции!	А) $Nu = c Re^m Pr^n$ Б) $Nu = c Gr^m$ В) $Nu = c Re^m$ Г) $Nu = c Gr^m Pr^n$

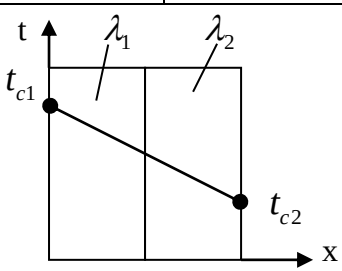
Тест № 5

	Вопрос №	Возможные ответы: А, Б, В, Г
1	Теплота отдается свободной конвекцией от горизонтального цилиндра длиной $\ell = 0,2$ м, диаметром $d = 0,2$ м и температурой стенки $t_c = 30$ °С к воздуху температурой $t_g = 10$ °С. Определить линейный тепловой поток q_ℓ в Вт/м, если для воздуха: $Pr = 0,7$; $\lambda = 0,025$ Вт/(мК); $\nu = 14,2 \cdot 10^{-6}$ м²/с.	А) 52,4 Б) 4,16 В) 10,5 Г) 33,3
2	Указать математическое выражение 1-мерного стационарного температурного поля!	А) $t = f(x, y, z)$ Б) $t = f(x, \tau)$ В) $t = f(x)$ Г) $t = f(x, y, z, \tau)$
3	Указать выражение термического сопротивления теплопередачи через 1-слойную цилиндрическую стенку!	А) $\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}$ Б) $\frac{\delta}{\lambda}$ В) $\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}$ Г) $\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}$
4	Каково направление вектора температурного градиента?	А) По нормали в сторону возрастания температуры Б) По нормали в сторону падения температуры В) По касательной в сторону возрастания температуры Г) По касательной в сторону падения температуры
5	Которое из этих выражений является уравнением Ньютона-Рихмана?	А) $q = k(t_{ж1} - t_{ж2})$ Б) $q = \varepsilon c_0 [(\frac{T_1}{100})^4 - (\frac{T_2}{100})^4]$ В) $q = -\lambda(\frac{dt}{dn})$ Г) $q = \alpha(t_1 - t_2)$

Тест № 6

	Вопрос №	Возможные ответы: А, Б, В, Г
1	Теплота передается от горячего теплоносителя к холодному через цилиндрическую стенку длиной $L = 0,5$ м. Определить передаваемую теплоту Q в Вт, если: $\Delta t = 8$ К; $\alpha_1 = 500$ Вт/(м²К); $\alpha_2 = 50$ Вт/(м²К); $d_1 / d_2 = 0,2/0,21$ м; $\lambda = 10$ Вт/(мК)!	А) 0,108 Б) 9,26 В) 116 Г) 233
2	Указать число подобия Грасгофа!	А) $\frac{w\ell}{\nu}$ Б) $g\beta\theta_c \frac{\ell^3}{\nu^2}$ В) $\frac{\nu}{a}$ Г) $\frac{\alpha\ell_0}{\lambda}$
3	Выделить выражение закона Планка!	А) $\varepsilon c_0 \left(\frac{T}{100}\right)^4$ Б) $\frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$ В) $\frac{c_1 \lambda^{-5}}{e^{c_2/\lambda T} - 1}$ Г) $c_0 \left(\frac{T}{100}\right)^4$
4	Каков закон изменения температуры для теплопроводности в цилиндрической стенке?	А) Параболический Б) Гиперболический В) Прямолинейный Г) Логарифмический
5	Сравнить коэффициенты теплопроводности слоев плоской стенки при $\delta_1 = \delta_2$!	 А) $\lambda_1 = \lambda_2$ Б) $\lambda_1 < \lambda_2$ В) $\lambda_1 > \lambda_2$

Тест № 7

	Вопрос №	Возможные ответы: А, Б, В, Г
1	Теплота передается теплопроводностью через 2-слойную плоскую стенку поверхностью $F = 0,8 \text{ м}^2$. Определить температуру между слоями t' , если: $\delta_1 = 0,2 \text{ м}$; $\lambda_1 = 1 \text{ Вт/(мК)}$; $t_{c1} = 550 \text{ °C}$; $\delta_2 = 0,02 \text{ м}$; $\lambda_2 = 0,1 \text{ Вт/(мК)}$; $t_{c2} = 350 \text{ °C}$.	А) 400 Б) 450 В) 500 Г) 550
2	Каким способом отдается теплота от отопительного устройства окружающему воздуху?	А) излучением Б) всеми перечисленными (А+В+Г) В) теплопроводностью Г) конвекцией
3	Выделить уравнение теплового баланса теплообменного аппарата!	А) $Q = \alpha F \Delta t$ Б) $Q = k F \Delta t_{cp}$ В) $Q = \varepsilon F c_0 [(\frac{T_c}{100})^4 - (\frac{T_{жс}}{100})^4]$ Г) $Q = m_1 c_{p1} (t_1' - t_1'') \eta = m_2 c_{p2} (t_2'' - t_2')$
4	Которое из этих выражений является уравнением закона Фурье?	А) $q = -\lambda (\frac{dt}{dn})$ Б) $q = \alpha (t_1 - t_2)$ В) $q = k (t_{жс1} - t_{жс2})$ Г) $q = \varepsilon c_0 [(\frac{T_1}{100})^4 - (\frac{T_2}{100})^4]$
5	Сравнить коэффициенты теплопроводности слоев плоской стенки при $\delta_1 = \delta_2$!	 А) $\lambda_1 = \lambda_2$ Б) $\lambda_1 < \lambda_2$ В) $\lambda_1 > \lambda_2$

Тест № 8

	Вопрос №	Возможные ответы: А, Б, В, Г
1	Воздух с температурой $t_1 = 50^\circ\text{C}$ движется со скоростью $w = 15$ м/с в трубе диаметром $d = 0,1$ м, длиной $L = 5$ м и температурой стенки $t_c = 40^\circ\text{C}$. Определить удельный линейный тепловой поток q_ℓ в Вт/м, если для воздуха: $\nu = 18 \cdot 10^{-6}$ м ² /с; $\lambda = 0,028$ Вт/(мК); $Pr = 0,7$.	А) 0,229 Б) 43,7 В) 137 Г) 685
2	Сравнить тепловые потоки прямоточного и противоточного теплообменников при одинаковых условиях!	А) $Q_{\text{прот}} < Q_{\text{прям}}$ Б) $Q_{\text{прот}} > Q_{\text{прям}}$ В) $Q_{\text{прот}} = Q_{\text{прям}}$
3	Могут ли пересекаться между собой изотермические поверхности?	А) Да Б) Нет
4	Выделить выражение закона Стефана-Больцмана для серого тела!	А) $\frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$ Б) $\frac{c_1 \lambda^{-5}}{e^{c_2/\lambda T} - 1}$ В) $\varepsilon c_0 \left(\frac{T}{100}\right)^4$ Г) $c_0 \left(\frac{T}{100}\right)^4$
5	Выделить уравнение подобия для теплоотдачи к любой жидкости при вынужденной конвекции!	А) $Nu = c Gr^m$ Б) $Nu = c Re^m$ В) $Nu = c Gr^m Pr^n$ Г) $Nu = c Re^m Pr^n$

Тест № 9

	Вопрос №	Возможные ответы: А, Б, В, Г
1	Теплота отдается свободной конвекцией от горизонтального цилиндра длиной $\ell = 0,2$ м, диаметром $d = 0,2$ м и температурой стенки $t_c = 30$ °С к воздуху температурой $t_g = 10$ °С. Определить коэффициент теплоотдачи α в Вт/(м²К), если для воздуха: $Pr = 0,7$; $\lambda = 0,025$ Вт/(мК); $\nu = 14,2 \cdot 10^{-6}$ м²/с!	А) 52,4 Б) 4,16 В) 10,5 Г) 33,3
2	Указать число подобия Прандтля!	А) $g\beta\theta_c \frac{\ell^3}{\nu^2}$ Б) $\frac{w\ell}{\nu}$ В) $\frac{\nu}{a}$ Г) $\frac{\alpha\ell_0}{\lambda}$
3	Выделить выражение закона Стефана-Больцмана для абсолютно черного тела!	А) $\frac{c_1\lambda^{-5}}{e^{c_2/\lambda T} - 1}$ Б) $\frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$ В) $\varepsilon c_0 \left(\frac{T}{100}\right)^4$ Г) $c_0 \left(\frac{T}{100}\right)^4$
4	Которое из этих выражений является законом Фурье?	А) $q = \varepsilon c_0 \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4 \right]$ Б) $q = k(t_{ж1} - t_{ж2})$ В) $q = -\lambda \left(\frac{dt}{dn}\right)$ Г) $q = \alpha(t_1 - t_2)$
5	Сравнить коэффициенты теплопроводности слоев плоской стенки при $\delta_1 = \delta_2$!	А) $\lambda_1 = \lambda_2$ Б) $\lambda_1 < \lambda_2$ В) $\lambda_1 > \lambda_2$

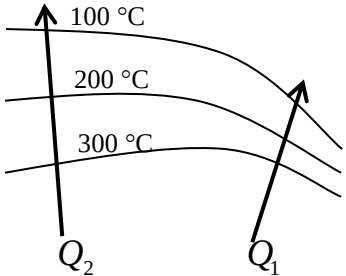
Тест № 10

	Вопрос №	Возможные ответы: А, Б, В, Г
1	Воздух с температурой $t_1 = 50^\circ\text{C}$ движется со скоростью $w = 15$ м/с в трубе диаметром $d = 0,1$ м, длиной $L = 5$ м и температурой стенки $t_c = 40^\circ\text{C}$. Определить отданную теплоту в Вт, если для воздуха: $\nu = 18 \cdot 10^{-6}$ м ² /с; $\lambda = 0,028$ Вт/(мК); $Pr = 0,7$.	А) 0,229 Б) 43,7 В) 137 Г) 685
2	Каким способом передается теплота поперек ламинарного пограничного слоя?	А) конвекцией Б) излучением В) теплопроводностью Г) всеми перечисленными (А+Б+В)
3	Которое из приведенных выражений является лучистым тепловым потоком?	А) $q = -\lambda \left(\frac{dt}{dn} \right)$ Б) $q = k(t_{ж1} - t_{ж2})$ В) $q = \varepsilon c_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$ Г) $q = \alpha(t_1 - t_2)$
4	Какое значение числа Рейнольдса соответствует переходу к турбулентному режиму?	А) 1000 Б) 2000 В) 5000 Г) 10000
5	Указать выражение термического сопротивления теплопроводности 2-слойной плоской стенки!	А) $\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}$ Б) $\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}$ В) $\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}$ Г) $\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}$

Тест № 11

	Вопрос №	Возможные ответы: А, Б, В, Г
1	Теплота передается от горячего теплоносителя к холодному через плоскую стенку поверхностью $F = 0,2 \text{ м}^2$. Определить коэффициент теплопередачи, если: $\alpha_1 = 500 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$; $\alpha_2 = 50 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$; $\delta = 0,1 \text{ м}$; $\lambda = 1 \text{ Вт/(мК)}$!	А) 0,122 Б) 8,2 В) 13,1 Г) 65,6
2	Что такое средне-арифметическая разность температур между теплоносителями?	А) $(t_1' - t_1'')/(t_2'' - t_2')$ Б) $(\Delta t_{\theta} - \Delta t_m)/\ln(\Delta t_{\theta} / \Delta t_m)$ В) $(\Delta t_{\theta} - \Delta t_m)/2$ Г) $(\Delta t_{\theta} + \Delta t_m)/2$
3	Которое из приведенных выражений является законом Фурье?	А) $q = \alpha(t_1 - t_2)$ Б) $q = -\lambda(\frac{dt}{dn})$ В) $q = k(t_{ж1} - t_{ж2})$ Г) $q = \varepsilon c_0 [(\frac{T_1}{100})^4 - (\frac{T_2}{100})^4]$
4	Каково направление вектора температурного градиента?	А) По нормали в сторону возрастания температуры Б) По нормали в сторону падения температуры В) По касательной в сторону возрастания температуры Г) По касательной в сторону падения температуры
5	Выделить уравнение подобия для теплоотдачи к любой жидкости при свободной конвекции!	А) $Nu = cGr^m$ Б) $Nu = cGr^m Pr^n$ В) $Nu = cRe^m$ Г) $Nu = cRe^m Pr^n$

Тест № 12

	Вопрос №	Возможные ответы: А, Б, В, Г
1	Воздух с температурой $t_1 = 50^\circ\text{C}$ движется со скоростью $w = 15\text{ м/с}$ в трубе диаметром $d = 0,1\text{ м}$, длиной $L = 5\text{ м}$ и температурой стенки $t_c = 40^\circ\text{C}$. Определить линейное термическое сопротивление R_ℓ в м/Вт, если для воздуха: $\nu = 18 \cdot 10^{-6}\text{ м}^2/\text{с}$; $\lambda = 0,028\text{ Вт/(мК)}$; $Pr = 0,7$.	А) 0,229 Б) 43,7 В) 137 Г) 685
2	Указать число подобия Прандтля!	А) $g\beta\theta_c \frac{\ell^3}{\nu^2}$ Б) $\frac{w\ell}{\nu}$ В) $\frac{\alpha\ell_0}{\lambda}$ Г) $\frac{\nu}{a}$
3	Выделить выражение закона Стефана-Больцмана для серого тела!	А) $\frac{c_1\lambda^{-5}}{e^{c_2/\lambda T} - 1}$ Б) $\frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$ В) $\varepsilon c_0 \left(\frac{T}{100}\right)^4$ Г) $c_0 \left(\frac{T}{100}\right)^4$
4	Сравнить тепловые потоки Q_1 и Q_2 !	 А) $Q_1 = Q_2$ Б) $Q_1 < Q_2$ В) $Q_1 > Q_2$
5	Какое значение числа Рейнольдса соответствует переходу от ламинарного к переходному режиму?	А) 10000 Б) 5000 В) 2000 Г) 1000

Тест № 13

	Вопрос №	Возможные ответы: А, Б, В, Г
1	Чему равна приведенная степень черноты двух параллельных поверхностей, если: $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0,5$?	А) 0,14 Б) 0,8 В) 0,33 Г) 0,5
2	Указать математическое выражение 2-мерного нестационарного температурного поля!	А) $t = f(x, \tau)$ Б) $t = f(x)$ В) $t = f(x, y)$ Г) $t = f(x, y, \tau)$
3	От чего зависит степень черноты поверхности?	А) от состояния поверхности Б) от температуры В) от всех перечисленных (А+Б+Г) Г) от физических свойств
4	Которое из приведенных выражений является уравнением теплового баланса теплообменника?	А) $q = k(t_{ж1} - t_{ж2})$ Б) $q = \varepsilon c_0 [(\frac{T_1}{100})^4 - (\frac{T_2}{100})^4]$ В) $q = \alpha(t_1 - t_2)$ Г) $Q = m_1 c_{p1}(t_1' - t_1'')\eta = m_2 c_{p2}(t_2'' - t_2')$
5	Указать выражение термического сопротивления теплопередачи через 1-слойную плоскую стенку!	А) $\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}$ Б) $\frac{\delta}{\lambda}$ В) $\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}$ Г) $\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}$

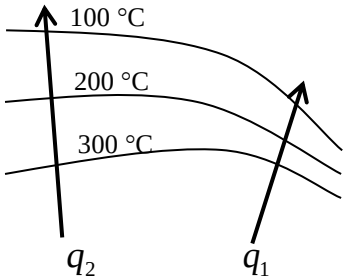
Тест № 14

	Вопрос №	Возможные ответы: А, Б, В, Г
1	Теплота передается от горячего теплоносителя к холодному через цилиндрическую стенку длиной $L = 0,5$ м. Определить линейное термическое сопротивление теплопередачи R_ℓ в (мК)/Вт, если: $\alpha_1 = 500$ Вт/(м²К); $\alpha_2 = 50$ Вт/(м²К); $d_1 / d_2 = 0,2/0,21$ м; $\lambda = 10$ Вт/(мК)!	А) 0,108 Б) 9,26 В) 116 Г) 233
2	Указать число подобия Эйлера!	А) $\frac{\alpha \ell_0}{\lambda}$ Б) $\frac{w \ell}{\nu}$ В) $g \beta \theta_c \frac{\ell^3}{\nu^2}$ Г) $\frac{p}{\rho w^2}$
3	Сравнить степени черноты гладкой и шероховатой поверхностей!	А) $\varepsilon_{\text{гладкая}} < \varepsilon_{\text{шероховатая}}$ Б) $\varepsilon_{\text{гладкая}} = \varepsilon_{\text{шероховатая}}$ В) $\varepsilon_{\text{гладкая}} > \varepsilon_{\text{шероховатая}}$
4	Что такое средне-логарифмическая разность температур между теплоносителями?	А) $(\Delta t_\theta + \Delta t_m) / 2$ Б) $(t_1' - t_1'') / (t_2'' - t_2')$ В) $(\Delta t_\theta - \Delta t_m) / \ln(\Delta t_\theta / \Delta t_m)$ Г) $(\Delta t_\theta - \Delta t_m) / 2$
5	Сравнить коэффициенты теплопроводности слоев плоской стенки при $\delta_1 = \delta_2$!	А) $\lambda_1 < \lambda_2$ Б) $\lambda_1 > \lambda_2$ В) $\lambda_1 = \lambda_2$

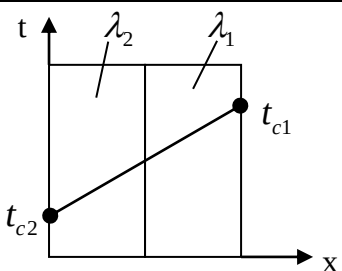
Тест № 15

	Вопрос №	Возможные ответы: А, Б, В, Г
1	Теплота отдается свободной конвекцией от горизонтального цилиндра длиной $\ell = 0,2$ м, диаметром $d = 0,2$ м и температурой стенки $t_c = 30$ °С к воздуху температурой $t_g = 10$ °С. Определить отданную теплоту Q в Вт, если для воздуха: $Pr = 0,7$; $\lambda = 0,025$ Вт/(мК); $\nu = 14,2 \cdot 10^{-6}$ м²/с!	А) 52,4 Б) 4,16 В) 10,5 Г) 33,3
2	Каким способом отдается теплота от отопительного устройства окружающему воздуху?	А) конвекцией Б) излучением В) всеми перечисленными (А+Б+Г) Г) теплопроводностью
3	Которое из этих выражений является законом Фурье?	А) $q = -\lambda \left(\frac{dt}{dn} \right)$ Б) $q = \varepsilon c_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$ В) $q = \alpha (t_1 - t_2)$ Г) $Q = m_1 c_{p1} (t_1' - t_1'') \eta = m_2 c_{p2} (t_2'' - t_2')$
4	Выделить уравнение подобия для теплоотдачи только к воздуху при вынужденной конвекции!	А) $Nu = c Re^m Pr^n$ Б) $Nu = c Gr^m$ В) $Nu = c Re^m$ Г) $Nu = c Gr^m Pr^n$
5	Сравнить тепловые потоки прямоточного и противоточного теплообменников при одинаковых условиях!	А) $Q_{прот} > Q_{прям}$ Б) $Q_{прот} = Q_{прям}$ В) $Q_{прот} < Q_{прям}$

Тест № 16

	Вопрос №	Возможные ответы: А, Б, В, Г
1	Теплота передается от горячего теплоносителя к холодному через цилиндрическую стенку длиной $L = 0,5$ м. Определить линейный коэффициент теплопередачи k_ℓ в Вт/(мК), если: $\alpha_1 = 500$ Вт/(м²К); $\alpha_2 = 50$ Вт/(м²К); $d_1 / d_2 = 0,2/0,21$ м; $\lambda = 10$ Вт/(мК)!	А) 0,108 Б) 9,26 В) 116 Г) 233
2	Которое из этих выражений является законом Планка для излучения?	А) $\varepsilon c_0 \left(\frac{T}{100}\right)^4$ Б) $c_0 \left(\frac{T}{100}\right)^4$ В) $\frac{c_1 \lambda^{-5}}{e^{c_2 / \lambda T} - 1}$ Г) $\frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$
3	Сравнить тепловые потоки q_1 и q_2 !	 А) $q_1 < q_2$ Б) $q_1 = q_2$ В) $q_1 > q_2$
4	Какая линия соответствует закону изменения температуры при теплопроводности в цилиндрической стенке?	А) Прямая Б) Гипербола В) Парабола Г) Логарифмическая кривая
5	Указать уравнение Ньютона-Рихмана для конвекции!	А) $q = k(t_{ж1} - t_{ж2})$ Б) $q = \varepsilon c_0 \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4 \right]$ В) $Q = m_1 c_{p1} (t_1' - t_1'') \eta = m_2 c_{p2} (t_2'' - t_2')$ Г) $q = \alpha(t_1 - t_2)$

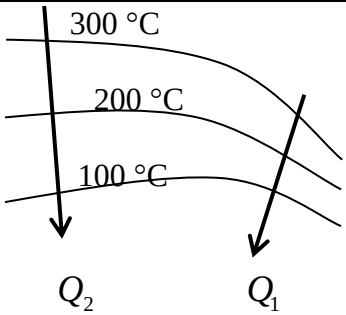
Тест № 17

	Вопрос №	Возможные ответы: А, Б, В, Г
1	Теплота передается теплопроводностью через 2-слойную плоскую стенку поверхностью $F = 0,8 \text{ м}^2$. Определить удельный тепловой поток q в Вт/м ² , если: $\delta_1 = 0,2 \text{ м}$; $\lambda_1 = 1 \text{ Вт/(мК)}$; $t_{c1} = 550 \text{ °C}$; $\delta_2 = 0,02 \text{ м}$; $\lambda_2 = 0,1 \text{ Вт/(мК)}$; $t_{c2} = 350 \text{ °C}$	А) 400 Б) 450 В) 500 Г) 550
2	Сравнить коэффициенты теплопроводности слоев плоской стенки при $\delta_1 = \delta_2$!	 А) $\lambda_1 > \lambda_2$ Б) $\lambda_1 = \lambda_2$ В) $\lambda_1 < \lambda_2$
3	Указать выражение термического сопротивления теплопередачи через 1-слойную цилиндрическую стенку!	А) $\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}$ Б) $\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}$ В) $\frac{\delta}{\lambda}$ Г) $\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}$
4	Каково направление вектора теплового потока?	А) По касательной в сторону возрастания температуры Б) По нормали в сторону возрастания температуры В) По нормали в сторону падения температуры Г) По касательной в сторону падения температуры
5	Указать выражение закона Фурье для теплопроводности!	А) $q = k(t_{ж1} - t_{ж2})$ Б) $q = -\lambda \left(\frac{dt}{dn} \right)$ В) $q = \varepsilon c_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$ Г) $q = \alpha(t_1 - t_2)$

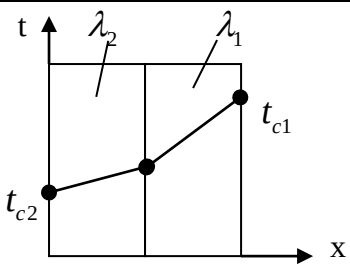
Тест № 18

	Вопрос №	Возможные ответы: А, Б, В, Г
1	Определить поверхность нагрева F в м^2 рекуперативного теплообменника при противотоке теплоносителей, если $Q = 52422 \text{ кВт}$; $k = 60 \text{ Вт/м}^2$; $t_1' = 825 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_1'' = 625 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_2' = 15 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_2'' = 475 \text{ }^\circ\text{C}$!	А) $1,82 \text{ м}^2$ Б) $2,23 \text{ м}^2$ В) $2,82 \text{ м}^2$ Г) $3,23 \text{ м}^2$
2	Выделить уравнение подобия для теплоотдачи только к воздуху при свободной конвекции!	А) $Nu = cGr^m Pr^n$ Б) $Nu = cGr^m$ В) $Nu = cRe^m$ Г) $Nu = cRe^m Pr^n$
3	Сравнить тепловые потоки прямоточного и противоточного теплообменников при одинаковых условиях!	А) $q_{\text{прям}} = q_{\text{прот}}$ Б) $q_{\text{прям}} > q_{\text{прот}}$ В) $q_{\text{прям}} < q_{\text{прот}}$
4	Которое из этих выражений является законом Стефана-Больцмана для излучения серого тела?	А) $\varepsilon c_0 \left(\frac{T}{100}\right)^4$ Б) $c_0 \left(\frac{T}{100}\right)^4$ В) $\frac{c_1 \lambda^{-5}}{e^{c_2/\lambda T} - 1}$ Г) $\frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$
5	Могут ли пересекаться между собой изотермические поверхности?	А) Нет Б) Да

Тест № 19

	Вопрос №	Возможные ответы: А, Б, В, Г
1	Теплота передается теплопроводностью через 2-слойную цилиндрическую стенку длиной $L = 0,8$ м. Определить переданную теплоту Q в Вт, если: $d_1 / d_2 / d_3 = 0,45/0,5/0,6$ м; $\lambda_1 = 1$ Вт/(мК); $t_{c1} = 120$ °С; $\lambda_2 = 0,05$ Вт/(мК); $t_{c2} = 60$ °С.	А) 80 Б) 100 В) 118 Г) 236
2	Сравнить тепловые потоки Q_1 и Q_2 !	 А) $Q_1 = Q_2$ Б) $Q_1 < Q_2$ В) $Q_1 > Q_2$
3	Указать число подобия Рейнольдса!	А) $\frac{\alpha \ell_0}{\lambda}$ Б) $g \beta \theta_c \frac{\ell^3}{\nu^2}$ В) $\frac{w \ell}{\nu}$ Г) $\frac{p}{\rho w^2}$
4	От чего зависит степень черноты поверхности?	А) от состояния поверхности Б) от температуры В) от физических свойств Г) от всех перечисленных (А+Б+В)
5	Что такое средне-арифметическая разность температур между теплоносителями в теплообменнике?	А) $(t_1' - t_1'') / (t_2'' - t_2')$ Б) $(\Delta t_{\delta} + \Delta t_{\mathcal{M}}) / 2$ В) $(\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mathcal{M}}) / \ln(\Delta t_{\delta} / \Delta t_{\mathcal{M}})$ Г) $(\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mathcal{M}}) / 2$

Тест № 20

	Вопрос №	Возможные ответы: А, Б, В, Г
1	Воздух с температурой $t_1 = 50^\circ\text{C}$ движется со скоростью $w = 15\text{ м/с}$ в трубе диаметром $d = 0,1\text{ м}$, длиной $L = 5\text{ м}$ и температурой стенки $t_c = 40^\circ\text{C}$. Определить коэффициент теплоотдачи, если для воздуха: $\nu = 18 \cdot 10^{-6}\text{ м}^2/\text{с}$;	А) 0,229 Б) 43,7 В) 137 Г) 685
2	Сравнить коэффициенты теплопроводности слоев плоской стенки при $\delta_1 = \delta_2$!	 А) $\lambda_1 < \lambda_2$ Б) $\lambda_1 > \lambda_2$ В) $\lambda_1 = \lambda_2$
3	Указать математическое выражение 1-мерного нестационарного температурного поля!	А) $t = f(x, y, z)$ Б) $t = f(x, \tau)$ В) $t = f(x)$ Г) $t = f(x, y, z, \tau)$
4	Которое из этих выражений является теплотой, переданной от горячего теплоносителя к холодному?	А) $q = k(t_{жк1} - t_{жк2})$ Б) $q = \varepsilon c_0 [(\frac{T_1}{100})^4 - (\frac{T_2}{100})^4]$ В) $q = \alpha(t_1 - t_2)$ Г) $Q = m_1 c_{p1}(t_1' - t_1'')\eta = m_2 c_{p2}(t_2'' - t_2')$
5	Указать выражение термического сопротивления теплопроводности 2-слойной плоской стенки!	А) $\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}$ Б) $\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}$ В) $\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}$ Г) $\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}$

Тест № 21

	Вопрос №	Возможные ответы: А, Б, В, Г
1	Чему равен перепад давления при движении воды в трубе диаметром $d=0,1$ м и длиной $l=200$ м, если скорость в трубе $W= 0,5$ м/с, а плотность воды $\rho=988$ кг/м ³ . Коэффициент кинематической вязкости воды $\nu = 0,556 \cdot 10^{-6}$ м ² /с?	А) 1065 Па Б) 7455 Па В) 4495 Па Г) 0,102 МПа
2	Чему равно критическое число Рейнольдса $Re_{кр}$ при продольном обтекании плоской поверхности?	А) 2300 Б) 10000 В) $2 \cdot 10^6$ Г) $1 \cdot 10^5$
3	Как записывается закон Дарси-Вейсбаха?	А) $c_f = \frac{\tau_w}{\rho \frac{w^2}{2}}$ Б) $\tau_w = \mu \frac{dw}{dy}$ В) $\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \rho \frac{w^2}{2}$ Г) $\Delta p = Eu \rho w^2$
4	Как определяется эквивалентный диаметр канала $d_э$ ($R_{гидр.}$ гидравлический радиус; f -площадь поперечного сечения канала; Π - периметр канала)?	А) $d_э = 2R_{гидр}$ Б) $d_э = \frac{4f}{\Pi}$ В) $d_э = \sqrt{\frac{4f}{\pi}}$ Г) $d_э = R_{гидр}$
5	Как записывается число подобия Пекле (Pe)?	А) $\frac{wl}{\nu}$ Б) $\frac{a\tau}{l^2}$ В) $\frac{wl}{a}$ Г) $\frac{ql^3}{\nu^2}$

Тест № 22

	Вопрос №	Возможные ответы: А, Б, В, Г
1	Вода с температурой $t_f = 50^\circ\text{C}$ движется со скоростью $W = 0,5 \text{ м/с}$ в трубе диаметром $d = 0,1 \text{ м}$, длиной $l = 200 \text{ м}$ и температурой стенки $t_w = 40^\circ\text{C}$. Определить тепловой поток, отданный водой стенке Q в Вт, если для воды: $\nu = 0,556 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\lambda = 64,8 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$; $Pr_f = 3,54$; $Pr_w = 4,31$.	А) 525 кВт Б) 127 кВт В) 84 кВт Г) 1250 кВт
2	Чему равно критическое число Рейнольдса при поперечном омывании одиночной трубы (цилиндра) $Re_{кр}$?	А) 10000 Б) 2300 В) $2 \cdot 10^5$ Г) $1 \cdot 10^5$
3	Как записывается закон Блазиуса (е-относительная шероховатость трубы)?	А) $\lambda = \frac{64}{Re}$ Б) $\lambda = 0,11 \left(\frac{e}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$ В) $\lambda = 0,316 / Re^{0,25}$ Г) $\lambda = 0,11 \left(\frac{e}{d} \right)^{0,25}$
4	Как записывается число подобия Грасгофа?	А) $\frac{\alpha l}{\lambda}$ Б) $\frac{gl^3}{\nu^2}$ В) $\frac{gl^3}{\nu^2} \frac{\Delta\rho}{\rho}$ Г) $\frac{gl^3}{\nu^2} \beta \Delta t$
5	Как определяется термическое сопротивление теплопроводности однослойной шаровой стенки?	А) $\frac{\delta}{\lambda}$ Б) $\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}$ В) $\frac{1}{2\lambda} \left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2} \right)$ Г) $\frac{1}{2\lambda} \left(\frac{1}{d_2} - \frac{1}{d_1} \right)$

Тест № 23

	Вопрос №	Возможные ответы: А, Б, В, Г
1	Чему равна плотность потока излучения (Вт/м ²) между обмуровкой и обшивкой котла (две параллельные плоскости), если: температура обмуровки $t_1=100^{\circ}\text{C}$; степень черноты обмуровки $\varepsilon_1 = 0,8$; температура обшивки $t_2=55^{\circ}\text{C}$; степень черноты обшивки $\varepsilon_2 = 0,6$?	А) 860 Б) 120 В) 440 Г) 230
2	Как определяется термическое сопротивление теплоотдачи с наружной стороны однослойной шаровой стенки?	А) $\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}$ Б) $\frac{1}{\alpha_2 d_2}$ В) $\frac{1}{\alpha_1 d_1^2}$ Г) $\frac{1}{\alpha_2 d_2^2}$
3	Как определяется толщина гидродинамического пограничного слоя при продольном обтекании пластины и турбулентном режиме движения жидкости в пограничном слое?	А) $\frac{4,64 \cdot x}{\sqrt{\text{Re}_x}}$ Б) $\frac{0,664}{\sqrt{\text{Re}_x}}$ В) $\frac{0,37 \cdot x}{\sqrt[5]{\text{Re}_x}}$ Г) $\frac{0,0592}{\sqrt[5]{\text{Re}_x}}$
4	Как изменится коэффициент теплоотдачи при кипении воды в большом объеме, если плотность теплового потока (q) увеличится в 3 раза ?	А) Увеличится в 3 раза Б) Увеличится в 2,75 раза В) Увеличится в 2,16 раза Г) Увеличится в 1,73 раза
5	Как изменится коэффициент теплоотдачи при конденсации сухого насыщенного пара на горизонтальной трубе, если диаметр трубки увеличить в 3 раза?	А) Увеличится в 2,3 раза Б) Уменьшится в 1,3 В) Увеличится в 1,8 раза Г) Уменьшится в 3 раза

Тест № 24

	Вопрос №	Возможные ответы: А, Б, В, Г
1	Определить эффективное излучение (Вт/м ²) кирпичной кладки котла, если температура кладки $t = 100^{\circ}\text{C}$, степень черноты кладки $\varepsilon = 0,8$, а падающее излучение $E_{\text{пад}} = 394$ Вт/м ²	А) 2456 Б) 1382 В) 957 Г) 424
2	Как изменится плотность теплового потока при кипении воды в большом объеме, если температурный напор Δt между поверхностью и кипящей жидкостью увеличится в 2 раза ($\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = 2$) ?	А) Увеличится в 10 раз Б) Увеличится в 20 раз В) Увеличится в 5 раз Г) увеличится в 2раза
3	Как определяется приведенная степень черноты двух тел произвольно расположенных в пространстве?	А) $\frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$ Б) $\frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)}$ В) $\frac{1}{1 + \varphi_{1,2} \left(\frac{1}{\varepsilon_1} - 1 \right) + \varphi_{2,1} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)}$ Г) $\frac{1}{\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} - \frac{1}{c_0}}$
4	Как зависит коэффициент теплопроводности строительных и теплоизоляционных материалов от температуры?	А) $\lambda_t = \lambda_0 (\beta_\lambda + t)$ Б) $\lambda_t = \frac{\lambda_0}{1 + \beta_\lambda \cdot t}$ В) $\lambda_t = \lambda_0 (1 + \beta_\lambda \cdot t)$ Г) $\lambda_t = \frac{\lambda_0}{1 - \beta_\lambda \cdot t}$
5	Как определяется термическое сопротивление теплоотдачи с внутренней стороны полый цилиндрической стенки?	А) $\frac{1}{2\lambda} \left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2} \right)$ Б) $\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}$ В) $\frac{1}{\alpha_1 d_1^2}$ Г) $\frac{1}{\alpha_1 d_1}$

Тест № 25

	Вопрос №	Возможные ответы: А, Б, В, Г
1	Определить поверхность теплопередачи (m^2) сетевого подогревателя, если расход сетевой воды $G = 110$ кг/с, температура сетевой воды на входе $t_2' = 65$ °С, на выходе $t_2'' = 105$ °С, температура греющего пара $t_1' = t_1'' = 110$ °С, коэффициент теплопередачи $K = 4000$ Вт/ $m^2 \cdot K$	А) 425 Б) 82 В) 253 Г) 198
2	Как изменится коэффициент теплоотдачи при турбулентном течении жидкости в трубе, если скорость жидкости увеличить в 2 раза, а внутренний диаметр трубы уменьшить в 2 раза?	А) Увеличится в 2 раза Б) Увеличится в 4 раза В) Не изменится Г) Увеличится в 1,74 раза
3	Как изменится коэффициент теплоотдачи при турбулентном течении жидкости внутри трубы, если скорость жидкости увеличить в 2 раза и диаметр трубы также увеличить в 2 раза?	А) Увеличится в 1,5 раза Б) Увеличится в 4 раза В) Увеличится в 2 раза Г) Не изменится
4	Как определяется линейный коэффициент теплопередачи однослойной цилиндрической стенки?	А) $\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$ Б) $\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1^2} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2^2}}$ В) $\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2} \right) + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}$ Г) $\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}$
5	Какое тело относится к термически тонкому?	А) $Bi \leq 100$ Б) $Bi \leq 0,5$ В) $Bi \leq 1$ Г) $Bi \leq 10$

Тест № 26

	Вопрос №	Возможные ответы: А, Б, В, Г
1	Чему равна приведенная степень черноты излучательной системы «цилиндр в цилиндре», если: $d_1 = 0,5 \text{ м}; \varepsilon_1 = 0,4;$ $d_2 = 0,8 \text{ м}; \varepsilon_2 = 0,6$	А) 0,28 Б) 0,64 В) 0,34 Г) 0,56
2	В каком диапазоне длин волн происходит тепловое излучение (мк- микроны)?	А) от 0 до 0,4 мк Б) от 0,4 до 0,8 мк В) от 0,4 до 800 мк Г) от 800 до 1000 мк
3	Как изменяется коэффициент теплоотдачи при конденсации чистого пара на горизонтальной трубе, если диаметр трубы увеличить в 3 раза? $\left(\frac{d_2}{d_1} = 3\right)$?	А) Увеличится в 1,3 раза Б) Увеличится в 2,3 раза В) Уменьшится в 1,3 раза Г) Уменьшится в 2,3 раза
4	Как изменится коэффициент теплоотдачи на поверхности горизонтальной трубе при свободной конвекции, если диаметр трубы увеличить в 3 раза $\left(\frac{d_2}{d_1} = 2\right)$?	А) Увеличится в 1,2 раза Б) Увеличится в 2,2 раза В) Уменьшится в 1,2 раза Г) Уменьшится в 2,2 раза
5	Как записывается закон трения Ньютона?	А) $C_f = \frac{\tau_w}{\rho \frac{w^2}{2}}$ Б) $\tau_w = \mu \frac{dW}{dy}$ В) $\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \rho \frac{\bar{W}^2}{2}$ Г) $\lambda = \frac{0,316}{\text{Re}^{0,25}}$

Тест № 27

	Вопрос №	Возможные ответы: А, Б, В, Г
1	Чему равна поглотательная способность газов при температуре $t_g = 1000^\circ C$, температура поверхности $t_w = 400^\circ C$, а степень черноты углекислого газа $\varepsilon_{CO_2} = 0,05$ и водяного пара $\varepsilon_{H_2O} = 0,02$. Поправку на парциального давления водяного пара принять $\beta = 0$	А) 0,0956 Б) 0,0895 В) 0,0759 Г) 0,106
2	Записать выражение для числа единиц переноса теплоты в теплообменном аппарате (NTU) (W – водяной эквивалент)	А) $\frac{\kappa \cdot \Delta t}{W}$ Б) $\frac{W}{k \cdot \Delta t}$ В) $\frac{k \cdot F}{W}$ Г) $\frac{W}{k \cdot F}$
3	Как определяется критический радиус парового пузыря в момент его зарождения на поверхности теплообмена при кипении?	А) $\frac{r \rho_{ж} \rho_n}{T_s (\rho_{ж} - \rho_n)}$ Б) $\frac{2 \sigma T_s}{r \rho_n (T_w - T_s)}$ В) $\frac{r \rho_n (T_w - T_s)}{2 \sigma T_s}$ Г) $\frac{T_s (\rho_{ж} - \rho_n)}{r \rho_{ж} \rho_n}$
4	Выделите уравнение подобия для расчета теплоотдачи любой жидкости при свободной конвекции	А) $Nu = c Re^n \cdot Pr^m$ Б) $Nu = c Gr^n$ В) $Nu = c Gr^n Pr^m$ Г) $Nu = c Re^n Pe^m$
5	Выделите выражение закона Стефана-Больцмана для абсолютно черного тела	А) $\frac{c_1 \lambda^{-5}}{e^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1}$ Б) $\frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$ В) $c_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4$ Г) $\varepsilon c_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4$

Тест № 28

	Вопрос №	Возможные ответы: А, Б, В, Г
1	Чему равен коэффициент теплоотдачи конвекцией между обмуровкой и обшивкой котла, если приведенный коэффициент теплоотдачи $\alpha = 20 \frac{Вт}{м^2 К}$, а температура обмуровки $t_1 = 100^\circ C$, степень черноты обмуровки $\varepsilon_1 = 0,8$; температура обшивки $t_2 = 55^\circ C$; степень черноты обшивки $\varepsilon_2 = 0,6$?	А) 11,0 Б) 12,4 В) 14,9 Г) 18,9
2	Как изменится плотность теплового потока при свободной конвекции, если увеличить температурный напор между стенкой трубы и жидкостью в 2 раза $\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = 2 \right)$?	А) Увеличится в 3,4 раза Б) Увеличится в 1,4 раза В) Увеличится в 2 раза Г) Увеличится в 2,4 раза
3	Из какого выражения определяется физический смысл темп нагревания (охлаждения)?	А) $-\frac{1}{\vartheta} \frac{\partial \vartheta}{\partial \tau}$ Б) $\psi \frac{\alpha \cdot c}{F}$ В) $a = \kappa m_0$ Г) $\psi \frac{\alpha \cdot F}{c}$
4	В каких единицах измеряется коэффициент теплопередачи через шаровую стенку?	А) $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$ Б) $\frac{Вт}{К}$ В) $\frac{Вт}{м^2}$ Г) $\frac{Вт}{м \cdot К}$
5	Как определяется критический диаметр тепловой изоляции?	А) $\frac{2\alpha_2}{\lambda_{из}}$ Б) $\frac{2\lambda_{из}}{\alpha_2}$ В) $\frac{2\delta_{из}}{\alpha_2}$ Г) $\frac{2\alpha_2}{\delta_{из}}$

Тест № 29

	Вопрос №	Возможные ответы: А, Б, В, Г
1	Определить длину теплообменной трубы, если диаметр трубы $d_s = 50 \text{ мм}$, скорость движения воды в трубке $W = 2 \frac{\text{м}}{\text{с}}$, температура воды на входе в трубку $t_1 = 15^\circ \text{C}$; на выходе из трубки $t_2 = 25^\circ \text{C}$. Если $V_s = 1,0 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}; Pr_f = 7,02; \rho_s = 998 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$ $\lambda = 0,599 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}; Pr_w = 5,42; t_w = 30^\circ \text{C}.$	А) 140 м Б) 28 м В) 254 м Г) 180 м
2	Когда наступает регулярный режим нагревания для пластины?	А) $Bi \geq 0,5$ Б) $Fo \geq 0,3$ В) $Bi < 0,3$ Г) $Bi < 0,5$
3	Под действием каких сил происходит свободная конвекция вязких жидкости?	А) Сил давления и гравитации Б) Сил трения и давления В) Сил трения и гравитации Г) Сил давления и гравитации
4	Как записываются граничные условия второго рода?	А) $\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_{cp1} = \lambda \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_{cp2}$ Б) $t_w = f(x, y, z, \tau)$ В) $q_w = \psi(x, y, z, \tau)$ Г) $\alpha(t_w - t_1) = -\lambda \frac{\partial t_w}{\partial n}$
5	Какое значение имеет коэффициент теплопроводности капельных жидкостей $\left[\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \right]$?	А) $0,005 \div 0,1$ Б) $0,1 \div 1,0$ В) $1 \div 10$ Г) $10 \div 400$

Тест № 30

	Вопрос №	Возможные ответы: А, Б, В, Г
1	Определить водяной эквивалент нагреваемого теплоносителя $\left(\frac{Bm}{K}\right)$, если период греющего теплоносителя $G_1 = 2 \frac{K^2}{c}$, теплоемкость греющего теплоносителя $C_1 = 4,2 \frac{KДж}{K^2 \cdot K}$ температура греющего теплоносителя воды $t'_1 = 90^\circ C$, на выходе $t''_1 = 50^\circ C$, температура нагреваемого теплоносителя воды $t'_2 = 15^\circ C$, на выходе $t''_2 = 80^\circ C$?	А) 4286 Б) 5152 В) 6285 Г) 8643
2	Как записывается число подобия Кутателадзе?	А) $\frac{C_p \cdot \Delta t \cdot \rho_{ж}}{r \rho_n}$ Б) $\frac{C_p \cdot \Delta t}{r}$ В) $\frac{r \rho_n}{c_p \Delta t}$ Г) $\frac{r}{c_p \Delta t}$
3	Как записывается число подобия Больцмана?	А) $\frac{W \rho q}{\sigma_0 T}$ Б) $\frac{w \rho c_p}{\sigma_0 T^3}$ В) $\frac{\sigma_0 T^4}{w \rho c_p}$ Г) $\frac{\sigma_0 T^3}{\lambda k}$
4	Как изменится плотность теплового потока при кипении воды в большом отсеке, если температурный напор между поверхностью и кипящей жидкостью увеличится в 2 раза $\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = 2\right)$?	А) Увеличится в 2 раза Б) Увеличится в 5 раз В) Увеличится в 10 раз Г) Увеличится в 20 раз
5	Какое тело относится к термически тонкому?	А) $Bi \leq 100$ Б) $Bi \leq 1$ В) $Bi \leq 0,5$ Г) $Bi \leq 10$

Электронный учебно-методический комплекс

Вспомогательный раздел

ТЕПЛОМАССООБМЕН

Типовая программа для учреждения высшего образования

Минск 2024

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учебно-методическое объединение по образованию
в области энергетики и энергетического оборудования

УТВЕРЖДАЮ

Первый заместитель Министра образования
Республики Беларусь

_____ А.Г. Баханович

Регистрационный № _____ /пр.

ТЕПЛОМАССООБМЕН

Примерная учебная программа по учебной дисциплине
для специальности
7-07-0712-02 Теплоэнергетика и теплотехника

СОГЛАСОВАНО

Председатель Учебно-методического
объединения по образованию
в области энергетики и энергетического
оборудования

_____ Н.Б. Карницкий

СОГЛАСОВАНО

Начальник Главного управления
профессионального образования
Министерства образования
Республики Беларусь

_____ С.Н. Пищов

СОГЛАСОВАНО

Проректор по научно-методической
работе Государственного учреждения
образования «Республиканский
институт высшей школы»

_____ И.В. Титович

Эксперт-нормоконтролер

Минск 2024

СОСТАВИТЕЛИ:

И.Н. Прокопеня, ст. преподаватель кафедры «Промышленная теплоэнергетика и теплотехника» Белорусского национального технического университета

В.В. Янчук, ст. преподаватель кафедры «Промышленная теплоэнергетика и теплотехника» Белорусского национального технического университета

РЕЦЕНЗЕНТЫ:

Кафедра «Промышленная теплоэнергетика и экология» учреждения образования «Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого» (протокол № 5 от «27» ноября 2024 г.);

А.А. Бобич, заведующий технологическим отделом инженерно-технологического центра РУП «БЕЛТЭИ», кандидат технических наук, доцент.

РЕКОМЕНДОВАНА К УТВЕРЖДЕНИЮ В КАЧЕСТВЕ ПРИМЕРНОЙ:

Кафедрой «Промышленная теплоэнергетика и теплотехника» Белорусского национального технического университета (протокол № 5 от «28» ноября 2024 г.);

Секцией №1 «Совершенствование образовательного процесса» научно-методического совета Белорусского национального технического университета (протокол № _____ от _____);

Учебно-методическим объединением по образованию в области энергетики и энергетического оборудования (протокол № 2 от «25» ноября 2024 г.).

Ответственный за редакцию: И.Н. Прокопеня

Ответственный за выпуск: В.А. Седнин

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

Примерная учебная программа по учебной дисциплине «Тепломассообмен» разработана для учреждений высшего образования Республики Беларусь в соответствии с требованиями образовательного стандарта высшего образования I ступени для специальности 7-07-0712-02 «Теплоэнергетика и теплотехника». Она предусматривает изучение основных законов теплообмена и их применение в различных теплоэнергетических и теплотехнологических процессах и установках. Дисциплина «Тепломассообмен» является базовой при подготовке инженеров-теплоэнергетиков.

Цель учебной дисциплины – овладение закономерностями основных процессов переноса теплоты и массы, в том числе и протекающих совместно.

Основные задачи учебной дисциплины – приобретение навыков в проведении тепловых расчетов и решении практических задач, связанных с теплообменом в элементах энергетических и теплотехнологических установок, усвоение основных результатов теоретических и экспериментальных исследований и ознакомление с путями решения современных проблем теплообмена.

Учебная дисциплина базируется на знаниях, полученных при изучении таких курсов, как «Математика», «Физика», «Техническая термодинамика», «Гидрогазодинамика». Знания и умения, полученные студентами при изучении данной учебной дисциплины, необходимы для освоения последующих специальных дисциплин и дисциплин специализаций, связанных с проектированием теплообменного оборудования, для выполнения дипломного проектирования, для активного участия в научных исследованиях и практической работе по специальности.

В результате изучения учебной дисциплины «Тепломассообмен» студент должен **знать**:

- терминологию в области теплообмена;
- определения коэффициентов теплопроводности, температуропроводности, кинетической вязкости, молекулярной диффузии;
- законы теплопроводности Фурье, теплоотдачи Ньютона-Рихмана, законы теплового излучения (Планка, Стефана-Больцмана, Кирхгофа, Ламберта);
- механизмы передачи теплоты и массы в различных видах конвективного теплообмена;
- теплопроводность при стационарном тепловом режиме в плоской, цилиндрической и шаровой стенках;
- теплопроводность тонкой пластины, длинного цилиндра и шара при нестационарном тепловом режиме, а также регулярный режим нагревания тел различной конфигурации;
- подобия и моделирование процессов теплообмена;
- теплоотдача при вынужденной и свободной конвекции однофазной жидкости;

- конвективный массообмен, закон Фика;
- теплообмен при конденсации чистого пара и при кипении однокомпонентных жидкостей;
- особенности теплообмена излучением в поглощающих средах;
- основы теплового и гидравлического расчетов теплообменных аппаратов.

уметь:

- определять плотность теплового потока через плоскую, цилиндрическую и шаровую стенки в стационарных процессах теплопроводности;
- рассчитывать температурное поле тел различной геометрической формы при нестационарных процессах теплопроводности;
- определять интенсивность теплообмена при естественной и вынужденной конвекции, при фазовых превращениях;
- рассчитывать интенсивность лучистого теплообмена между телами произвольной формы в диатермических и поглощающих средах;
- выполнять тепловой и гидравлический расчеты теплообменных аппаратов различной конструкции;
- проводить экспериментальное исследование гидромеханических и тепломассообменных процессов в элементах теплоэнергетических и теплотехнологических систем.

иметь навыки:

- связанный с выполнением тепловых и гидравлических расчетов теплообменных аппаратов;
- в области экспериментальных методов изучения интенсивности теплоотдачи в различных теплоэнергетических и теплотехнологических процессах и установках.

Освоение данной учебной дисциплины обеспечивает формирование следующих компетенций:

- УК-1. Применять методы научного познания в исследовательской деятельности, генерировать и реализовывать инновационные идеи
- УК-5. Быть способным к саморазвитию и совершенствованию в профессиональной деятельности, развивать инновационную восприимчивость и способность к инновационной деятельности
- УПК-1. Применять законы термодинамики и механики жидкости и газа при проектировании основного и вспомогательного оборудования, выполнять исследование процессов тепломассообмена в теплоэнергетических установках

В рамках образовательного процесса по данной учебной дисциплине студент должен приобрести не только теоретические и практические знания, умения и навыки по специальности, но и развить свой ценностно-личностный и духовный потенциал, сформировать качества патриота и гражданина, готового к активному участию в экономической, производственной, социально-культурной и общественной жизни страны.

Программа рассчитана максимально на 280 часов, из них – 162 аудиторных:

для специальности 7-07-0712-02 «Теплоэнергетика и теплотехника» распределение аудиторных часов по видам занятий выглядит следующим образом:

лекции – 72 ч.;

практические занятия – 36 ч.;

лабораторные занятия – 54 ч.

На выполнение курсовой работы по учебной дисциплине отведено 40 часов самостоятельной работы.

ПРИМЕРНЫЙ ТЕМАТИЧЕСКИЙ ПЛАН

Наименование раздела и темы	Количество аудиторных часов			
	лекции	Практи- ческие занятия	Лабора- торные занятия	Всего
Раздел I. ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ	24	8	12	44
Тема 1.1. Основные процессы передачи теплоты	4	-	-	4
Тема 1.2. Основные положения теории теплопроводности	4	-	-	4
Тема 1.3. Теплопроводность при стационарном режиме	8	4	6	18
Тема 1.4. Теплопроводность при нестационарном режиме	8	4	6	18
Раздел II. КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН	26	8	24	58
Тема 2.1. Подobie и моделирование процессов теплообмена	4	-	-	4
Тема 2.2. Основные положения конвективного теплообмена	4	-	-	4
Тема 2.3. Теплоотдача при вынужденном продольном омывании плоской поверхности	4	2	6	12
Тема 2.4. Теплоотдача при вынужденном течении жидкости в трубах и каналах	4	2	6	12
Тема 2.5. Теплоотдача при вынужденном поперечном омывании труб и пучков труб	4	2	6	12
Тема 2.6. Теплоотдача при свободном движении жидкости	6	2	6	14
Раздел III. МАССООБМЕН	4	4	-	8
Тема 3.1. Конвективный тепло- и массообмен	2	2	-	4
Тема 3.2. Массо- и теплообмен при испарении конденсации и химических реакциях	2	2		4
Раздел IV. ТЕПЛООБМЕН ПРИ ИЗМЕНЕНИИ АГРЕГАТНОГО СОСТОЯНИЯ	8	4	8	20
Тема 4.1. Теплообмен при конденсации чистого пара	4	2	4	10
Тема 4.2. Теплообмен при кипении однокомпонентной жидкости	4	2	4	10
Раздел V. ТЕПЛООБМЕН ИЗЛУЧЕНИЕМ	6	6	4	16
Тема 5.1. Основные положения лучистого теплообмена	2	2	-	6
Тема 5.2. Теплообмен излучением между телами, разделенными прозрачной средой	2	2	4	6

Тема 5.3. Теплообмен излучением в поглощающих средах	2	2	-	4
Раздел VI. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ	4	6	6	16
Тема 6.1 Теплообменные аппараты и их классификация	2	-	6	8
Тема 6.2. Тепловой расчет теплообменных аппаратов	2	6	-	8
ВСЕГО:	72	36	54	162

СОДЕРЖАНИЕ УЧЕБНОГО МАТЕРИАЛА

РАЗДЕЛ I. ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ

Тема 1.1. Основные процессы передачи теплоты

Предмет курса, общие положения. Основные процессы передачи теплоты: теплопроводность; конвективный теплообмен; тепловое излучение. Теплоотдача. Теплопередача.

Основные количественные характеристики процессов переноса теплоты: количество теплоты, тепловой поток, плотность теплового потока, мощность внутренних источников теплоты. Перенос вещества (массообмен)

Важнейшие этапы развития учения о тепло- и массообмене.

Тема 1.2. Основные положения теории теплопроводности

Механизм процесса теплопроводности в газах, жидкостях, металлах, твердых диэлектриках. Температурное поле. Закон Фурье. Коэффициент теплопроводности, его зависимость от различных факторов.

Дифференциальное уравнение теплопроводности. Коэффициент температуропроводности. Краевые условия для процессов теплопроводности; граничные условия первого, второго, третьего и четвертого родов. Закон Ньютона-Рихмана для теплоотдачи. Коэффициент теплоотдачи.

Тема 1.3. Теплопроводность при стационарном режиме

Передача тепла через плоскую стенку. Распределение температуры в тонкой стенке при постоянном и переменном коэффициенте теплопроводности. Выражения для теплового потока, коэффициента теплопередачи и термического сопротивления, их анализ. Многослойная плоская стенка.

Передача тепла через цилиндрическую стенку. Распределение температур в стенке длинного цилиндра при постоянном и переменном коэффициентах теплопроводности. Выражения для теплового потока, коэффициента теплопередачи и термического сопротивления. Многослойная цилиндрическая стенка. Критический диаметр тепловой изоляции трубы. Тепловой поток и температурное поле в шаровой стенке. Теплообмен через оребренные поверхности. Эффективность ребра. Интенсификация процесса теплопередачи.

Тема 1.4. Теплопроводность при нестационарном режиме

Теплопроводность тонкой пластины, длинного цилиндра и шара при граничных условиях второго и третьего рода. Анализ решений. Частные случаи. Нагревание (охлаждение) тел конечных размеров.

Регулярный режим нагревания (охлаждения) тел. Первая и вторая теоремы Кондратьева. Темп охлаждения и его определение. Определение теплофизических характеристик материалов методом регулярного режима. Численные методы решения задач нестационарной теплопроводности.

РАЗДЕЛ П. КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН

Тема 2.1. Подобие и моделирование процессов тепломассообмена

Приведение дифференциальных уравнений конвективного теплообмена и условий однозначности к безразмерному виду. Основные числа и критерии подобия. Понятие о теории размерности. Обработка и обобщение результатов эксперимента. Получение эмпирических уравнений конвективного теплообмена. Сущность моделирования.

Тема 2.2. Основные положения конвективного теплообмена

Конвективный теплообмен как совокупность молярного и молекулярного переноса. Основные физические факторы, существенные для процессов конвективного теплообмена. Понятия о гидродинамическом и тепловом пограничных слоях. Ламинарная и турбулентная формы течения жидкости и их связь с теплообменом. Пульсации скорости и температуры в турбулентном потоке. Осреднение скоростей и температур. Система дифференциальных уравнений конвективного теплообмена. Уравнение теплоотдачи. Уравнение энергии. Уравнение движения. Уравнение оплошности. Условия однозначности.

Тема 2.3. Теплоотдача при вынужденном продольном омывании плоской поверхности

Теория пограничного слоя. Гидродинамический тепловой пограничные слои. Определение границ ламинарного и турбулентного пограничных слоев. Теплоотдача при ламинарном пограничном слое. Соотношение толщин гидродинамического и теплового пограничных слоев. Влияние переменности физических параметров и температуры поверхности на теплоотдачу. Расчетные уравнения. Расчет теплоотдачи при турбулентном пограничном слое на основе гидродинамической теории теплообмена. Область ее применения и расчетные уравнения. Расчет теплоотдачи при одновременном наличии ламинарного и турбулентного пограничных слоев.

Тема 2.4. Теплоотдача при вынужденном течении жидкости в трубах и каналах

Особенности течения и теплообмена в трубах. Ламинарный и турбулентный режимы. Участки гидродинамической и тепловой стабилизации. Стабилизационное течение. Вязкостный и вязкостно-гравитационный режимы течения. Аналитические методы расчета теплоотдачи при стабилизационном течении в трубах. Теплоотдача при ламинарном и турбулентном режимах течения жидкости в гладких трубах круглого поперечного сечения. Расчетные уравнения. Переходный режим. Теплоотдача при течении жидкости в трубах некруглого поперечного сечения в изогнутых и шероховатых трубах, в каналах пластинчатых и кожухотрубных теплообменников.

Тема 2.5. Теплоотдача при вынужденном поперечном омывании труб и пучков труб

Режимы течения в пограничном слое при поперечном омывании цилиндра и их связь с теплоотдачей. Влияние отрыва пограничного слоя. Характер изменения теплоотдачи по окружности цилиндра при различных условиях омывания. Средняя теплоотдача. Расчетные уравнения. Влияние степени турбулентности набегающего потока и угла атаки. Основные типы пучков труб. Ламинарное и турбулентное течение жидкости в пучках. Ламинарный, смешанный и турбулентный режимы омывания. Изменение средней по окружности труб теплоотдачи в зависимости от номера ряда пучка. Влияние степени турбулентности потока. Влияние величины относительных шагов. Расчетные уравнения. Сравнение теплоотдачи шахматных и коридорных пучков. Теплоотдача при поперечном омывании пучков оребренных труб.

Тема 2.6. Теплоотдача при свободном движении жидкости

Факторы, обуславливающие свободное движение. Распределение температур и скоростей. Характер движения жидкости вдоль вертикальной стенки. Изменение коэффициента теплоотдачи по высоте стенки. Характер движения жидкости вблизи горизонтальных труб и пластин. Результаты теоретического расчета теплоотдачи при естественной конвекции. Экспериментальные исследования. Расчетные уравнения. Методика расчета теплоотдачи при естественной конвекции в ограниченном пространстве.

РАЗДЕЛ III. МАССООБМЕН

Тема 3.1. Конвективный тепло- и массообмен

Основные положения теории массообмена. Концентрационная, термо- и бародиффузии. Закон Фика. Коэффициент диффузии. Конвективный массообмен как совокупность молярного и молекулярного переноса вещества. Плотность потока массы в процессе конвективного массообмена.

Тема 3.2. Массо- и теплообмен при испарении, конденсации и химических реакциях

Стефанов поток массы. Массо- и теплообмен при испарении в парогазовую среду. Массо- и теплообмен из парогазовой смеси. Соотношение между коэффициентами теплоотдачи и массоотдачи. Формула Льюиса. Особенности процессов теплопереноса при химических реакциях. Химическое равновесие. Энтальпия образования компонента.

РАЗДЕЛ IV. ТЕПЛООБМЕН ПРИ ИЗМЕНЕНИИ АГРЕГАТНОГО СОСТОЯНИЯ

Тема 4.1. Теплообмен при конденсации чистого пара

Условия возникновения конденсации пара. Пленочная и капельная конденсация. Коэффициент конденсации. Термическое сопротивление фазового перехода. Конденсация сухого насыщенного пара на вертикальных стенках. Ламинарное и турбулентное течение пленки конденсата. Теоретический расчет теплоотдачи при ламинарном течении пленки. Расчет средней теплоотдачи при наличии на поверхности ламинарной и турбулентной пленки.

Тема 4.2. Теплообмен при кипении однокомпонентных жидкостей

Условия возникновения кипения жидкости. Механизм кипения жидкости. Перегрев жидкости и наличие центров парообразования как условия возникновения паровой фазы. Образование пузырей пара. Минимальный радиус центра парообразования. Изменение диаметра пузыря во времени. Отрывной диаметр пузыря. Теплообмен между стенкой и жидкой фазой, между жидкой и паровой фазами. Зависимость коэффициента теплоотдачи и плотности теплового потока от температурного напора при кипении в большом объеме.

РАЗДЕЛ V. ТЕПЛООБМЕН ИЗЛУЧЕНИЕМ

Тема 5.1. Основные положения лучистого теплообмена

Природа теплового излучения. Основные понятия и определения: поток излучения; поверхностная и спектральная плотность потока излучения; интенсивность (яркость) излучения; поглощательная; отражательная и пропускная способности тела. Виды потоков излучения.

Тема 5.2. Теплообмен излучением между телами, разделенными прозрачной средой

Классификация потоков излучения. Методы изучения процессов теплообмена излучением (метод многократных отражений, метод полных потоков излучения, метод «сальдо»).

Тема 5.3. Теплообмен излучением в поглощающих средах

Поглощательная способность и степень черноты среды. Закон Бугера. Эффективная длина пути луча.

РАЗДЕЛ VI. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

Тема 6.1. Теплообменные аппараты и их классификация

Общие сведения. Назначение теплообменников. Их классификация по принципу действия. Основы теплового и гидравлического расчетов теплообменников.

Тема 6.2. Тепловой расчет теплообменных аппаратов

Сравнение прямотока с противотоком. Порядок расчета теплообменного аппарата. Средний температурный напор. Тепловая эффективность теплообменного аппарата.

ИНФОРМАЦИОННО-МЕТОДИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Список литературы

Основная литература

1. Исаченко В.П. Теплопередача. / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 344 с.
2. Цветков Ф.Р. Тепломассообмен: учебное пособие для вузов / Ф.Р. Цветков, Б.А. Григорьев. – 3-е изд. стереот. – М.: Издательский дом МЭИ, 2006. – 550 с.
3. Тепло- и массообмен: учеб. пособие. В 2 ч. / Б.М. Хрусталева и др.: под общ. ред. А.П. Несенчука. – Минск: БНТУ, 2007. – 607 с.
4. Юдаев Б.Н. Техническая термодинамика. Теплопередача / Б.Н. Юдаев – М.: Высшая школа, 1988. – 412 с.
5. Теплотехника / Под. ред. Луканина. – М.: Высшая школа, 2002. – 396 с.

Дополнительная литература

1. Краснощеков Е.А. Задачник по теплопередаче / Е.А. Краснощеков, А.С. Сукомел – М.: Энергия, 1980. – 196 с.
2. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена. / С.С. Кутателадзе – Новороссийск: Наука, сибирское отд., 1986. – 432 с.
3. Задачник по технической термодинамике и теории тепломассообмена / Под ред. В.И. Крутова и Г.В. Петражицкого. – М.: Высшая школа, 1986. – 256 с.
4. Практикум по теплопередаче / Под ред. А.П. Солодова. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 271 с.
5. Теория тепломассообмена: учебник для вузов / Под ред. А.И. Леонтьева – М.: изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997. – 523 с.
6. Цветков Ф.Р. Задачник по тепломассообмену: Учебное пособие для вузов / Ф.Р. Цветков, Р.В. Кириллов, В.И. Величко – М.: Издательство МЭИ, 1997. – 285 с.
7. Авчугов В.В. Задачник по процессам тепломассообмена. учебное пособие для вузов / В.В. Авчугов, Б.Я. Паюсте – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 264 с.

Примерный перечень тем практических занятий

1. Стационарная теплопроводность в плоской и цилиндрической стенках при граничных условиях I и III родов.
2. Нестационарная теплопроводность в неограниченной пластине, цилиндре и в телах конечных размеров. Регулярный режим нагрева тел.
3. Теплоотдача при ламинарном и турбулентном обтекании плоской пластины.
4. Теплоотдача при вынужденном движении жидкости в трубах и каналах.
5. Теплоотдача при вынужденном поперечном омывании труб и пучков труб. Расчет теплоотдачи при вынужденном течении жидкости в трубах.
6. Расчет теплоотдачи при свободном движении жидкости.
7. Конвективный массообмен.
8. Теплоотдача при конденсации чистого пара.

9. Теплоотдача при кипении.
10. Теплообмен излучением.
11. Теплообменные аппараты.

Примерный перечень тем лабораторных занятий

1. Определение коэффициента теплопроводности материалов методом плоского слоя.
2. Определение коэффициента теплопроводности методом трубы.
3. Определение коэффициента теплопроводности методом шара.
4. Исследование нагрева тел различной конфигурации.
5. Определение коэффициента теплопроводности методом регулярного режима.
6. Теплоотдача вертикального цилиндра при естественной конвекции.
7. Теплоотдача горизонтального цилиндра при естественной конвекции.
8. Теплоотдача при вынужденном движении воздуха в трубе.
9. Определение коэффициента излучения твердого тела калориметрическим методом.
10. Исследование работы теплообменного аппарата.

Методические рекомендации по организации и выполнению самостоятельной работы студентов

При изучении дисциплины рекомендуется использовать следующие формы самостоятельной работы:

- контролируемая самостоятельная работа в виде решения индивидуальных задач в аудитории во время проведения практических занятий под контролем преподавателя в соответствии с расписанием;
- управляемая самостоятельная работа, в том числе в виде выполнения индивидуальных расчетных заданий с консультациями преподавателя;
- выполнение расчетно-графических работ;
- проработка тем (вопросов), вынесенных на самостоятельное изучение;

Характеристика рекомендуемых методов и технологий обучения

Рекомендуемыми методами обучения, отвечающими целям изучения дисциплины, являются:

- элементы проблемного обучения (проблемное изложение, вариативное изложение, частично-поисковый метод), реализуемые на лекционных занятиях;
- элементы учебно-исследовательской деятельности, реализуемые на практических занятиях (или лабораторных занятиях) и при самостоятельной работе;
- коммуникативные технологии (дискуссия, учебные дебаты, «мозговой штурм» и другие формы и методы), реализуемые на практических занятиях и конференциях;
- проектные технологии, используемые при проектировании конкретного объекта, реализуемые при выполнении курсовой работы.

Примерная тематика расчетно-графических работ

1. Расчет теплопроводности при стационарном режиме.
2. Расчет теплопроводности при нестационарном режиме.
3. Расчет теплоотдачи при вынужденном движении жидкостей в трубе.
4. Расчет теплоотдачи при свободном движении жидкости.
5. Расчет теплоотдачи при конденсации пара и при кипении.
6. Расчет теплообмена излучением в диатермических и поглощающих средах.
7. Расчет теплообменного аппарата.

Примерный перечень контрольных вопросов и заданий для самостоятельной работы

1. Теория теплообмена. Основные положения.
2. Теплоотдача в турбулентном пограничном слое при продольном омывании пластины.
3. Конденсация. Термическое сопротивление при конденсации чистого пара.
4. Температурное поле. Температурный градиент.
5. Регулярный режим охлаждения (нагрева) тел.
6. Лучеиспускательная, поглощательная, отражательная и пропускательная способности тел.
7. Тепловой поток. Закон теплопроводности Фурье.
8. Темп охлаждения. Теоремы Кондратьева.
9. Теплообмен при конденсации и ламинарном режиме течения пленки конденсата.
10. Интенсификация процесса теплопередачи.
11. Теплоотдача при ламинарном режиме течения жидкости в трубах.
12. Теплоотдача при пленочной конденсации пара на горизонтальной трубе.
13. Коэффициент теплопроводности. Теплопроводность различных материалов.
14. Теплоотдача при турбулентном режиме течения в трубах.
15. Теплообмен при конденсации пара на трубных пучках.
16. Дифференциальное уравнение теплопроводности.
17. Конвективный теплообмен. Основные понятия.
18. Теплообмен при капельной конденсации.
19. Условия однозначности. Граничные условия.
20. Теплоотдача при течении жидкости в каналах произвольной формы.
21. Механизм теплообмена при пузырьковом кипении жидкости. Минимальный радиус парового пузыря.
22. Стационарная теплопроводность через плоскую стенку.
23. Теплоотдача при поперечном обтекании одиночной круглой трубы.
24. Краевой угол смачивания. Отрывной диаметр пузыря при кипении.
25. Теплопередача через плоскую стенку.
26. Уравнение сплошности (неразрывности) потока.
27. Зависимость плотности теплового потока и коэффициента теплоотдачи при кипении от температурного напора.
28. Теплопроводность через цилиндрическую стенку.
29. Уравнение движения (Навье-Стокса).

30. Теплоотдача при пузырьковом кипении жидкости.
31. Теплопередача через цилиндрическую стенку.
32. Основы теории пограничного слоя.
33. Механизм процесса теплообмена при кипении.
34. Тепловая изоляция. Критический диаметр изоляции.
35. Основы теории подобия конвективного теплообмена.
36. Числа подобия при конденсации (Рейнольдса, Прандтля, Грасгофа, Кутателадзе, Нуссельта).
37. Теплопроводность через шаровую стенку.
38. Гидромеханическое подобие конвективного теплообмена.
39. Влияние направления и скорости движения пара на теплообмен при конденсации.
40. Тепловое подобие.
41. Гидродинамическая теория теплообмена.
42. Критическая плотность теплового потока при кипении.
43. Интенсификация процесса теплопередачи.
44. Теплоотдача при свободном движении теплоносителя в неограниченном пространстве.
45. Теплообмен излучения. Угловые коэффициенты излучения.
46. Нестационарная теплопроводность.
47. Основные уравнения переноса субстанций.
48. Равновесное излучение. Закон Планка.
49. Общее решение уравнения одномерной нестационарной теплопроводности.
50. Гидродинамические числа подобия.
51. Закон излучения Стефана-Больцмана.
52. Охлаждение (нагревание) неограниченной пластины.
53. Числа теплового подобия.
54. Закон излучения Кирхгофа.
55. Графики (номограммы) для решения задач нестационарной теплопроводности.
56. Особенности движения жидкости при продольном омывании пластины.
57. Закон излучения Вина.
58. Частные случаи охлаждения (нагрева) неограниченной пластины.
59. Гидродинамические числа подобия.
60. Закон излучения Ламберта.
61. Дифференциальное уравнение теплопроводности.
62. Теплоотдача при движении жидкости внутри труб. Ламинарный режим.
63. Теплообмен излучением между телами разделенными прозрачной средой.
64. Теплопроводность через цилиндрическую стенку.
65. Метод размерностей.
66. Теплообмен излучением при наличии экранов.
67. Интенсификация процесса теплопередачи.
68. Теплоотдача при поперечном омывании пучков труб.
69. Теплообмен излучением между телом и его оболочкой.
70. Теплопередача через плоскую стенку.
71. Получение эмпирических формул (критериальных зависимостей).
72. Коэффициент излучения твердых тел и методы его определения.

73. Коэффициент теплопроводности.
74. Свободная конвекция в ограниченном пространстве.
75. Тепловой и гидромеханический расчеты теплообменных аппаратов.
76. Коэффициент теплопроводности.
77. Регулярный режим охлаждения (нагрева) тела. Темп охлаждения.
78. Гидродинамическое подобие.
79. Дифференциальное уравнение теплопроводности.
80. Охлаждение и нагревание неограниченной пластины.
81. Сложный теплообмен. Радиационно-конвективный и радиационно-кондуктивный теплообмен.
82. Способы задания граничных условий.
83. Конвективный теплообмен. Основные положения.
84. Числа радиационного подобия (Больцмана, Кирпичева, Старка).
85. Перенос теплоты (теплопередача) через плоскую однослойную и многослойные стенки.
86. Дифференциальное уравнение сохранения энергии.
87. Теория подобия.
88. Перенос теплоты (теплопередача) через цилиндрические однослойную и многослойную стенки.
89. Режимы движения жидкости (ламинарный и турбулентный). Коэффициенты трения и гидравлического сопротивления в трубах.
90. Теплообменные аппараты. Схемы движения теплоносителей. Конструктивное исполнение.

Компьютерные программы, электронные учебно-методические пособия

1. Тепломассообмен. Конспект лекций : электронный учебно-методический комплекс / Белорусский национальный технический университет, Кафедра "Промышленная теплоэнергетика и теплотехника" ; сост. Н. Н. Сапун. – Минск : БНТУ, 2013. – 152 с.
2. Тепломассообмен. Учебное пособие к практическим занятиям : электронный учебно-методический комплекс / Белорусский национальный технический университет, Кафедра "Промышленная теплоэнергетика и теплотехника" ; сост. Н. Н. Сапун. – Минск : БНТУ, 2013. – 74 с.
3. Тепломассообмен. Лабораторный практикум: электронный учебно-методический комплекс / Белорусский национальный технический университет, Кафедра "Промышленная теплоэнергетика и теплотехника" ; сост. Н. Н. Сапун. – Минск : БНТУ, 2013. – 64 с.
4. Тепломассообмен. Инструкция по лабораторным работам : электронный учебно-методический комплекс / Белорусский национальный технический университет, Кафедра "Промышленная теплоэнергетика и теплотехника" ; сост. Н. Н. Сапун. – Минск : БНТУ, 2013. – 45 с.
5. Тепломассообмен. Расчетно-графические работы : электронный учебно-методический комплекс / Белорусский национальный технический университет, Кафедра "Промышленная теплоэнергетика и теплотехника" ; сост. Н. Н. Сапун. – Минск : БНТУ, 2013. – 8 с.

6. Тепломассообмен. Контрольные работы : электронный учебно-методический комплекс / Белорусский национальный технический университет, Кафедра "Промышленная теплоэнергетика и теплотехника" ; сост. Н. Н. Сапун. – Минск : БНТУ, 2013. – 146 с.

РЕЦЕНЗИЯ

на примерную программу по дисциплине «Тепломассобмен» для специальности 7-07-0712-02 «Теплоэнергетика и теплотехника» высшего образования первой ступени, подготовленную ст. преподавателем Прокопней И.Н. и ст. преподавателем Янчук В.В.

Примерная программа по учебной дисциплине «Тепломассобмен» изложена на 17 страницах и содержит следующие разделы: пояснительная записка, примерный тематический план, содержание учебного материала, и информационно-методическую часть. Название и содержание примерной программы дисциплины «Тепломассобмен» соответствует примерному учебному плану, а также образовательному стандарту высшего образования ОСВО 7-07-0712-02-2023 и квалификационным требованиям к специалисту.

Примерная программа имеет четкую логическую структуру, уровень изложения приведенных разделов высокий, что направлено на качественное усвоение знаний и овладение закономерностями основных процессов переноса теплоты и массы, в том числе и протекающих совместно, усвоение основных результатов теоретических и экспериментальных исследований и ознакомление с путями решения современных проблем тепломассообмена.

В пояснительной записке обозначены цели и задачи преподавания и изучения дисциплины. Учебно-методическое и информационное обеспечение соответствует содержанию программы.

Содержание примерной программы соответствует уровню подготовленности студентов к изучению данной дисциплины. Учебная дисциплина базируется на знаниях, полученных при изучении таких курсов, как «Математика», «Физика», «Техническая термодинамика», «Гидрогазодинамика». Знания и умения, полученные студентами при изучении данной учебной дисциплины, необходимы для освоения последующих специальных дисциплин и дисциплин специализаций, связанных с проектированием теплообменного оборудования, для выполнения дипломного проектирования, для активного участия в научных исследованиях и практической работе по специальности.

Уровень отражения в примерной программе достижений науки и техники, а также, рекомендуемые автором примерной программы к рассмотрению вопросы современной теплоэнергетики, соответствуют квалификационным требованиям к подготовке инженера-энергетика и являются достаточными.

Содержание разделов конкретизировано и не нуждается в дополнениях или корректировке. Информация, полученная при изучении данных разделов, позволит сформировать широкий комплекс знаний будущего специалиста в основных направлениях его профессиональной деятельности.

Содержание примерной программы соответствует приведенному в ней примерному тематическому плану учебной дисциплины. Объем учебных часов, планируемых для изучения дисциплины, соответствует необходимому.

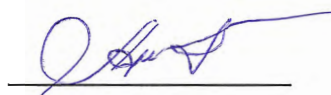
Темы лабораторных и практических занятий обоснованы и направлены на повышение профессиональной компетентности студентов, хорошо дополняют и углубляют полученные теоретические знания. Информационное и учебно-

методическое обеспечение дисциплины полностью соответствует содержанию программы.

Рассмотренная программа заслуживает высокой оценки и рекомендуется к утверждению в качестве примерной по дисциплине «Тепломассобмен» для специальности 7-07-0712-02 «Теплоэнергетика и теплотехника» высшего образования первой ступени.

Рецензия рассмотрена и утверждена на заседании кафедры «Промышленная теплоэнергетика и экология» учреждения образования «Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого» «27» ноября 2024 г., протокол № 5.

Заведующий кафедрой
«Промышленная теплоэнергетика
и экология» ГГТУ им. П.О. Сухого,
к.т.н., доцент



Е.Н. Макеева



РЕЦЕНЗИЯ

на примерную программу по дисциплине «Тепломассобмен»
для специальности 7-07-0712-02 «Теплоэнергетика и теплотехника»
высшего образования первой ступени,
подготовленную старшими преподавателями Прокопеней И.Н. и Янчук В.В.

Примерная программа по учебной дисциплине «Тепломассобмен» разработана в соответствии с «Методическими указаниями по разработке учебно-программной документации образовательных программ высшего образования». Название и содержание примерной программы дисциплины «Тепломассобмен» соответствует примерному учебному плану, а также образовательному стандарту высшего образования ОСВО 7-07-0712-02-2023.

Примерная программа имеет четкую структуру, составлена логично и последовательно. Она начинается с общих положений, после чего идет последовательный переход к более сложным темам. Это позволяет студентам постепенно углублять свои знания и навыки. При составлении программы используются как классические источники, так и современные исследования в области тепломассообмена, что позволяет студентам быть в курсе последних достижений науки и техники.

Содержание примерной программы соответствует уровню подготовленности студентов к изучению данной дисциплины. Программа охватывает такие ключевые темы, как: основные законы теплопередачи, механизмы массопереноса, методы расчета теплообменников и технологии, связанные с тепло- и массообменными процессами. Знания и умения, полученные студентами при изучении данной учебной дисциплины, необходимы для освоения последующих специальных дисциплин и дисциплин специализаций, связанных с проектированием теплообменного оборудования, для выполнения дипломного проектирования, для участия в научных исследованиях, конференциях и олимпиадах.

Уровень отражения в примерной программе достижений науки и техники, а также, рекомендуемые автором учебной программы к рассмотрению вопросы современной теплоэнергетики, соответствуют квалификационным требованиям к подготовке инженера-энергетика и являются достаточными.

Содержание разделов примерной программы конкретизировано, соответствует приведенному в ней примерному тематическому плану учебной дисциплины и не нуждается в дополнениях или корректировке.

Темы лабораторных и практических занятий обоснованы и направлены на повышение профессиональной компетентности студентов, хорошо дополняют и углубляют полученные теоретические знания.

Рассмотренная программа заслуживает высокой оценки и рекомендуется к утверждению в качестве примерной по дисциплине «Тепломассобмен» для специальности 7-07-0712-02 «Теплоэнергетика и теплотехника» высшего образования первой ступени.

Заведующий технологическим отделом
инженерно-технологического центра
РУП «БЕЛТЭИ»,

кандидат технических наук, доцент

Личную подпись Бобича А.А. заверяю.
Заведующий отделом кадровой работы

Янчковская Г.А./

А.А. Бобич