

Учреждение образования  
«Международный государственный экологический институт  
имени А. Д. Сахарова» Белорусского государственного университета

Факультет мониторинга окружающей  
среды  
Кафедра энергоэффективных  
технологий

Согласовано:  
Заведующий кафедрой  
\_\_\_\_\_ В.А. Пашинский  
\_\_\_\_\_ 2016г.

Согласовано:  
Декан факультета  
\_\_\_\_\_ В.В. Журавков  
\_\_\_\_\_ 2016г.

**УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС  
ПО УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЕ**

**«Теплопередача»**

для специальности

1-43 01 06 Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент

Составители:  
В.А. Пашинский, кандидат технических наук, доцент  
Е. В. Кресова, старший преподаватель

Рассмотрено и утверждено на заседании Научно-методического совета  
протокол

Рекомендовано  
советом факультета мониторинга окружающей среды

Рецензенты:

Составители:

В.А. Пашинский, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой энергоэффективных технологий;

Е. В. Кресова, старший преподаватель кафедры энергоэффективных технологий

**Учебно-методический комплекс по учебной дисциплине «Теплопередача» / сост.: В.А. Пашинский, Е. В. Кресова, – Минск: МГЭИ им. А. Д. Сахарова Белорусского государственного университета, 2016. – 163 с.**

Учебно-методический комплекс по учебной дисциплине «Теплопередача» разработан в соответствии с учебной программой учреждения образования «Международный государственный экологический университет имени А. Д. Сахарова» по дисциплине “Теплопередача”, составленной на основе образовательного стандарта высшего образования ОСВО 1-43 01 06-2013, утвержденного и введенного в действие постановлением Министерства образования Республики Беларусь от 30.08. 2013 № 88 и учебного плана учреждения образования «Международный государственный экологический университет имени А. Д. Сахарова» для специальности 1-43 01 06 Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент» (регистрационный № 42-14/уч от 01.09.2014 г.). Учебно-методический комплекс содержит набор материалов, которые используются в учебном процессе.

Учебно-методический комплекс предназначен для студентов специальности 1-43 01 06 Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент.

## ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

Учебная программа курса «Теплопередача» разработана на кафедре энергоэффективных технологий для специальности 1-43 01 06 Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент на основе:

образовательного стандарта высшего образования ОСВО 1-43 01 06-2013, утвержденного и введенного в действие постановлением Министерства образования Республики Беларусь 30.08. 2013 № 88;

учебного плана учреждения образования «Международный государственный экологический университет имени А. Д. Сахарова» для специальности 1-43 01 06 Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент» (регистрационный № 42-14/уч от 01.09.2014 г.);

В соответствии с учебным планом учреждения образования «Международный государственный экологический университет имени А. Д. Сахарова» для специальности 1-43 01 06 Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент» на изучение дисциплины «Теплопередача» отводится 158 часов, из них 108 часов – аудиторных занятий (36 часов – лекции, 36 часов – лабораторные занятия, 36 часов - практические занятия). Также студентам необходимо выполнить курсовой проект. Форма отчетности – экзамен.

**Цель дисциплины** – дать студентам знания основных физических законов переноса теплоты и массы, необходимых для проведения расчетов теплообменных аппаратов и различных процессов, связанных с нагреванием и охлаждением реальных тел, приобретение студентами теоретических знаний для изучения прикладных теплотехнических дисциплин.

### **Задачи дисциплины:**

- овладение закономерностями основных процессов переноса теплоты и массы;
- усвоение основных результатов теоретических и экспериментальных исследований процессов тепло– и массообмена.

Подготовка специалиста в рамках дисциплины «Теплопередача» должна обеспечить формирование следующих групп компетенций:

### **академических, включающих**

- овладение базовыми научно-теоретическими знаниями и умение применять их для решения теоретических и практических задач в области теплопередачи и массообменных процессов;
- овладение методами моделирования и оптимизации технических решений в области теплопередачи, в том числе с помощью компьютерных пакетов программ;
- способность и умение учиться;

**социально-личностных, включающих культурно-ценностные ориентации, знание идеологических, нравственных ценностей общества и государства и умение следовать им;**

### **профессиональных, включающих способность в области теплопередачи**

- идентифицировать различные энергетические процессы и устройства;
- предлагать варианты моделей процессов теплопередачи и массообмена;
- оптимизировать параметры теплопередачи и массообменных процессов;
- использовать компьютерные программы для моделирования и оптимизации параметров теплопередачи и массообменных процессов.

В результате изучения дисциплины студент должен знать:

- основные законы теплопередачи;
- методы расчета тепловых процессов и теплообменников;

Студент должен уметь:

- использовать основные законы теплопередачи;
- методы расчета теплообменных процессов;

Студент должен владеть:

- об основных видах теплообмена и теплопередачи;
- теплообмена в однофазных потоках с фазовыми превращениями;
- о тепловом и гидравлическом расчете теплообменных аппаратов.

Изучение дисциплины завершается экзаменом. К экзамену допускаются студенты, выполнившие практические и лабораторные работы и защитившие по ним отчеты.

Полученные знания и представления в рамках учебной дисциплины «Теплопередача» могут эффективно использоваться, как в дальнейшей профессиональной деятельности, так и для успешного изучения прикладных теплотехнических учебных дисциплин.

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение высшего образования  
«Международный государственный экологический университет  
имени А. Д. Сахарова»



УТВЕРЖДАЮ

Проректор по учебной работе  
и повышению квалификации

О.И. Родькин

2013

РЕГИСТРАЦИОННЫЙ № УД- 888-13 Р

## Т Е П Л О П Е Р Е Д А Ч А

Учебная программа учреждения высшего образования  
по учебной дисциплине для специальности  
1-43 01 06 Энергоэффективные технологии и энергетический  
менеджмент

Факультет *мониторинга окружающей среды*

Кафедра *энергоэффективных технологий*

Форма обучения –	Курс 1		Курс 1, 2	
	дневная		дневная	заочная
Семестр	2		2	
Лекции, часов	36		8	
Лабораторные занятия, часов	36		4	
Практические занятия, часов	36		4	
Всего часов	158		158	
Курсовой проект	2 семестр		3 семестр	
Экзамен	2 семестр		2 семестр	

Составитель: В.А. Папинский, заведующий  
кафедрой энергоэффективных технологий учреждения  
образования «Международный государственный  
экологический университет имени А.Д. Сахарова»,  
кандидат технических наук, доцент

Учебная программа составлена на основе учебной программы по дисциплине «Теплопередача» регистрационный № 9D-316-41/от 17.12.13 г.

Рассмотрена и рекомендована к утверждению в качестве рабочего варианта на заседании кафедры инженерной экологии учреждения образования «Международный государственный экологический университет имени А.Д. Сахарова» (протокол №5 от 16 декабря 2013г.)

Заведующий кафедрой



В.А. Пашинский

Согласовано

Декан факультета МОС

 В.В.Журавков

2013

Согласовано

Декан факультета заочного обучения

 Б.А.Тонконогов

17 декабря 2013

## I. Цели и задачи дисциплины

Учебная программа по дисциплине «Теплопередача» составлена на основе образовательного стандарта и учебного плана специальности 1 – 43 01 06 «Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент».

В связи с быстрым ростом новой техники и энергосберегающих технологий все большее значение приобретают вопросы теплопередачи. Одним из этапов подготовки такого специалиста является изучение теплопередачи, являющейся базовой дисциплиной при подготовке инженеров-энергомеджеров.

**Цель дисциплины** – дать студентам знания основных физических законов переноса теплоты и массы, необходимых для проведения расчетов теплообменных аппаратов и различных процессов, связанных с нагреванием и охлаждением реальных тел, приобретение студентами теоретических знаний для изучения прикладных теплотехнических дисциплин.

### **Задачи дисциплины:**

- овладение закономерностями основных процессов переноса теплоты и массы;
- усвоение основных результатов теоретических и экспериментальных исследований процессов тепло– и массообмена.

Подготовка специалиста в рамках дисциплины «Теплопередача» должна обеспечить формирование следующих групп компетенций:

#### **академических, включающих**

- овладение базовыми научно-теоретическими знаниями и умение применять их для решения теоретических и практических задач в области теплопередачи и массообменных процессов;

- овладение методами моделирования и оптимизации технических решений в области теплопередачи, в том числе с помощью компьютерных пакетов программ;

- способность и умение учиться;

**социально-личностных, включающих культурно-ценностные ориентации, знание идеологических, нравственных ценностей общества и государства и умение следовать им;**

#### **профессиональных, включающих способность в области теплопередачи**

- идентифицировать различные энергетические процессы и устройства;
- предлагать варианты моделей процессов теплопередачи и массообмена;
- оптимизировать параметры теплопередачи и массообменных процессов;

▪ использовать компьютерные программы для моделирования и оптимизации параметров теплопередачи и массообменных процессов.

Для формирования современных и социально-профессиональных компетенций будущего специалиста в практику проведения занятий целесообразно внедрять методики и технологии активного обучения, которые способствуют вовлечению студентов в поиск и управление знаниями, приобретению опыта самостоятельного решения разнообразных задач.

Методики и технологии активного обучения включают самостоятельную работу студентов (СРС), проблемные лекции с применением мультимедийного комплекса, проведение тестирования по отдельным разделам и дисциплине в целом, письменные контрольные работы, устный опрос во время занятий, написание рефератов по отдельным разделам дисциплины, выступления студентов на семинарских и практических занятиях.

Для оценки качества самостоятельной работы студентов осуществляется контроль за ее выполнением. Формы контроля самостоятельной работы студентов могут быть в виде собеседования, проверки и защиты индивидуальных расчетно-графических заданий, коллоквиумы, контрольные работы, тестирование, принятие зачетов, устный и письменный экзамены, и т.д.

В результате изучения дисциплины студент **должен знать:**

- основные законы теплопередачи;
- методы расчета тепловых процессов и теплообменников;

Студент **должен уметь:**

- использовать основные законы теплопередачи;
- методы расчета теплообменных процессов;

Студент **должен владеть:**

- об основных видах теплообмена и теплопередачи;
- теплообмена в однофазных потоках с фазовыми превращениями;
- о тепловом и гидравлическом расчете теплообменных аппаратов.

Дисциплина базируется на знаниях, полученных при изучении дисциплин «Математика», «Физика», «Термодинамика».

В соответствии с учебным планом дисциплина «Теплопередача» изучается в объеме 158 часов, в т. ч. 108 аудиторных часов. Из них 36 часов лекций, 36 часов практических занятий и 36 часов лабораторных занятий.

***Перечень дисциплин, усвоение которых необходимо для изучения данной дисциплины***

Наименование дисциплины	Разделы и темы дисциплины
1. Высшая математика	Аналитическая геометрия, дифференциальное и интегральное исчисления, ряды, элементы теории вероятностей, численные методы решения уравнений и систем уравнений
2. Физика	Физические основы механики: кинематика, динамика материальной точки, механика твердого тела. Молекулярная физика: понятие идеального и реального газов, основные теории и модели идеального и реального газов, процессы изменения состояния.
3. Термодинамика	Параметры и уравнения состояния. Первый и второй законы термодинамики. Термодинамика реального газа и газовых смесей. Основные термодинамические процессы. Влажный воздух.



## II. Содержание дисциплины

### 2.1. Наименование тем, их содержание, объем в часах лекционных занятий

№ п/п	Тема лекции	Наименование темы	Число часов	
			очная	заочная
1	Введение. Основные понятия и определения	Введение. Предмет курса, общие понятия, основные механизмы передачи теплоты: теплопроводность, конвекция, излучение.	2	
2	Основные положения теории теплопроводности	Основные количественные характеристики процессов переноса теплоты: количество теплоты, тепловой поток, плотность теплового потока, мощность внутренних источников теплоты. Основные положения теории теплопроводности. Механизм процесса теплопроводности в газах, жидкостях, металлах, твердых диэлектриках. Температурное поле. Закон теплопроводности Фурье. Коэффициент теплопроводности и его зависимость от различных факторов. Коэффициент температуропроводности: граничные условия первого, второго и третьего рода.	4	2
3	Теплопроводность при стационарном тепловом режиме	Стационарные процессы теплопроводности. Передача теплоты через плоскую, цилиндрическую и шаровую стенки при граничных условиях первого и третьего рода, при отсутствии внутренних источников теплоты.	3	
4	Нестационарные процессы теплопроводности	Нестационарные процессы теплопроводности. Методы решения задач теплопроводности при нестационарном режиме. Теплопроводность тонкой пластины, длинного цилиндра, шара при граничных условиях третьего рода. Анализ решений. Частные случаи. Охлаждение (нагревание) тел конечных размеров. Нестационарная теплопроводность в телах сложной конфигурации. Примеры расчета нагрева и охлаждения тел с помощью номограмм.	3	
5	Конвективный теплообмен. Основные положения учения о конвективном теплообмене	Конвективный теплообмен. Основные положения. Конвективный теплообмен как совокупность молярного и молекулярного переноса. Теплоотдача. Основные случаи теплоотдачи: теплоотдача в однофазных жидкостях и при фазовых превращениях, при вынужденной и естественной конвекции.	3	

6	Основы теории подобия и моделирования	Подобие и моделирование процессов конвективного теплообмена. Приведение дифференциальных уравнений конвективного теплообмена и условий однозначности к безразмерному виду.	3	
7	Теплоотдача при вынужденном движении жидкости	Теплообмен при вынужденном течении жидкости в трубах. Особенности течения и теплообмена в трубах. Ламинарный и турбулентный режимы. Участки гидродинамической и тепловой стабилизации. Стабилизированное течение. 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. 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. Влияние степени турбулентности набегающего потока и угла атаки. Основные типы пучков труб. Ламинарный, смешанный и турбулентный режимы омывания. Изменение теплоотдачи по окружности трубок пучка. Изменение средней по окружности труб теплоотдачи в зависимости от номера ряда. Влияние степени турбулентности потока.	3	2
8	Теплоотдача при свободном движении жидкости	Теплообмен при свободной конвекции. Факторы, обуславливающие свободное движение. Распределение температур и скоростей. Изменение коэффициента теплоотдачи по высоте стенки. Характер движения жидкости вблизи горизонтальных труб и пластин. Расчетные уравнения. Методика расчета теплоотдачи при естественной конвекции в ограниченном пространстве.	2	2

9	Теплообмен при конденсации чистого пара	<p>Классификация процессов конденсации пара. 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.</p> <p>Влияние на теплоотдачу скорости пара. Конденсация пара внутри труб.</p> <p>Конденсация сухого насыщенного пара на горизонтальных трубах и пучках труб; характер обтекания конденсатом пучков труб, изменение теплоотдачи по рядам, влияние скорости пара и других факторов.</p> <p>Расчет теплоотдачи при конденсации пара на горизонтальных пучках труб. Теплоотдача при капельной конденсации пара.</p> <p>Расчет теплоотдачи при конденсации пара на горизонтальных пучках труб. Теплоотдача при капельной конденсации пара.</p>	2	
10	Теплообмен при кипении однокомпонентных жидкостей	<p>Теплообмен при кипении однокомпонентных жидкостей.</p> <p>Механизм кипения жидкости. Теплообмен между стенкой и жидкой фазой, между жидкой и паровой фазами.</p> <p>Пленочный режим. Первая и вторая критические плотности теплового потока. Изменение теплоотдачи и температуры стенки при пленочном режиме.</p> <p>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.</p> <p>Теплоотдача при кипении жидкости, недогретой до температуры насыщения; распределение температур жидкости в поперечном сечении канала; протекание процесса; зависимость теплоотдачи при кипении недогретой жидкости от различных факторов.</p>	3	

11	Тепло- и массообмен в двухкомпонентных средах	<p>Тепло- и массообмен в двухкомпонентных средах. Основные положения теории массообмена. Первый и второй законы Фика. Диффузионный пограничный слой. Система дифференциальных уравнений пограничного слоя. Граничные условия на поверхности раздела фаз. Коэффициент массоотдачи.</p> <p>Применение теории подобия к процессам массообмена. Тройная аналогия. Тепло - и массообмен при конденсации пара из парогазовой смеси, при испарении жидкости в парогазовую среду.</p>	2	
12	Теплообмен излучением	<p>Природа теплового излучения. Виды потоков излучения. Законы излучения абсолютно черного тела. Коэффициенты облученности и взаимные поверхности излучения. Геометрические свойства потоков излучения.</p> <p>Методы определения коэффициентов облученности. Теплообмен излучением в замкнутой системе, состоящей из двух серых тел: общий случай; тела, из которых одно находится в плоскости другого; тела с плоскопараллельными поверхностями. Применение экранов.</p> <p>Зональный метод расчета теплообмена излучением. Особенности теплообмена излучением в поглощающих и излучающих средах. Расчет теплообмена между излучающей средой и поверхностью твердого тела. Особенности излучения газов и паров. Сложный теплообмен. Критерии радиационного подобия.</p>	2	
13	Основы расчета теплообменных аппаратов	<p>Теплообменные аппараты. Общие сведения. Назначение теплообменников. Их классификация по принципу действия. Основы теплового расчета теплообменников. Проектный и поверочный расчеты.</p> <p>Уравнение теплового баланса и уравнение теплопередачи. Средний температурный напор. Определение среднего температурного напора для основных схем движения теплоносителей. Сравнение прямотока и противотока.</p> <p>Поверочный расчет рекуперативных теплообменников. Вычисление конечных температур теплоносителей. Методы определения температур поверхности теплообмена.</p> <p>Гидродинамический расчет теплообменных аппаратов. Задачи гидродинамического расчета, гидравлическое сопротивление элементов теплообменного аппарата. Расчет мощности, необходимой для перемещения теплоносителя</p>	4	2
<b>Всего по дисциплине</b>			<b>36</b>	<b>8</b>

## 2.2. Содержание практических занятий

№№ п/п	Наименование тем и содержание занятий	Кол-во часов	
		очная	заочная
1.	Расчет температурного поля неограниченной стенки при $\lambda = \text{const}$ и $\lambda = \text{var}$ , граничные условия I рода	2	
2.	Расчет температурного слоя цилиндра и шара при $\lambda = \text{const}$ и $\lambda = \text{var}$ , граничные условия первого рода	2	
3.	Передача теплоты через плоскую цилиндрическую и шаровую стенку при граничных условиях III рода	2	
4.	Критический диаметр изоляции. Условия выбора теплоизоляционного материала	2	
5.	Расчет плоской стенки с прямыми ребрами постоянного поперечного сечения	2	
6.	Нестационарная теплопроводность. Охлаждение (нагревание) неограниченной пластины	2	
7.	Охлаждение (нагревание) бесконечно длинного цилиндра и шара при нестационарном режиме	2	
8.	Числа теплового и гидромеханического подобия процессов	2	
9.	Теплоотдача при свободной конвекции	2	
10.	Теплоотдача при вынужденном течении жидкости	2	
11.	Теплоотдача при пленочной конденсации чистого пара	2	
12.	Теплоотдача при кипении жидкости	2	
13.	Теплообмен излучением между телами, разделенными прозрачной средой	4	
14.	Тепловой расчет рекуперативных и регенеративных теплообменников	4	
15.	Тепловой и гидродинамический расчет теплообменников	4	4
	<b>Итого:</b>	<b>36</b>	<b>4</b>

## 2.3. Содержание лабораторных занятий

№№ п/п	Наименование тем и содержание занятий	Кол-во часов	
		очная	заочная
1.	Определение коэффициента теплопроводности методом трубы	4	
2.	Определение зависимости коэффициента теплопроводности от температуры	4	2
3.	Определение коэффициента теплоотдачи от вертикальной трубы одинакового диаметра, изготовленной из одинакового материала	4	2
4.	Определение коэффициента теплоотдачи от горизонтальной трубы одинакового диаметра, изготовленного из одинакового материала	4	

5.	Определение коэффициента излучения и степени черноты поверхности тела (окрашенной меди и полированной стали)	4	
6.	Определение зависимости степени черноты поверхности от температуры поверхности	4	
7.	Теплоотдача при вынужденном движении воздуха в трубе	4	
8.	Исследование работы теплообменного аппарата методом математического моделирования	4	
9.	Изучение работы рекуперативного теплообменника методом математического моделирования	4	
	<b>Итого:</b>	<b>36</b>	<b>4</b>

#### **2.4. Примерное содержание курсового проектирования, расчетно-графических работ**

**Курсовой проект** – тепловой, конструктивный и гидродинамический расчет теплообменных аппаратов. Расчет ведется исходя из теплопроизводительности аппаратов и заданных расходов теплоносителей.

При проектировании теплообменника рассчитывается тепловая нагрузка аппарата, коэффициенты теплоотдачи со стороны теплоносителей, определяется коэффициент теплопередачи, находится поверхность теплообмена. Исходя из полученных расчетных данных, производится выбор основных конструктивных характеристик и размеров элементов аппарата, выполняется гидравлический расчет теплообменника.

Состав проекта: расчетно-пояснительная записка объемом 30 – 35 страниц и графическая часть – до 2 листов формата А1.

### III. Учебно-методическая карта дисциплины

Номер раздела, темы, занятия	Название раздела, темы, занятия; перечень изучаемых вопросов	Количество аудиторных часов				Материальное обеспечение занятий	Литература	Форма контроля знаний
		лекции	практические (семинарские) занятия	лабораторные занятия	Управляемая самостоятельная работа студента			
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	<b>Введение. Основные понятия и определения</b> Введение. Предмет курса, общие понятия, основные механизмы передачи теплоты: теплопроводность, конвекция, излучение.	2				Компьютерная презентация №1	[По списку]	Экзамен
2	<b>Основные положения теории теплопроводности</b> Основные количественные характеристики процессов переноса теплоты: количество теплоты, тепловой поток, плотность теплового потока, мощность внутренних источников теплоты. Основные положения теории теплопроводности. Механизм процесса теплопроводности в газах, жидкостях, металлах, твердых диэлектриках. Температурное поле. Закон теплопроводности Фурье. Коэффициент теплопроводности и его зависимость от различных факторов. Коэффициент температуропроводности: граничные условия первого, второго и третьего рода.	4	2	-		Компьютерная презентация №2	[По списку]	Экзамен
3	<b>Теплопроводность при стационарном тепловом режиме</b> Стационарные процессы теплопроводности. Передача теплоты через плоскую, цилиндрическую и шаровую стенки при граничных условиях первого и третьего рода, при отсутствии внутренних источников теплоты.	3	4	4		Компьютерная презентация №3	[По списку]	Экзамен
4	<b>Нестационарные процессы теплопроводности</b> Нестационарные процессы теплопроводности. Методы решения задач теплопроводности при нестационарном режиме. Теплопроводность тонкой пластины, длинного цилиндра, шара при граничных условиях третьего рода. Анализ решений. Частные случаи. Охлаждение (нагревание) тел конечных размеров. Нестационарная теплопроводность в телах сложной конфигурации. Примеры расчета нагрева и охлаждения тел с помощью номограмм.	3	6	4		Компьютерная презентация №4	[По списку]	Экзамен

1	2	3	4	5	6	7	8	9
5	<p><b>Конвективный теплообмен. Основные положения учения о конвективном теплообмене</b>  Конвективный теплообмен. Основные положения. Конвективный теплообмен как совокупность молярного и молекулярного переноса. Теплоотдача. Основные случаи теплоотдачи: теплоотдача в однофазных жидкостях и при фазовых превращениях, при вынужденной и естественной конвекции.</p>	3	2	4		Компьютерная презентация №5	[По списку]	Экзамен
6	<p><b>Основы теории подобия и моделирования</b>  Подобие и моделирование процессов конвективного теплообмена. Приведение дифференциальных уравнений конвективного теплообмена и условий однозначности к безразмерному виду.</p>	3	2	-		Компьютерная презентация №6	[По списку]	Экзамен
7	<p><b>Теплоотдача при вынужденном движении жидкости</b>  Теплообмен при вынужденном течении жидкости в трубах. Особенности течения и теплообмена в трубах. Ламинарный и турбулентный. Участки гидродинамической и тепловой стабилизации. Стабилизированное  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.  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. Расчетные уравнения.  Влияние степени турбулентности набегающего потока и угла атаки. Основные типы пучков труб. Ламинарный, смешанный и турбулентный режимы омывания. Изменение теплоотдачи по окружности трубок пучка. Изменение средней по окружности труб теплоотдачи в зависимости от номера ряда.</p>	3	2	4		Компьютерная презентация №6	[По списку]	Экзамен
8	<p><b>Теплоотдача при свободном движении жидкости</b>  Теплообмен при свободной конвекции. Факторы, обуславливающие свободное движение. Распределение температур и скоростей. Изменение коэффициента теплоотдачи по высоте стенки. Характер движения жидкости вблизи горизонтальных труб и пластин. Расчетные уравнения. Методика расчета теплоотдачи при естественной конвекции в ограниченном пространстве.</p>	2	2	4			[По списку]	Экзамен



1	2	3	4	5	6	7	8	9
9	<p><b>Теплообмен при конденсации чистого пара</b></p> <p>Классификация процессов конденсации пара. 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.</p> <p>Влияние на теплоотдачу скорости пара. Конденсация пара внутри труб.</p> <p>Конденсация сухого насыщенного пара на горизонтальных трубах и пучках труб; характер обтекания конденсатом пучков труб, изменение теплоотдачи по рядам, влияние скорости пара и других факторов.</p> <p>Расчет теплоотдачи при конденсации пара на горизонтальных пучках труб. Теплоотдача при капельной конденсации пара.</p> <p>Расчет теплоотдачи при конденсации пара на горизонтальных пучках труб. Теплоотдача при капельной конденсации пара.</p>	2	4	4		Компьютерная презентация №8	[По списку]	Экзамен
10	<p><b>Теплообмен при кипении однокомпонентных жидкостей</b></p> <p>Теплообмен при кипении однокомпонентных жидкостей.</p> <p>Механизм кипения жидкости. Теплообмен между стенкой и жидкой фазой, между жидкой и паровой фазами.</p> <p>Пленочный режим. Первая и вторая критические плотности теплового потока. Изменение теплоотдачи и температуры стенки при пленочном режиме.</p> <p>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.</p> <p>Расчет теплоотдачи в трубах.</p> <p>Теплоотдача при кипении жидкости, недогретой до температуры насыщения; распределение температур жидкости в поперечном сечении канала; протекание процесса; зависимость теплоотдачи при кипении недогретой жидкости от различных факторов.</p>	3	4	4			[По списку]	Экзамен

1	2	3	4	5	6	7	8	9
11	<p><b>Тепло- и массообмен в двухкомпонентных средах</b> Тепло- и массообмен в двухкомпонентных средах. Основные положения теории массообмена. Первый и второй законы Фика. Диффузионный пограничный слой. Система дифференциальных уравнений пограничного слоя. Граничные условия на поверхности раздела фаз. Коэффициент массоотдачи.</p> <p>Применение теории подобия к процессам массообмена. Тройная аналогия. Тепло - и массообмен при конденсации пара из парогазовой смеси, при испарении жидкости в парогазовую среду.</p>	2	4	4		Компьютерная презентация №9	[По списку]	Экзамен
12	<p><b>Теплообмен излучением</b> Природа теплового излучения. Виды потоков излучения. Законы излучения абсолютно черного тела. Коэффициенты облученности и взаимные поверхности излучения. Геометрические свойства потоков излучения.</p> <p>Методы определения коэффициентов облученности. Теплообмен излучением в замкнутой системе, состоящей из двух серых тел: общий случай; тела, из которых одно находится в плоскости другого; тела с плоскопараллельными поверхностями. Применение экранов.</p> <p>Зональный метод расчета теплообмена излучением. Особенности теплообмена излучением в поглощающих и излучающих средах. Расчет теплообмена между излучающей средой и поверхностью твердого тела. Особенности излучения газов и паров. Сложный теплообмен.</p>	2	4	4		Компьютерная презентация №10	[По списку]	Экзамен
13	<p><b>Основы расчета теплообменных аппаратов</b> Теплообменные аппараты. Общие сведения. Назначение теплообменников. Их классификация по принципу действия. Основы теплового расчета теплообменников; проектный и поверочный расчеты.</p> <p>Уравнение теплового баланса и уравнение теплопередачи. Средний температурный напор. Определение среднего температурного напора для основных схем движения теплоносителей. Сравнение прямотока и противотока.</p> <p>Поверочный расчет рекуперативных теплообменников. Вычисление конечных температур теплоносителей. Методы определения температур поверхности теплообмена. Тепловой расчет регенеративного теплообменника</p> <p>Гидродинамический расчет теплообменных аппаратов. Задачи гидродинамического расчета, гидравлическое сопротивление элементов теплообменного аппарата. Расчет мощности, необходимой для перемещения теплоносителя</p>	4	4			Компьютерная презентация №11	[По списку]	Экзамен

## **IV. Информационно-методические материалы по дисциплине**

### **4.1. ОСНОВНАЯ ЛИТЕРАТУРА**

1. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. - М.: Энергия, 1981 – 417с.
2. Теория теплообмена./ С.Н. Исаев, И.А. Кожин, В.И. Кофанов и др.; Под ред. А.И. Леонтьева – М.: Высшая школа, 1997 – 683 с.
3. Галин Н.М., Кириллов Л.П. Теплообмен (в ядерной энергетике). – М. Энергоатомиздат, 1987 – 376 с.
4. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. - М.: Энергия, 1977 – 343 с.
5. Юдаев Б.Н Теплопередача. - М.: Высшая школа, 1981 – 319 с..
6. Дульчев Г.Н. и др. Применение ЭВМ для решения задач теплообмена. – М.: Высшая школа, 1990 – 206 с.
7. Краснощеков Е. А., Сукомел А. С. Задачник по теплопередаче. - М.: Энергия, 1975 – 288 с.
8. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена.– М.: Энергоатомиздат, 1990 – 365 с.
9. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. - М.: Высшая школа, 1980 – 469 с
10. Беляев Н.М. Основы теплопередачи. – Киев: Высшая школа, 1989 - 342 с.
11. Панкратов Г.П. Сборник задач по теплотехнике. М.: Высшая школа, 1995 – 238 с.
12. Авчуков В.В. и др. Задачник по процессам теплообмена. – М.: Энергоатомиздат, 1986 – 144 с.

### **4.2. Дополнительная литература**

13. Эккерт Э.Р.Г., Дрейк Р.М. Теория тепло- и массообмена. Перевод с англ. М. - Л., Госэнергоиздат, 1961 - 680 с.
14. Уонг, Харри. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров. – М.: Атомиздат, 1979 – 212 с.
15. Кафаров В.В. Основы массопередачи. - М.: Высшая школа, 1979 – 439 с.
16. Кошкин В.К. и др. Теплообменные аппараты и теплоносители. Теория и расчет. – М.: Машиностроение, 1971 – 200 с.
17. Лебедев П.Д. Теплообменные, сушильные и холодильные установки. – М.: Энергия, 1972 – 320 с.
18. Андреев В.А. Теплообменные аппараты для вязких жидкостей. М. – Л. Госэнергоиздат, 1963 – 153 с.
19. Андреев Е.И. Расчет тепло- и массообмена в контактных аппаратах. – Л.: Энергоатомиздат, 1985 - 191 с.
20. Карabanов Ю.Ф. Расчет теплообменника. – Иваново, 1979 – 26 с.
21. Кулинченко В.Р. Справочник по теплообменным расчетам. – Киев, Техника, 1990 – 163 с.
22. Минаев А.И. Методика теплового расчета рекуператоров. – М, 1968 – 99 с.
23. Кунтыш В.Б. и др. Теплообменные аппараты в примерах и расчетах. – Архангельск, 1976 – 55 с.
24. Теплотехнический справочник: В 2-х т./Под общ. Ред. В.Н. Юренева и П.Д. Лебедева. М.: Энергия, 1975 – 743 с.
25. Бажан П.И. и др. Справочник по теплообменным аппаратам. - М.: Машиностроение, 1989 – 365 с.
26. Лыков А.В. Теплообмен: Справочник. – М.: Энергия, 1978 – 479 с.
27. Справочник по теплообменникам: В 2-х т./Пер. с англ. – М.: Энергоатомиздат, 1987 – 559 с.

28. Теплообменники – утилизаторы на тепловых трубах/ Л.П. Васильев и др. Под ред. Л.И. Колыхана. – Минск., Наука и техника, 1987 – 199 с.
29. Теплообменные аппараты холодильных установок/Г.Н. Данилова и др. Л.: Машиностроение, 1986 – 302 с.
30. Пермяков В.А. Теплообменники вязких жидкостей, применяемых на электростанциях – Л., Энергоатомиздат, 1983 – 176 с.
31. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие. – М.: Энергоатомиздат, 1990 – 367 с.

#### **4.3. Компьютерные программы и другие научно-методические материалы**

32. Осипова В.А. Экспериментальное исследование процессов теплообмена. –М.: Энергия, 1979 – 319 с.
33. Лабораторный практикум по термодинамике и теплопередаче. / В.Н. Афанасьев и др.; под ред. В.И. Крутого, Е.В. Шишова. - М.: Высшая школа, 1988 – 216 с.
34. Кравченко Е.В. Компьютерные программы лабораторных работ по теплопередаче.- Минск, БНТУ, 2002.
35. Методические указания к выполнению лабораторных работ по дисциплине «Теплопередача» / сост. В. А. Пашинский, М. Л. Левин, А. А. Антух. – Минск: МГЭУ им. А.Д.Сахарова, 2012. – 52 с.
36. Расчет пластинчатого теплообменника : метод. указания / сост. В. А. Пашинский, М. Л. Левин, А. А. Антух. – Минск : МГЭУ им. А. Д. Сахарова, 2011. – 32 с.

## V. Протокол согласования рабочей программы

### с другими дисциплинами специальности

<b>Название дисциплины, изучение которой связано с дисциплиной рабочей программы</b>	<b>Кафедра, обеспечивающая изучение этой дисциплины</b>	<b>Предложения кафедры об изменениях в содержании рабочей программы</b>
Высшая математика	Кафедра физики и высшей математики	Программа согласована
Физика	Кафедра физики и высшей математики	Программа согласована
Термодинамика	Кафедра физики и высшей математики	Программа согласована

*Согласовано:*

Зав. кафедрой энергоэффективных технологий

Зав. кафедрой физики и высшей математики

## **ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ**

Одним из видов учебных занятий по учебной дисциплине "Теплопередача" являются лекции, целью которых является формирование у студентов профессиональных представлений об основных законах переноса теплоты и массы, необходимых для расчета теплообменных аппаратов и различных процессах, связанных с нагреванием и охлаждением реальных тел.

В ходе чтения лекций следует обращать внимание на содержание и методику применяемых в преподавании приемов и средств активизации учебной деятельности студентов.

В данном разделе представлен краткий конспект лекций по учебной дисциплине «Теплопередача».

Министерство образования Республики Беларусь  
Международный государственный экологический институт  
имени А.Д.Сахарова БГУ

Факультет мониторинга окружающей среды  
Кафедра энергоэффективных технологий

# **ТЕПЛОПЕРЕДАЧА**

Краткий конспект лекций

Минск

## Введение

Теплота - кинетическая часть внутренней энергии вещества, определяемая интенсивным хаотическим движением молекул и атомов, из которых это вещество состоит. Мерой интенсивности движения молекул является температура. Количество теплоты, которым обладает тело при данной температуре, зависит от его массы; например, при одной и той же температуре в большой чашке с водой заключается больше теплоты, чем в маленькой.

Теплота играет важную роль в жизни человека, в том числе и в функционировании его организма. Часть химической энергии, содержащейся в пище, превращается в теплоту, благодаря чему температура тела поддерживается вблизи 37 градусов Цельсия. Тепловой баланс тела человека зависит также от температуры окружающей среды, и люди вынуждены расходовать много энергии на обогрев жилых и производственных помещений зимой и на охлаждение их летом. Большую часть этой энергии поставляют тепловые машины, например котельные установки и паровые турбины электростанций, работающих на ископаемом топливе (угле, нефти) и вырабатывающих электроэнергию.

До конца 18 в. теплоту считали материальной субстанцией, полагая, что температура тела определяется количеством содержащейся в нем «калорической жидкости», или «теплорода». Позднее Б.Румфорд, Дж.Джоуль и другие физики того времени путем остроумных опытов и рассуждений опровергли «калорическую» теорию, доказав, что теплота невесома и ее можно получать в любых количествах просто за счет механического движения. Теплота сама по себе не является веществом – это всего лишь энергия движения его атомов или молекул. Именно такого понимания теплоты придерживается современная физика.

Теплообмен или теплопередача – это процесс переноса теплоты внутри тела или от одного тела к другому, обусловленный разностью температур. Интенсивность переноса теплоты зависит от свойств вещества, разности температур и подчиняется экспериментально установленным законам природы. Чтобы создавать эффективно работающие системы нагрева или охлаждения, разнообразные двигатели, энергоустановки, системы теплоизоляции, нужно знать принципы теплопередачи. В одних случаях теплообмен нежелателен (теплоизоляция плавильных печей, космических кораблей и т.п.), а в других он должен быть как можно больше (паровые котлы, теплообменники, кухонная посуда).

### 1 Основные виды передачи тепла

Существуют три основных вида теплообмена: теплопроводность, конвекция и лучистый теплообмен или тепловое излучение.

**Теплопроводность.** Если внутри тела имеется разность температур, то тепловая энергия переходит от более горячей его части к более холодной. Такой вид теплопередачи, обусловленный тепловыми движениями и



столкновениями молекул, называется теплопроводностью; при достаточно высоких температурах в твердых телах его можно наблюдать визуально. Так, при нагревании стального стержня с одного конца в пламени газовой горелки тепловая энергия передается по стержню, и на некоторое расстояние от нагреваемого конца распространяется свечение (с удалением от места нагрева все менее интенсивное). Интенсивность теплопередачи за счет теплопроводности зависит от градиента температуры, т.е. отношения  $\Delta T/\Delta x$  разности температур на концах стержня к расстоянию между ними. Она зависит также от площади поперечного сечения стержня (в  $\text{м}^2$ ) и коэффициента теплопроводности материала [в соответствующих единицах  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ].

Соотношение между этими величинами было выведено французским математиком Ж.Фурье и имеет следующий вид

$$q = -\lambda \text{grad}t \text{ или } Q = -\lambda F \frac{\Delta T}{\Delta x},$$

где  $Q$ ,  $q$  – тепловой поток и плотность теплового потока, в  $\text{Вт}$  и  $\text{Вт}/\text{м}^2$ ,  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ,  $F$  – площадь поперечного сечения,  $\text{м}^2$ .

Это соотношение называется законом теплопроводности Фурье; знак «минус» в нем указывает на то, что теплота передается в направлении, обратном градиенту температуры.

Из закона Фурье следует, что тепловой поток можно понизить, уменьшив одну из величин – коэффициент теплопроводности, площадь или градиент температуры. Для здания в зимних условиях последние величины практически постоянны, а поэтому для поддержания в помещении нужной температуры остается уменьшать теплопроводность стен, т.е. улучшать их теплоизоляцию.

Теплопроводность металлов обусловлена колебаниями кристаллической решетки и движением большого числа свободных электронов (называемых иногда электронным газом). Движение электронов ответственно и за электропроводность металлов, а потому неудивительно, что хорошие проводники тепла (например, серебро или медь) являются также хорошими проводниками электричества.

Тепловое и электрическое сопротивление многих веществ резко уменьшается при понижении температуры ниже температуры жидкого гелия (1,8 К). Это явление, называемое сверхпроводимостью, используется для повышения эффективности работы многих устройств – от приборов микроэлектроники до линий электропередачи и больших электромагнитов.

**Конвекция.** При подводе тепла к жидкости или газу увеличивается интенсивность движения молекул, а вследствие этого повышается давление. Если жидкость или газ не ограничены в объеме, то они расширяются; локальная плотность жидкости (газа) становится меньше, и благодаря выталкивающим (архимедовым) силам нагретая часть среды движется вверх (именно поэтому теплый воздух в комнате поднимается от батарей к потолку). Данное явление называется конвекцией. Иными словами перенос теплоты из области с одной

температурой в область с другой температурой, сопровождающийся переносом самой среды называется конвекцией. Конвекция в основном встречается только в жидкостях и газах. Чтобы не расходовать тепло отопительной системы впустую, нужно пользоваться современными обогревателями, обеспечивающими принудительную циркуляцию воздуха.

Конвективный тепловой поток от нагревателя к нагреваемой среде зависит от начальной скорости движения молекул, плотности, вязкости, теплопроводности и теплоемкости и среды; очень важны также размер и форма нагревателя. Соотношение между соответствующими величинами подчиняется закону Ньютона

$$Q = \alpha F (T_{жс} - T_{см}),$$

где  $q$  – тепловой поток, (измеряемый в ваттах),  $F$  – площадь поверхности источника тепла (в  $m^2$ ),  $T_{жс}, T_{см}$  – температуры источника и его окружения (в кельвинах). Коэффициент конвективного теплопереноса (коэффициент теплоотдачи)  $\alpha$  зависит от свойств среды, начальной скорости ее молекул, а также от формы источника тепла, и измеряется в единицах  $Вт/(m^2 \cdot K)$ .

Конвекцию необходимо учитывать при проектировании теплообменников, систем кондиционирования воздуха, высокоскоростных летательных аппаратов и многих других устройств. Во всех подобных системах одновременно с конвекцией имеет место теплопроводность, причем как между твердыми телами, так и в окружающей их среде. При повышенных температурах существенную роль может играть и лучистый теплообмен.

**Лучистый теплообмен.** Третий вид теплопередачи – лучистый теплообмен – отличается от теплопроводности и конвекции тем, что теплота в этом случае может передаваться через вакуум. Сходство же его с другими способами передачи тепла в том, что он тоже обусловлен разностью температур. Тепловое излучение – это один из видов электромагнитного излучения (происходит за счет распространения электромагнитных волн). Другие его виды – радиоволновое, ультрафиолетовое и гамма-излучения – возникают в отсутствие разности температур. Тепловое излучение может сопровождаться испусканием видимого света, но его энергия мала по сравнению с энергией излучения невидимой части спектра. Интенсивность теплопередачи путем теплопроводности и конвекции пропорциональна температуре, а лучистый тепловой поток пропорционален четвертой степени температуры и подчиняется закону Стефана – Больцмана

$$q = \sigma A (T_1^4 - T_2^4),$$

где  $q$  – тепловой поток (в джоулях в секунду, т.е. в Вт),  $A$  – площадь поверхности излучающего тела (в  $m^2$ ), а  $T_1$  и  $T_2$  – температуры (в кельвинах) излучающего тела и окружения, поглощающего это излучение. Коэффициент  $\sigma$  называется постоянной Стефана – Больцмана и равен  $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт}/(m^2 \cdot K^4)$ .

Представленный закон теплового излучения справедлив лишь для идеального излучателя – так называемого абсолютно черного тела. Ни одно реальное тело таковым не является, хотя плоская черная поверхность по своим свойствам приближается к абсолютно черному телу. Светлые же поверхности излучают сравнительно слабо. Чтобы учесть отклонение от идеальности многочисленных «серых» тел, в правую часть выражения, описывающего закон Стефана – Больцмана, вводят коэффициент, меньший единицы, называемый излучательной способностью. Для плоской черной поверхности этот коэффициент может достигать 0,98, а для полированного металлического зеркала не превышает 0,05. Соответственно лучепоглощательная способность высока для черного тела и низка для зеркального.

Жилые и офисные помещения часто обогревают небольшими электрическими теплоизлучателями; красноватое свечение их спиралей – это видимое тепловое излучение, близкое к границе инфракрасной части спектра. Помещение же обогревается теплотой, которую несет в основном невидимая, инфракрасная часть излучения. В приборах ночного видения применяются источник теплового излучения и приемник, чувствительный к ИК-излучению, позволяющий видеть в темноте.

Мощным излучателем тепловой энергии является Солнце; оно нагревает Землю даже на расстоянии 150 млн. км. Интенсивность солнечного излучения, регистрируемая год за годом станциями, расположенными во многих точках земного шара, составляет примерно  $1,37 \text{ Вт/м}^2$ . Солнечная энергия – источник жизни на Земле. Ведутся поиски способов наиболее эффективного ее использования. Созданы солнечные батареи, позволяющие обогревать дома и получать электроэнергию для бытовых нужд.

## **2 Роль теплоты и ее использование**

Глобальные процессы теплообмена не сводятся к нагреванию Земли солнечным излучением. Массивными конвекционными потоками в атмосфере определяются суточные изменения погодных условий на всем земном шаре. Перепады температуры в атмосфере между экваториальными и полярными областями совместно с кориолисовыми силами, обусловленными вращением Земли, приводят к появлению непрерывно изменяющихся конвекционных потоков, таких, как пассаты, струйные течения, а также теплые и холодные фронты. Перенос тепла (за счет теплопроводности) от расплавленного ядра Земли к ее поверхности приводит к извержению вулканов и появлению гейзеров. В некоторых регионах геотермальная энергия используется для обогрева помещений и выработки электроэнергии. Теплота – неперенный участник почти всех производственных процессов. Упомянем такие наиболее важные из них, как выплавка и обработка металлов, работа двигателей, производство пищевых продуктов, химический синтез, переработка нефти, изготовление самых разных предметов – от кирпичей и посуды до автомобилей и электронных устройств. Многие промышленные производства и транспорт, а также теплоэлектростанции не могли бы работать без тепловых машин – устройств, преобразующих теплоту в полезную работу. Примерами таких

машин могут служить компрессоры, турбины, паровые, бензиновые и реактивные двигатели. Важным источником теплоты для таких целей, как производство электроэнергии и транспортные перевозки, служат ядерные реакции. В 1905 А.Эйнштейн показал, что масса и энергия связаны соотношением  $E = mc^2$ , т.е. могут переходить друг в друга. Скорость света  $c$  очень велика и равна 300 тыс. км/с. Это означает, что даже малое количество вещества может дать огромное количество энергии. Так, из 1 кг делящегося вещества (например, урана) теоретически можно получить энергию, которую за 1000 суток непрерывной работы дает электростанция мощностью 1 МВт.

### 3 Теплопроводность плоской стенки

#### 3.1 Однородная стенка

Рассмотрим однородную стенку толщиной  $\delta$  (рис. 1), коэффициент теплопроводности  $\lambda$ , которой постоянен. На наружных поверхностях стенки поддерживаются постоянные температуры  $t_1$  и  $t_2$ . Температура изменяется только в направлении оси  $x$ . В этом случае температурное поле одномерно, изотермические поверхности плоские и располагаются перпендикулярно оси  $x$ .

На расстоянии  $x$  выделим внутри стенки слой толщиной  $dx$ , ограниченный двумя изотермическими поверхностями.

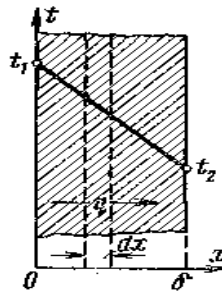


Рисунок 1 – Теплопроводность через плоскую однородную стенку

На основании закона Фурье для этого случая можно написать

$$q = -\lambda \frac{dt}{dx} \quad \text{или} \quad dt = -\frac{q}{\lambda} dx, \quad (1)$$

Плотность теплового потока  $q$  при стационарном тепловом режиме постоянна в каждом сечении, поэтому

$$t = -\frac{q}{\lambda} x + C, \quad (2)$$

Постоянная интегрирования  $C$  определяется из граничных условий, а именно при  $x = 0$   $t = t_1 = C$ , а при  $x = \delta$   $t = t_2$ . Подставляя эти значения в уравнение (2), имеем

$$t_2 = -\frac{q}{\lambda}\delta + t_1, \quad (3)$$

Из уравнения (3) определяется неизвестное значение плотности теплового потока  $q$ , а именно

$$q = \frac{\lambda}{\delta}(t_1 - t_2), \quad (4)$$

Следовательно, количество теплоты, переданное через единицу поверхности стенки в единицу времени, прямо пропорционально коэффициенту теплопроводности  $\lambda$  и разности температур наружных поверхностей  $\Delta t$  и обратно пропорционально толщине стенки  $\delta$ .

Уравнение (4) является расчетной формулой теплопроводности плоской стенки. Оно связывает между собой четыре величины:  $q$ ,  $\lambda$ ,  $\delta$  и  $\Delta t$ . Зная из них любые три, можно найти четвертую

$$\lambda = \frac{q\delta}{\Delta t}, \Delta t = \frac{q\delta}{\lambda} \quad \text{и} \quad \delta = \frac{\lambda\Delta t}{q}, \quad (5)$$

Отношение  $\lambda/\delta$  называется *тепловой проводимостью* стенки, а обратная величина  $\delta/\lambda$  - *термическим сопротивлением*. Последнее определяет падение температуры в стенке на единицу плотности теплового потока.

Если в уравнение (2) подставить найденные значения  $C$  и плотности теплового потока  $q$ , то получим уравнение температурной кривой

$$t_x = t_1 - \frac{t_1 - t_2}{\delta}x, \quad (6)$$

Последнее показывает, что при постоянном значении коэффициента теплопроводности температура однородной стенки изменяется по линейному закону. В действительности же вследствие своей зависимости от температуры коэффициент теплопроводности является переменной величиной. Если это обстоятельство учесть, то получим иные, более сложные расчетные формулы.

Для подавляющего большинства материалов зависимость коэффициента теплопроводности от температуры имеет линейный характер вида  $\lambda = \lambda_0(1 + bt)$ . В этом случае на основании закона Фурье для плоской стенки имеем

$$q = -\lambda(t)\frac{dt}{dx} = -\lambda_0(1 + bt)\frac{dt}{dx}, \quad (7)$$

Разделив переменные и произведя интегрирование, получим

$$qx = -\lambda_0 \left( t + \frac{bt_1^2}{2} \right) + C, \quad (8)$$

Подставляя в уравнение (8) граничные значения переменных, имеем при  $x=0 \quad t=t_1$

$$0 = -\lambda_0 \left( t_1 + \frac{bt_1^2}{2} \right) + C, \quad (9)$$

и при  $x=\delta \quad t=t_2$

$$q\delta = -\lambda_0 \left( t_2 + \frac{bt_2^2}{2} \right) + C, \quad (10)$$

$$q\delta = \lambda_0 \left[ (t_1 - t_2) + \frac{b}{2} (t_1^2 - t_2^2) \right] \quad (11)$$

$$q = \frac{\lambda_0}{\delta} \left[ 1 + b \frac{t_1 + t_2}{2} \right] (t_1 - t_2)$$

Новая расчетная формула (6) несколько сложнее формулы (4). Там мы принимали коэффициент теплопроводности постоянным и равным некоторому среднему значению  $\lambda_m$ . Приравнявая друг другу правые части этих формул, имеем

$$\lambda_m = \lambda_0 \left[ 1 + b \frac{t_1 + t_2}{2} \right] = \frac{\lambda_1 + \lambda_2}{2}, \quad (12)$$

Следовательно, если  $\lambda_m$  определяется по среднеарифметическому из граничных значений температур стенок, то формулы (4) и (6) равнозначны.

С учетом зависимости коэффициента теплопроводности  $\lambda$  от температуры уравнение температурной кривой в стенке получается путем решения уравнения (6) относительно  $t$  и подстановки значения  $C$ , а именно

$$t_x = -\frac{1}{b} + \sqrt{\left( \frac{1}{b} + t_1 \right)^2 - \frac{2qx}{b\lambda_0}} \quad (13)$$

Следовательно, в этом случае температура стенки изменяется не линейно, а по кривой. При этом если коэффициент  $b$  положителен, выпуклость кривой направлена вверх, а если  $b$  отрицателен – вниз.

### 3. 2 Многослойная стенка

Стенки, состоящие из нескольких разнородных слоев, называются многослойными. Именно такими являются, например, стены жилых домов, в которых на основном кирпичном слое с одной стороны имеется внутренняя штукатурка, с другой – внешняя облицовка. Обмуровка печей, котлов и других тепловых устройств также обычно состоит из нескольких слоев.

Пусть стенка состоит из трех разнородных, но плотно прилегающих друг к другу слоев (рис. 2). Толщина первого слоя  $\delta_1$  второго  $\delta_2$  и третьего  $\delta_3$ . Соответственно коэффициенты теплопроводности слоев  $\lambda_1, \lambda_2$  и  $\lambda_3$ . Кроме того, известны температуры наружных поверхностей стенки  $t_1$  и  $t_4$ . Тепловой контакт между поверхностями предполагается идеальным, температуру в местах контакта мы обозначим через  $t_2$  и  $t_3$ .

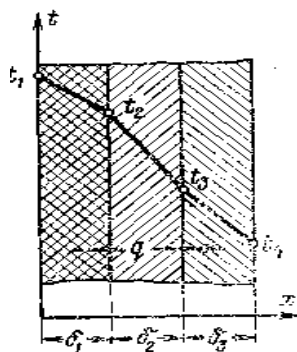


Рисунок 2 – Теплопроводность через плоскую многослойную стенку

При стационарном режиме плотность теплового потока постоянна и для всех слоев одинакова. Поэтому на основании уравнения (4) можно написать

$$\left. \begin{aligned} q &= \frac{\lambda_1}{\delta_1} (t_1 - t_2) \\ q &= \frac{\lambda_2}{\delta_2} (t_2 - t_3) \\ q &= \frac{\lambda_3}{\delta_3} (t_3 - t_4) \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

Из этих уравнений легко определить температурные напоры в каждом слое

$$\left. \begin{aligned} t_1 - t_2 &= q \frac{\lambda_1}{\delta_1} \\ t_2 - t_3 &= q \frac{\lambda_2}{\delta_2} \\ t_3 - t_4 &= q \frac{\lambda_3}{\delta_3} \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Сумма температурных напоров в каждом слое составляет полный температурный напор. Складывая левые и правые части системы уравнений (15), получаем

$$t_1 - t_4 = q \left( \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right) \quad (16)$$

Из соотношения (16) определяем значение плотности теплового потока

$$q = \frac{t_1 - t_4}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}} \quad (17)$$

По аналогии с изложенным можно сразу написать расчетную формулу для n-слойной стенки

$$q = \frac{t_1 - t_n + 1}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}} \quad (18)$$

Так как каждое слагаемое знаменателя в формуле (17) представляет собой термическое сопротивление слоя, то из уравнения (18) следует, что общее термическое сопротивление многослойной стенки равно сумме частных термических сопротивлений.

Если значение плотности теплового потока из уравнения (17) подставить в уравнение (15), то получим значения неизвестных температур  $t_2$  и  $t_3$

$$\begin{aligned} t_2 &= t_1 - q \frac{\delta_1}{\lambda_1} , \\ t_3 &= t_2 - q \frac{\delta_2}{\lambda_2} = t_4 + q \frac{\delta_3}{\lambda_3} , \end{aligned} \quad (19)$$

$$t_{n+1} = t_1 - q \sum_{i=1}^n \delta_i / \lambda_i .$$



Внутри каждого слоя температура изменяется по прямой, но для многослойной стенки в целом она представляет собой ломаную линию (рис. 2).

Значения неизвестных температур  $t_2$  и  $t_3$  многослойной стенки можно определить также графически (рис. 3).

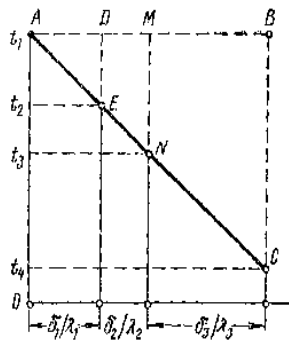


Рисунок 3 – График определения неизвестных температур  $t_2$  и  $t_3$  многослойной стенки

При построении графика по оси абсцисс в любом масштабе, но в порядке расположения слоев, откладываются значения их термических сопротивлений  $\delta_1/\lambda_1$ ,  $\delta_2/\lambda_2$  и  $\delta_3/\lambda_3$ , восстанавливаются перпендикуляры. На крайних из них также в произвольном, но одинаковом масштабе, откладываются значения наружных температур  $t_1$  и  $t_4$ . Полученные точки  $A$  и  $C$  соединяются прямой. Точки пересечения этой прямой со средними перпендикулярами дают значения искомых температур  $t_2$  и  $t_3$ . При таком построении  $\triangle ABC = \triangle ADE$ .

Иногда ради сокращения выкладок многослойную стенку рассчитывают как однослойную (однородную) толщиной  $\Delta$ . При этом в расчет вводится так называемый эквивалентный коэффициент теплопроводности  $\lambda_{\text{экв}}$ , который определяется из соотношения

$$q = \frac{t_1 - t_4}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}} = \frac{\lambda_{\text{экв}}}{\Delta} (t_1 - t_4) \quad (20)$$

Отсюда имеем

$$\lambda_{\text{экв}} = \frac{\Delta}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}} = \frac{\delta_1 + \delta_2 + \delta_3}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}} \quad (21)$$

Для  $n$ -слойной стенки

$$\lambda_{\text{экв}} = \frac{\sum_{i=1}^n \delta_i}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}} \quad (22)$$

Таким образом, эквивалентный коэффициент теплопроводности  $\lambda_{\text{экв}}$  зависит только от значений термических сопротивлений и толщины отдельных слоев.

При выводе расчетной формулы для многослойной стенки мы предполагали, что слои плотно прилегают друг к другу и благодаря идеальному тепловому контакту соприкасающиеся поверхности разных слоев имеют одну и ту же температуру. Однако если поверхности шероховаты, тесное соприкосновение невозможно и между слоями образуются воздушные зазоры. Так как теплопроводность воздуха мала [ $\lambda = 0,025 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{С})$ ], то наличие даже очень тонких зазоров может сильно повлиять в сторону уменьшения эквивалентного коэффициента теплопроводности многослойной стенки. Аналогичное влияние оказывает и слой окисла металла. Поэтому при расчете и в особенности при измерении теплопроводности многослойной стенки следует обращать внимание на плотность контакта между слоями.

## 4 Теплопроводность цилиндрической стенки

### 4.1 Однородная стенка

Рассмотрим однородную цилиндрическую стенку (трубу) длиной  $l$ , с внутренним радиусом  $r_1$  и внешним  $r_2$ . Коэффициент теплопроводности материала  $\lambda$  постоянен. Внутренняя и внешняя поверхности поддерживаются при постоянных температурах  $t_1$  и  $t_2$ , причем  $t_1 > t_2$  и температура изменяется только в радиальном направлении  $r$ . Следовательно, температурное поле здесь будет одномерным, а изотермические поверхности цилиндрическими, имеющими с трубой общую ось. Выделим внутри стенки кольцевой слой радиусом  $r$  и толщиной  $dr$ , ограниченный изотермическими поверхностями.

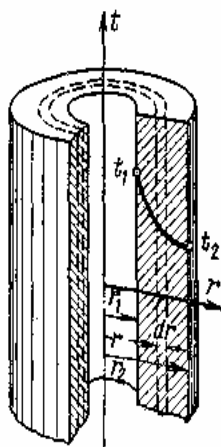


Рисунок 4 – Теплопроводность через цилиндрическую однородную стенку

Согласно закону Фурье, количество теплоты, проходящее в единицу времени через этот слой, равно

$$Q = -\lambda F \frac{dt}{dr} = -2\lambda\pi r \ell \frac{dt}{dr}, \quad (23)$$

Разделив переменные, имеем

$$dt = -\frac{Q}{2\pi\lambda\ell} \frac{dr}{r} \quad (24)$$

После интегрирования уравнения

$$t = -\frac{Q}{2\pi\lambda\ell} \ln r + C \quad (25)$$

Подставляя значения переменных на границах стенки (при  $r = r_1$   $t = t_1$  и при  $r = r_2$   $t = t_2$ ) и исключая постоянную  $C$ , получаем следующую расчетную формулу

$$Q = \frac{2\pi\lambda\ell}{\ln \frac{r_2}{r_1}} (t_1 - t_2) = \frac{2\pi\lambda\ell}{\ln \frac{d_2}{d_1}} (t_1 - t_2) = \frac{\pi\ell(t_1 - t_2)}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}} \quad (26)$$

Следовательно, количество теплоты, переданное в единицу времени через стенку трубы, прямо пропорционально коэффициенту теплопроводности  $\lambda$ , длине  $l$  и температурному напору  $\Delta t$ , и обратно пропорционально натуральному логарифму отношения внешнего диаметра трубы  $d_2$  к внутреннему  $d_1$ . Формула (26) справедлива и для случая, когда  $t_1 < t_2$ , т. е. когда тепловой поток направлен от наружной поверхности к внутренней.

Количество теплоты, проходящее через стенку трубы, может быть отнесено либо к единице длины  $l$ , либо к единице внутренней  $F_1$  или внешней  $F_2$  поверхности трубы. При этом расчетные формулы соответственно принимают следующий вид

$$q_e = \frac{Q}{e} = \frac{\pi\Delta t}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}} \quad (27)$$

$$q_1 = \frac{Q}{F_1} = \frac{Q}{\pi_1 \ell} = \frac{\Delta t}{\frac{1}{2\lambda} d_1 \ln \frac{d_2}{d_1}}, \quad (28)$$

$$q_2 = \frac{Q}{F_2} = \frac{Q}{\pi d_2 \ell} = \frac{\Delta t}{\frac{1}{2\lambda} d_2 \ln \frac{d_2}{d_1}}, \quad (29)$$

Так как площади внутренней и внешней поверхностей трубы различны, то различными получаются и значения плотностей тепловых потоков  $q_1$  и  $q_2$ . Взаимная связь между ними определяется соотношением

$$q_e = \pi d_1 q_1 = \pi d_2 q_2 \quad (30)$$

или

$$q_1 d_1 = q_2 d_2 \quad (31)$$

Уравнение температурной кривой внутри однородной цилиндрической стенки выводится из уравнения (25). Подставляя сюда значения  $Q$  и  $C$ , имеем

$$t_r = t_1 - \frac{Q}{2\pi\lambda\ell} \ln \frac{dx}{d_1} = t_1 - \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{d_2}{d_1}} \ln \frac{dx}{d_1} \quad (32)$$

Следовательно, в этом случае при постоянном значении коэффициента теплопроводности  $\lambda$  температура изменяется по логарифмической кривой (рис. 4). С учетом зависимости коэффициента теплопроводности от температуры  $\lambda = \lambda_0(1 + bt)$  уравнение температурной кривой принимает следующий вид

$$t_r = -\frac{1}{b} + \sqrt{\left(\frac{1}{b} + t_1\right)^2 - \frac{Q}{b2\pi\lambda_0\ell} \ln \frac{dx}{d_1}} \quad (34)$$

## 4. 2 Многослойная стенка

Пусть цилиндрическая стенка состоит из трех разнородных слоев. Диаметры и коэффициенты теплопроводности отдельных слоев известны, их обозначения смотрите на рис. 5.

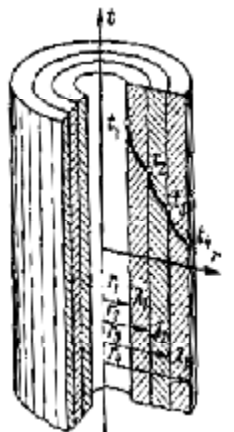


Рисунок 5 – Теплопроводность через цилиндрическую многослойную стенку

Кроме того, известны температуры внутренней и внешней поверхностей многослойной стенки  $t_1$  и  $t_4$ . в местах же соприкосновения слоев температуры неизвестны, обозначим их через  $t_2$  и  $t_3$ .

При стационарном тепловом режиме через все слои проходит одно и то же количество теплоты. Поэтому на основании уравнения (26) можно написать

$$\begin{aligned}
 q_l &= \frac{2\pi(t_1 - t_2)}{\frac{1}{\pi_1} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}} \\
 q_l &= \frac{2\pi(t_2 - t_3)}{\frac{1}{\pi_2} \cdot \ln \frac{d_3}{d_2}} \\
 q_l &= \frac{2\pi(t_3 - t_4)}{\frac{1}{\pi_3} \cdot \ln \frac{d_4}{d_3}}
 \end{aligned}
 \quad \left. \vphantom{\begin{aligned} q_l &= \frac{2\pi(t_1 - t_2)}{\frac{1}{\pi_1} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}} \\ q_l &= \frac{2\pi(t_2 - t_3)}{\frac{1}{\pi_2} \cdot \ln \frac{d_3}{d_2}} \\ q_l &= \frac{2\pi(t_3 - t_4)}{\frac{1}{\pi_3} \cdot \ln \frac{d_4}{d_3}} \right\} (35)$$

Складывая отдельно, левые и правые части системы уравнений (35), имеем

$$\begin{aligned}
 t_1 - t_2 &= \frac{q_l}{2\pi} \cdot \frac{1}{\pi_1} \ln \frac{d_2}{d_1} \\
 t_2 - t_3 &= \frac{q_l}{2\pi} \cdot \frac{1}{\pi_2} \ln \frac{d_3}{d_2} \\
 t_3 - t_4 &= \frac{q_l}{2\pi} \cdot \frac{1}{\pi_3} \ln \frac{d_4}{d_3}
 \end{aligned}
 \quad (36)$$

Сумма этих температурных напоров составляет полный температурный напор

$$t_1 - t_4 = \frac{q_l}{2\pi} \left( \frac{1}{\pi_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\pi_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\pi_3} \ln \frac{d_4}{d_3} \right) \quad (37)$$

из этого уравнения определяем значение линейной плотности теплового потока  $q_e$

$$q_l = \frac{2\pi(t_1 - t_2)}{\frac{1}{\pi_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\pi_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\pi_3} \ln \frac{d_4}{d_3}} \quad (38)$$

По аналогии с этим сразу можно написать расчетную формулу для  $n$ -слойной стенки

$$q_l = \frac{2\pi(t_1 - t_n + 1)}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\pi_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}} = \frac{\pi(t_1 - t_n + 1)}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{2\pi_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}} \quad (39)$$

Значения неизвестных температур  $t_2$  и  $t_3$  поверхностей соприкосновения слоев определяются из системы уравнений (36)

$$\left. \begin{aligned} t_2 &= t_1 - \frac{q_l}{2\pi} \frac{1}{\pi_1} \ln \frac{d_2}{d_1} \\ t_3 &= t_2 - \frac{q_l}{2\pi} \frac{1}{\pi_2} \ln \frac{d_3}{d_2} = t_4 + \frac{q_l}{2\pi} \frac{1}{\pi_3} \ln \frac{d_4}{d_3} \end{aligned} \right\} \quad (40)$$

Согласно уравнению (40), внутри каждого слоя температура изменяется по логарифмическому закону, а для многослойной стенки в целом температурная кривая представляет собой ломаную кривую (рис. 5).

Приведенные расчетные формулы можно упростить.

Логарифмическую расчетную формулу для трубы (26) можно представить в следующем, более простом виде

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} \frac{F_m}{\varphi} (t_1 - t_2) = \frac{\lambda}{\delta} \frac{\pi d_m \ell}{\varphi} (t_1 - t_2) \quad (41)$$

или

$$q_e = \frac{\lambda}{\delta} \frac{\pi d_m}{\varphi} (t_1 - t_2) \quad (42)$$

здесь  $d_m = (d_1 + d_2)/2$  – средний диаметр

$\delta = (d_2 - d_1)/2$  – толщина стенки трубы

$\varphi$  – влияние кривизны стенки при этом учитывается коэффициентом кривизны. Его значение определяется отношением диаметров  $d_2/d_1$ .

Для различных отношений  $d_2/d_1$  значения  $\varphi$  различно. При  $d_2/d_1 < 2$  значение  $\varphi$  близко к единице. Поэтому если толщина стенки трубы по сравнению с диаметром мала или, если отношение  $d_2/d_1$  близко к единице, влиянием кривизны стенки можно пренебречь.

Для расчета теплопроводности многослойной стенки трубы такая упрощенная формула имеет следующий вид:

$$q_l = \frac{\pi(t_1 \cdot t_n + 1)}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i \cdot \varphi_i}{\lambda_i \cdot d_{mi}}} = \frac{\pi(t_1 - t_n + 1)}{\frac{\delta_1 \cdot \varphi_1}{\lambda_1 \cdot d_{m1}} + \frac{\delta_2 \cdot \varphi_2}{\lambda_2 \cdot d_{m2}} + \frac{\delta_n \cdot \varphi_n}{\lambda_n \cdot d_{mn}}} \quad (43)$$

где  $\delta_i$  – толщина слоя стенки;  $d_{mi}$  - средний диаметр;  $\lambda_i$  коэффициент теплопроводности;  $\varphi_i$  - коэффициент кривизны отдельных слоев.

## 5 Теплопроводность шаровой стенки и тел неправильной формы

### 5.1 Однородная шаровая стенка

Рассмотрим полый шар с внутренним радиусом  $r_1$  и внешним  $r_2$ . Стенка шара состоит из однородного материала, коэффициент теплопроводности  $\lambda$ , которого постоянен. Известны температуры внутренней и внешней поверхностей шара  $t_1$  и  $t_2$ , причем  $t_1 > t_2$  (рис. 6). Изотермические поверхности представляют собой концентрические шаровые поверхности.

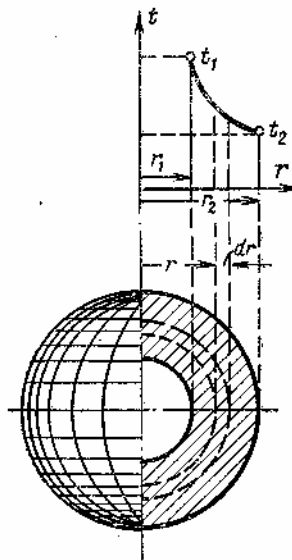


Рисунок 6 – Теплопроводность через шаровую однородную стенку

Выделим внутри стенки шаровой слой радиусом  $r$  и толщиной  $dr$  ограниченный изотермическими поверхностями. Согласно закону Фурье тепловой поток, проходящий через этот слой, равен

$$Q = -\lambda F \frac{dt}{dr} = -4\pi r^2 \lambda \frac{dt}{dr} \quad (44)$$

Разделив переменные, получим

$$dt = -\frac{Q}{4\pi\lambda} \frac{dr}{r^2} \quad (45)$$

После интегрирования этого уравнения имеем

$$t = \frac{Q}{4\pi\lambda} \frac{1}{r} + C \quad (46)$$

Подставляя в уравнение (46) значения переменных величин на границах стенки (при  $r = r_1$ ,  $t = t_1$  и при  $r = r_2$ ,  $t = t_2$ ) и исключая постоянную  $C$ , получаем следующую расчетную формулу

$$Q = \frac{4\pi\lambda(t_1 - t_2)}{\left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}\right)} = \frac{2\pi\lambda\Delta t}{\left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2}\right)} = \pi\lambda\Delta t \frac{d_1 d_2}{\delta} \quad (47)$$

где  $\delta = (d_1 - d_2)/2$  - толщина стенки.

Уравнение температурной кривой внутри однородной шаровой стенки выводится из уравнения (в). Подставляя сюда значение  $Q$  и  $C$ , получаем

$$t_x = t_1 - \frac{t_1 - t_2}{\left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2}\right)} \cdot \left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_x}\right) \quad (48)$$

Уравнение (48) представляет собой уравнение гиперболы. С учетом же зависимости коэффициента теплопроводности от температуры  $\lambda = \lambda_0(1 + bt)$  уравнение температурной кривой принимает следующий вид

$$t_r = -\frac{1}{b} + \sqrt{\left(\frac{1}{b} + t_1\right)^2 - \frac{Q}{\pi\lambda_0 b} \left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_x}\right)} \quad (49)$$

## 5. 2 Тела неправильной формы

Каждая из выше рассмотренных расчетных формул применима лишь для одного вида геометрически правильного тела - плоского, цилиндрического или шарового. Расчет теплопроводности всех этих тел можно охватить одной формулой, которая имеет следующий вид



$$Q = \frac{\lambda}{\delta} F_x \Delta t \quad (50)$$

где  $F_x$  - расчетная поверхность тела.

В зависимости от геометрической формы тела  $F_x$  определяется различно; если  $F_1$  - внутренняя и  $F_2$  - внешняя поверхности, то

а) для плоской, цилиндрической стенки и шаровой стенки при  $F_2/F_1 < 2$

$$F_x = \frac{F_1 + F_2}{2} \quad (51)$$

б) для цилиндрической стенки при  $F_2/F_1 > 2$

$$F_x = \frac{F_2 - F_1}{\ell \pi \frac{F_2}{F_1}} \quad (52)$$

в) для шаровой стенки при  $F_2/F_1 > 2$

$$F_x = \sqrt{F_1 F_2} \quad (53)$$

Преимущество формулы (50) заключается в том, что по ней можно также приближенно рассчитать теплопроводность ряда тел неправильной геометрической формы, например теплопроводность плоской стенки, у которой  $F_1 \neq F_2$ , т.е. когда поперечное сечение в направлении теплового потока представляет собой переменную величину, теплопроводность любых цилиндрических сечений, ограниченных плавными кривыми, теплопроводность всяких замкнутых тел, у которых все три линейных размера между собой близки.

В практике часто встречаются случаи, когда объектом расчета является сложное сочетание различных тел, например, бетонное перекрытие с замурованными железными балками, изолированные трубопроводы с открытыми фланцами, барабаны паровых котлов и др. Расчет теплопроводности таких сложных объектов обычно производят отдельно по элементам, мысленно разрезая их плоскостями параллельно и перпендикулярно направлению теплового потока. Однако вследствие различия термических сопротивлений отдельных элементов, а также вследствие различия их формы в местах соединения элементов распределение температур может иметь очень сложный характер, и направление теплового потока может оказаться неожиданным. Поэтому указанный способ расчета объектов имеет лишь приближенный характер. Более точно расчеты сложных объектов можно провести лишь в том случае, если известно распределение изотерм и линий тока, которое можно определить опытным путем при помощи методов гидро-

или электроанalogии. В ряде случаев достаточно точный расчет можно получить путем последовательного интегрирования дифференциального уравнения теплопроводности для различных элементов сложной конструкции. Однако для таких расчетов необходимо использовать современную вычислительную технику. Наиболее надежные данные по теплопроводности сложных объектов можно получить только путем непосредственного эксперимента, который проводится или на самом объекте или на его уменьшенной модели.

При выводе расчетных формул принималось, что температуры поверхностей тела постоянны. В практических расчетах это условие не всегда удовлетворяется. В таких случаях поступают следующим образом. Если в отдельных точках поверхности температуры отличаются незначительно, то производят осреднение температур по поверхности, и с этой средней температурой расчет производится, как с постоянной. Осреднение температуры по поверхности осуществляется либо по формуле

$$t_{cp} = \frac{t_1 F_1 + t_2 F_2 + \dots + t_n F_n}{F_1 + F_2 + \dots + F_n} \quad (54)$$

где  $F_1, F_2, \dots, F_n$  - отдельные участки поверхности с постоянной температурой;  $t_1, t_2, \dots, t_n$  - температуры этих участков, либо путем интегрирования

$$t_{cp} = \frac{1}{F} \int t dF \quad (55)$$

Если же температура по поверхности изменяется резко, то такой приближенный расчет может приводить к заметным погрешностям. В этом случае необходим более сложный расчет, связанный с интегрированием дифференциального уравнения теплопроводности, либо непосредственный эксперимент.

## 6 Теплопроводность тел с внутренними источниками теплоты

На практике могут встретиться случаи, когда теплота возникает внутри объема тела за счет внутренних источников, например за счет прохождения электрического тока, химических реакций, ядерного распада и т. п. Поскольку объемное тепловыделение может быть не только равномерным, но и неравномерным, для таких процессов важным является понятие *мощности внутренних источников теплоты*. Эта величина, обозначаемая  $q_v$ , определяет собой количество теплоты, выделяемое единицей объема тела в единицу времени, она измеряется в Вт/м<sup>3</sup>. При поглощении теплоты внутри объема тела, например при эндотермической реакции, величина  $q_v$  отрицательна; она характеризует интенсивность объемного стока теплоты.

При наличии внутренних источников (стоков) теплоты основной задачей является расчет температурного поля внутри тела.

### 6.1 Теплопроводность плоской стенки

Рассмотрим однородную плоскую стенку толщиной  $2\delta$ , коэффициент теплопроводности  $\lambda$  которой постоянен. Внутри этой стенки имеются равномерно распределенные источники теплоты  $q_v$ . Выделившаяся теплота через боковые поверхности стенки передается в окружающую среду. Относительно площади стенки в среднем сечении процесс теплопроводности будет протекать симметрично, поэтому именно здесь целесообразно поместить начало координат, а ось  $x$  направить перпендикулярно боковым поверхностям (рис. 7).

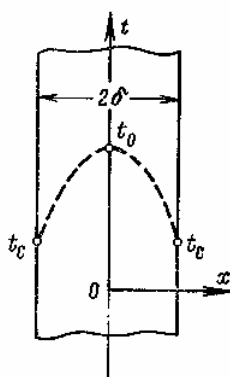


Рисунок 7 – Теплопроводность с внутренними источниками теплоты в трубе

Из уравнения теплового баланса следует, что при наличии внутренних источников теплоты плотность теплового потока в плоской стенке линейно возрастает с увеличением  $x$  и равна

$$q_x = q_v x \quad (56)$$

Из этого уравнения видно, что при  $x = 0$   $q = 0$ , а при  $x = \delta$   $q_\delta = q_v \delta$ , т. е. достигает своего максимального значения. Согласно закону Фурье

$$q_x = q_v x = -\lambda \frac{dt}{dx} \quad (57)$$

Произведя разделение переменных, имеем

$$dt = -\frac{1}{\lambda} q_v x dx \quad (58)$$

Интегрируя это уравнение, получаем

$$t_x = -\frac{1}{2\lambda} q_v x^2 + C \quad (59)$$

Постоянная интегрирования  $C$  определяется из граничных условий. При  $x = 0$   $t = t_0 = C$ , и уравнение изменения температуры принимает вид

$$t_x = t_0 - q_v \frac{x^2}{2\lambda} \quad (60)$$

При  $x = \delta$ ,  $t = t_c$ ; в этом случае из уравнения (59) следует

$$t_0 - t_c = q_v \frac{\delta^2}{2\lambda} = q_\delta \frac{\delta}{2\lambda} \quad (61)$$

Здесь разность  $t_0 - t_c$  означает перепад температуры между серединой и внешними поверхностями плоской стенки, а  $q_\delta = q_v \delta$  – плотность теплового потока на этих граничных поверхностях (при  $x = \delta$ ).

Если температура  $t_0$  неизвестна, то значение постоянной  $C$  можно выразить через  $t_c$  и уравнение температурной кривой в этом случае, принимает вид

$$t_x = t_c + \frac{q_v \delta^2}{2\lambda} \left[ 1 - \left( \frac{x}{\delta} \right)^2 \right] \quad (62)$$

Приведенные выводы показывают, что при наличии равномерно распределенных внутренних источников теплоты распределение температур в плоской стенке носит параболический характер. Наибольшее значение температура имеет в средней плоскости ( $x = 0$ ).

При больших перепадах температуры необходимо учитывать зависимость коэффициента теплопроводности от температуры,  $\lambda = \lambda_0(1 + bt)$ . При  $x = 0$   $t = t_0$  и  $c = bt_0^2 / 2 + t_0$ . Подставляя значение  $C$  в уравнение (62) и решая последнее относительно  $t$ , получаем следующее уравнение температурной кривой

$$t_x = -\frac{1}{b} + \sqrt{\left( t_0 + \frac{1}{b} \right)^2 - \frac{q_v x^2}{\lambda_0 b}} \quad (63)$$

## 6.2 Теплопроводность круглого стержня

Рассмотрим бесконечно длинный стержень (цилиндр) с радиусом  $r_0$  (рис. 8), коэффициент теплопроводности  $\lambda$  которого постоянен. Внутри этого стержня имеются равномерно распределенные источники теплоты  $q_v$ . Выделившаяся теплота через внешнюю поверхность стержня передается в окружающую среду.

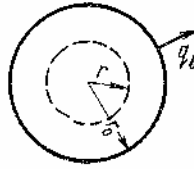


Рисунок 8 – Теплопроводность круглого стержня с внутренними источниками теплоты

Уравнение теплового баланса для любого цилиндрического элемента внутри стержня радиуса  $r$  и длиной  $l$  имеет вид

$$2\pi r l q_r = \pi r^2 l q_v \quad (64)$$

Отсюда следует, что при наличии внутренних источников теплоты в стержне плотность теплового потока  $q_r$  изменяется пропорционально радиусу

$$q_r = \frac{1}{2} r q_v \quad (65)$$

Из этого уравнения видно, что при  $r = 0$ ,  $q_r = 0$ , а при  $r = r_0$   $q_{r0} = \frac{1}{2} r_0 q_v$ , т. е. достигает своего максимального значения.

Согласно закону Фурье

$$q_r = -\lambda \frac{dt}{dr} = \frac{1}{2} r q_v, \quad (66)$$

$$dt = -\frac{1}{2\lambda} q_v r dr, \quad (67)$$

Интегрируя уравнение (67), получаем:

$$t_r = -\frac{1}{4\lambda} q_v r^2 + C \quad (68)$$

Постоянная интегрирования  $C$  определяется из граничных условий. При  $r = 0$ ,  $t = t_0 = C$ , уравнение температурной кривой принимает вид

$$t_r = t_0 - \frac{q_v r^2}{4\lambda} \quad (69)$$

При  $r = r_0$ ,  $t = t_c$ ,  $C = t_c + q_v r_0^2 / 4\lambda$ , и уравнение принимает следующий вид

$$t_r = t_c + \frac{q_v r_0^2}{4\lambda} \left[ 1 - \left( \frac{r}{r_0} \right)^2 \right] \quad (70)$$

Вычитая из уравнения (69) уравнение (70), получаем перепад температуры по радиусу стержня

$$t_0 - t_c = \frac{q_v r_0^2}{4\lambda} = \frac{q_l}{4\pi\lambda} \quad (71)$$

где  $q_l = q_v \pi r_0^2$ .

Если учитывать зависимость коэффициента теплопроводности от температуры  $\lambda = \lambda_0(1 + bt)$  то, подставляя это значение в уравнение (71), будем иметь

$$(1 + bt)dt = -\frac{1}{2\lambda_0} q_v r dr \quad (72)$$

Интегрируя это уравнение, получаем

$$t + \frac{b}{2} t^2 = -\frac{1}{4\lambda_0} q_v r^2 + C \quad (73)$$

Значение постоянной интегрирования  $C$  определяется из граничных условий. При  $r = 0$ ,  $t = t_0$  и  $C = t_0 + \frac{b}{2} t_0^2$ . Подставляя это значение в уравнение (73) и решая последнее относительно  $t$ , получаем следующее уравнение температурной кривой

$$t_r = -\frac{1}{b} + \sqrt{\left( \frac{1}{b} + t_0 \right)^2 - \frac{q_v r^2}{2b\lambda_0}} \quad (74)$$

### 6.3 Теплопроводность цилиндрической стенки

Рассмотрим бесконечно длинную цилиндрическую стенку (трубу) с внутренним радиусом  $r_1$  и внешним  $r_2$ , коэффициент теплопроводности  $\lambda$  которой постоянен. Внутри этой стенки имеются равномерно распределенные источники теплоты  $q_v$ . Выделившаяся в стенке теплота может отводиться в окружающую среду либо только через внешнюю, либо только через внутреннюю, либо одновременно через обе поверхности трубы.

*а) Теплота отводится через внешнюю поверхность трубы.* Выделим в толще стенки кольцевой слой с радиусами  $r_1$  и  $r_2$ , ограниченный изотермическими поверхностями (рис. 8).

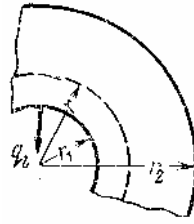


Рисунок 8 – Теплопроводность цилиндрической стенки с внутренними источниками  
теплоты

Согласно закону Фурье через поверхность радиуса  $r$  переносится тепловой поток, отнесенный к единице длины

$$q_l = -2\pi r \lambda \frac{dt}{dr}, \quad (75)$$

В рассматриваемом случае  $q_l = q_v \pi (r^2 - r^1)$ . Подставляя это значение в уравнение и производя преобразование, получаем

$$dt = \frac{q_v}{2\lambda} \left( \frac{r_1^2}{r} - r \right) dr \quad (76)$$

Интегрируя уравнение (76), имеем

$$t = \frac{q_v}{2\lambda} \left( r_1^2 \ln r - \frac{r^2}{2} \right) + C \quad (77)$$

Постоянная интегрирования  $C$  определяется из граничных условий. При  $r = 0$ ,  $t = t_0$  и  $C = t_1 - \frac{q_v}{2\lambda} \left( r_1^2 \ln r_1 - \frac{r_1^2}{2} \right)$ .

Подставляя значение  $C$  получаем уравнение температурной кривой

$$t_r = t_1 - \frac{q_v r_1^2}{4\lambda} \left[ \left( \frac{r}{r_1} \right)^2 - 2 \ln \frac{r}{r_1} - 1 \right] \quad (78)$$

Полагая, что значение  $r = r_2$ , получаем перепад температуры в стенке

$$t_1 - t_2 = \frac{q_v r_1^2}{4\lambda} \left[ \left( \frac{r_2}{r_1} \right)^2 - 2 \ln \frac{r_2}{r_1} - 1 \right] \quad (79)$$

$$t_1 - t_2 = \frac{q_v (r_2 - r_1)^2}{4\lambda} \left( 1 - \frac{2r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \ln \frac{r_2}{r_1} \right) = \frac{q_l}{4\pi\lambda} \left( 1 - \frac{2r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \ln \frac{r_2}{r_1} \right)$$

Если учитывать зависимость коэффициента теплопроводности от температуры  $\lambda = \lambda_0(1 + bt)$ , то уравнение температурной кривой принимает следующий вид

$$t_r = -\frac{1}{b} + \sqrt{\left(\frac{1}{b} + t_1\right)^2 - \frac{q_v r_1^2}{2b\lambda_0} \left[ \left(\frac{r}{r_1}\right)^2 - 2 \ln \frac{r}{r_1} - 1 \right]} \quad (80)$$

б) *Теплота отводится через внутреннюю поверхность трубы.*

Схема процесса показана на рис. 8. Вывод расчетных формул здесь совершенно такой же, как и в предыдущем случае. Поэтому и итоговые уравнения для поля температур и температурного перепада здесь ничем не будут отличаться, за исключением того, что в них везде индексы 1 и 2 меняются на противоположные (т. е. на 2 и 1). Эти уравнения в форме, удобной для практических расчетов, имеют вид:

уравнение температурной кривой

$$t_r = t_2 - \frac{q_v r_2^2}{4\lambda} \left[ 2 \ln \frac{r_2}{r} + \left(\frac{r}{r_2}\right)^2 - 1 \right] \quad (81)$$

перепад температур в стенке

$$t_2 - t_1 = \frac{q_v r_2^2}{4\lambda} \left[ 2 \ln \frac{r_2}{r_1} + \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 - 1 \right] \quad (82)$$

$$t_2 - t_1 = \frac{q_v (r_2^2 - r_1^2)}{4\lambda} \left( \frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \ln \frac{r_2}{r_1} - 1 \right) = \frac{q_l}{4\pi\lambda} \left( \frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \ln \frac{r_2}{r_1} - 1 \right) \quad (83)$$

Если учитывать зависимость коэффициента теплопроводности от температуры  $\lambda = \lambda_0(1 + bt)$ , то уравнение температурной кривой принимает следующий вид

$$t_r = -\frac{1}{b} + \sqrt{\left(\frac{1}{b} + t_2\right)^2 - \frac{q_v r_2^2}{2b\lambda_0} \left[ 2 \ln \frac{r_2}{r} + \left(\frac{r}{r_2}\right)^2 - 1 \right]} \quad (84)$$

в) *Теплота отводится через обе поверхности трубы.* В первом случае (а) наивысшую температуру имеет внутренняя поверхность трубы, во втором (б) - внешняя, а в третьем (в) такая поверхность находится где-то внутри стенки; для нее  $q = 0$ .



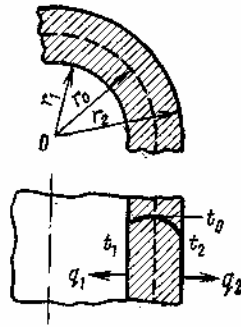


Рисунок 9 – Тепло отводится через обе поверхности трубы

Положим, что радиус этой поверхности равен  $r_0$ , а температура  $t_0$  (рис. 9). Тогда, используя уравнения будем иметь

$$t_0 - t_2 = \frac{q_v r_0^2}{4\lambda} \left[ \left( \frac{r_2}{r_0} \right)^2 - 2 \ln \frac{r_2}{r_0} - 1 \right] \quad (85)$$

$$t_0 - t_1 = \frac{q_v r_0^2}{4\lambda} \left[ 2 \ln \frac{r_0}{r_1} + \left( \frac{r_1}{r_0} \right)^2 - 1 \right] \quad (86)$$

Вычитая, левые и правые части этих уравнений, получаем

$$t_1 - t_2 = \frac{q_v r_0^2}{4\lambda} \left[ \left( \frac{r_2}{r_0} \right)^2 - \left( \frac{r_1}{r_0} \right)^2 + 2 \ln \frac{r_0}{r_1} - 2 \ln \frac{r_0}{r_2} \right] \quad (87)$$

Решая уравнение (87) относительно  $r_0$ , имеем

$$r_0^2 = \frac{4\lambda(t_1 - t_2)}{q_v 2 \ln \frac{r_1}{r_2}} - \frac{r_2^2 - r_1^2}{2 \ln \frac{r_1}{r_2}} = \frac{q_v (r_2^2 - r_1^2)}{2 \ln \frac{r_1}{r_2}} = \frac{q_v (r_2^2 - r_1^2) - 4\lambda(t_1 - t_2)}{2q_v \ln \frac{r_2}{r_1}} \quad (88)$$

Подставляя найденное значение  $r_0$  в уравнения (86) и (87), определяем значение  $t_0$ . Если  $t_1 = t_2$ , то уравнение (88) упрощается и принимает следующий вид

$$r_0^2 = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2 \ln \frac{r_2}{r_1}} \quad (89)$$

Последнее означает, что в этом случае  $r_0$  от тепловых условий не зависит и определяется лишь размерами трубы (например, при  $r_2 = 2$  и  $r_1 = 1$   $r_0 = 1,46$ ).

## 7 Конвективный теплообмен

### 7.1 Общие понятия и определения

Конвективным теплообменом или теплоотдачей называется процесс переноса теплоты между поверхностью твердого тела и жидкой средой. При этом перенос теплоты осуществляется одновременным действием теплопроводности и конвекции.

Явление теплопроводности в жидкостях и газах, так же как и в твердых телах, вполне определяется коэффициентом теплопроводности и температурным градиентом. Иначе обстоит дело с явлением конвекции - вторым элементарным видом распространения теплоты. Здесь процесс переноса теплоты 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 вследствие разности плотностей нагретых и холодных частиц жидкости в гравитационном поле. Возникновение и интенсивность свободного движения определяются тепловыми условиями процесса и зависят от рода жидкости, разности температур, напряженности гравитационного поля и объема пространства, в котором протекает процесс. Свободное движение называется также естественной конвекцией. *Вынужденным* называется движение, возникающее под действием посторонних возбудителей, например насоса вентилятора и пр. В общем случае наряду с вынужденным движением одновременно может развиваться и свободное. Относительное влияние последнего тем больше, чем больше разность температур в отдельных точках жидкости и чем меньше скорость вынужденного движения.

Интенсивность конвективного теплообмена характеризуется коэффициентом теплоотдачи  $\alpha$  с которой определяется по формуле Ньютона – Рихмана

$$Q = \alpha(t_c - t_{жк})F \quad (90)$$

Согласно этому закону тепловой поток  $Q$  пропорционален поверхности теплообмена  $F$  и разности температур стенки и жидкости  $(t_c - t_{жк})$ .

Коэффициент теплоотдачи можно определить как количество теплоты, отдаваемого в единицу времени единицей поверхности при разности температур между поверхностью и жидкостью,  $0$  равной одному градусу:

$$\alpha = \frac{Q}{F \cdot (t_c - t_{жк})} \quad (91)$$

В общем случае коэффициент теплоотдачи может изменяться вдоль поверхности теплообмена, и поэтому различают *средний* по поверхности

коэффициент теплоотдачи и *местный (локальный)* коэффициент теплоотдачи, соответствующий единичному элементу поверхности.

Процессы теплоотдачи неразрывно связаны с условиями движения жидкости. Как известно, имеются два основных режима течения *ламинарный* и *турбулентный*. При ламинарном режиме течение имеет спокойный, струйчатый характер. При турбулентном – движение неупорядоченное, вихревое (рис. 10). Изменение режима движения происходит при некоторой «критической» скорости которая в каждом конкретном случае различна.

В результате специальных исследований О. Рейнольдс в 1883 г. установил, что в общем случае режим течения жидкости определяется не только одной скоростью, а особым безразмерным комплексом  $w/\nu$ , состоящим из скорости движения жидкости  $w$ , кинематического коэффициента вязкости жидкости  $\nu$  и характерного размера  $l$ : канала или обтекаемого тела. Теперь такой комплекс называется *числом Рейнольдса* и обозначается символом  $Re = wl/\nu$ . Переход ламинарного режима в турбулентный происходит при критическом значении этого числа  $Re_{кр}$ . Например, при движении жидкости в трубах  $Re_{кр} = w_{кр} d/\nu = 2 \cdot 10^3$ .



Рисунок 10 – Режимы течения жидкостей

При турбулентном движении весь поток насыщен беспорядочно движущимися вихрями, которые непрерывно возникают и исчезают. В точности механизм вихреобразования еще не установлен. Одной из причин их возникновения является потеря устойчивости ламинарного течения, сопровождающаяся образованием завихрений, которые затем диффундируют в ядро и, развиваясь, заполняют весь поток. Одновременно с этим вследствие вязкости жидкости эти вихри постепенно затухают и исчезают. Благодаря непрерывному образованию вихрей и их диффузии происходит сильное перемешивание жидкости, называемое турбулентным смешением. Чем больше вихрей, тем интенсивнее перемешивание жидкости и тем больше турбулентность. Различают естественную и искусственную турбулентность. Первая устанавливается естественно. Для случая стабилизированного движения внутри гладкой трубы турбулентность вполне определяется значением числа  $Re$ . Вторая вызывается искусственным путем вследствие наличия в потоке каких-либо преград, турбулизирующих решеток и других возмущающих источников. Однако при любом виде турбулентности в тонком слое у по-

верхности из-за наличия вязкого трения течение жидкости затормаживается и скорость падает до нуля. Этот слой принято называть *вязким подслоем*.

Для процессов теплоотдачи режим движения рабочей жидкости имеет очень большое значение, так как им определяется механизм переноса теплоты. При ламинарном режиме перенос теплоты в направлении нормали к стенке в основном осуществляется путем теплопроводности. При турбулентном режиме такой способ переноса теплоты сохраняется лишь в вязком подслое, а внутри турбулентного ядра перенос осуществляется путем интенсивного перемешивания частиц жидкости. В этих условиях для газов и обычных жидкостей интенсивность теплоотдачи в основном определяется термическим сопротивлением пристенного подслоя, которое по сравнению с термическим сопротивлением ядра оказывается определяющим. В этом легко убедиться, если проследить за изменением температуры жидкости в направлении нормали к стенке. Как видно, наибольшее изменение температуры происходит в пределах тонкого слоя у поверхности, через который теплота передается путем теплопроводности. Следовательно, как для ламинарного, так и для турбулентного режима течения вблизи самой поверхности применим закон Фурье.

## 8 Дифференциальные уравнения теплообмена

Изучить какое-либо явление – значит установить зависимость между величинами, характеризующими это явление. Для сложных явлений, в которых определяющие величины меняются во времени и в пространстве, установить зависимость между переменными очень трудно. В таких случаях, применяя общие законы физики, ограничиваются установлением связи между переменными (координатами, временем и физическими свойствами), которая охватывает небольшой промежуток времени и элементарный объем пространства. Полученная таким образом зависимость является общим дифференциальным уравнением рассматриваемого процесса. После интегрирования этого уравнения получают аналитическую зависимость между величинами для всей области интегрирования и рассматриваемого интервала времени.

Такие дифференциальные уравнения могут быть составлены для любого процесса и, в частности, для процесса теплоотдачи. Так как теплоотдача определяется не только тепловыми, но и гидродинамическими явлениями, то совокупность этих явлений описывается системой дифференциальных уравнений, в которую входят уравнения теплопроводности, уравнение движения и уравнение сплошности.

Дифференциальное уравнение теплопроводности выводится на основе закона сохранения энергии.

Выделим в движущемся потоке жидкости элементарный параллелепипед с гранями  $dx$ ,  $dy$  и  $dz$  и, считая физические параметры  $\lambda$ ,  $c_p$  и  $\rho$  постоянными, напишем для него уравнение теплового баланса. Если изменением давления

пренебречь, то согласно первому закону термодинамики количество подведенной теплоты равно изменению энтальпии тела.

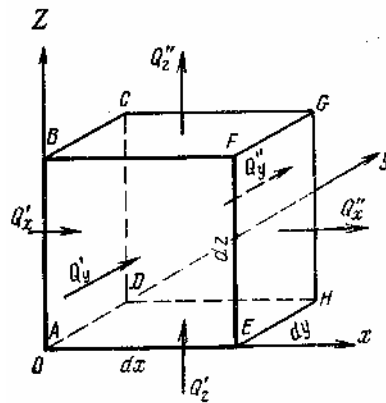


Рисунок 11 – К выводу дифференциального уравнения теплопроводности

Подсчитаем приток теплоты через грани элемента вследствие теплопроводности. Согласно закону Фурье количество теплоты, проходящее за время  $dt$  в направлении оси  $x$  через грань ABCD.

После сокращения на  $dx$ ,  $dy$ ,  $dz$ ,  $dT$  и перенесения в правую часть  $C_p\rho$  уравнение принимает такой вид

$$\frac{dt}{d\tau} = \frac{\lambda}{C_p\rho} \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) = a\Delta^2 t \quad (92)$$

Это и есть дифференциальное уравнение теплопроводности Фурье-Кирхгофа. Оно устанавливает связь между временными и пространственными изменениями температуры в любой точке движущейся среды; здесь  $a$  - коэффициент температуропроворности и  $\Delta^2$  - оператор Лапласа.

Так как подставляя это значение в уравнение (92), имеем:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + \omega_x \frac{\partial t}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial t}{\partial y} + \omega_z \frac{\partial t}{\partial z} = a \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) \quad (93)$$

В таком виде уравнение применяется при изучении процесса - теплопроводности в движущихся жидкостях. В применении к твердым телам уравнение (93) принимает следующий вид

$$\frac{dt}{d\tau} = a \left( \frac{d^2 t}{dx^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) \quad (94)$$

Приравнивая друг другу вышеприведенные уравнения и производя сокращение на  $dv$ , окончательно имеем

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial \omega_x}{\partial \tau} + \rho \left( \omega_x \frac{\partial \omega_x}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial \omega_x}{\partial y} + \omega_z \frac{\partial \omega_x}{\partial z} \right) = \\ = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 \omega_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \omega_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \omega_x}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (95)$$

Все члены этого уравнения имеют размерность силы, отнесенной к единице объема (Н/м<sup>3</sup>).

Произведя сокращение и перенеся все члены в левую часть этого равенства, окончательно получим

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho \omega_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \omega_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \omega_z)}{\partial z} = 0 \quad (96)$$

Это и есть дифференциальное уравнение сплошности или непрерывности в самом общем виде.

Для несжимаемых жидкостей плотность постоянна. В этом случае уравнение (96) принимает более простой вид

$$\frac{\partial \omega_x}{\partial x} + \frac{\partial \omega_y}{\partial y} + \frac{\partial \omega_z}{\partial z} = 0 \quad (97)$$

Приравнивая правые части этих уравнений, получаем

$$\alpha = - \frac{\lambda}{t_c - t_{жс}} \left( \frac{\partial t}{\partial n} \right)_{n \rightarrow 0} \quad (98)$$

Это уравнение, позволяющее по известному полю температур в жидкости определить коэффициент теплоотдачи, называется уравнением теплопередачи.

## 9 Основы теории подобия

Теория подобия - это учение о подобии явлений. Впервые с понятием подобия мы встречаемся в геометрии, откуда этот термин и заимствован.

а) Понятие подобия в отношении физических явлений применимо только к явлениям одного и того же рода, которые качественно одинаковы и аналитически описываются уравнениями, одинаковыми как по форме, так и по содержанию.

б) Обязательной предпосылкой подобия физических явлений должно быть *геометрическое подобие*. Последнее означает, что подобные явления всегда протекают в геометрически подобных системах.

в) При анализе подобных явлений сопоставлять между собой можно только однородные величины и лишь в сходственных точках пространства и в сходственные моменты времени.

*Однородными* называются такие величины, которые имеют один и тот же физический смысл и одинаковую размерность. *Сходственными* точками геометрически подобных систем называются такие, координаты которых удовлетворяют условию (99)

$$x'' = c_l x' , \quad y'' = c_l y' , \quad z'' = c_l z' \quad (99)$$

$$\left( x''/x' = y''/y' = z''/z' = c_l \right)$$

Два промежутка времени  $\tau'$  и  $\tau''$  называются *сходственными*, если они имеют общее начало отсчета и связаны преобразованием подобия, т.е.  $\tau'' = C_\tau \tau'$ .

г) Наконец, *подобие двух физических явлений означает подобие всех величин, характеризующих рассматриваемые явления*. Это значит, что в сходственных точках пространства и в сходственные моменты времени любая величина  $\varphi'$  первого явления пропорциональна однородной с ней величине  $\varphi''$  второго явления, т. е.

$$\varphi'' = c_\varphi \varphi' \quad (100)$$

Коэффициент пропорциональности  $c_\varphi$  называется *константой (постоянной) подобия*; ни от координат, ни от времени  $c_\varphi$  не зависит. При этом каждая физическая величина  $\varphi$  имеет свою постоянную подобия  $c_\varphi$ , численно отличную от других. Чтобы знать, к какой величине относится постоянная подобия, при каждой из них ставится соответствующий индекс.

Таким образом, сущность подобия двух явлений означает подобие полей одноименных физических величин, определяющих эти явления. Так, в процессе конвективного теплообмена температура, скорость, давление, а также часто и физические параметры среды (коэффициенты вязкости, теплопроводность, плотность и др.) в различных точках могут иметь различные значения. Подобие двух таких процессов означает подобие всех этих величин во всем объеме рассматриваемых систем, т. е. подобие полей этих величин. Для каждой из этих величин: скорости  $w$ , температурного напора  $\Delta t$  и т. д. существует своя постоянная подобия  $c_w$ ,  $c_{\Delta t}$  и т. д. Полный перечень всех величин, характеризующих рассматриваемые явления, может быть установлен только при наличии математического описания явлений.

Постоянные подобия для различных величин в подобных явлениях нельзя

назначать или выбирать произвольно. Между ними всегда имеются *строго определенные соотношения*, которые выводятся из анализа математического описания процессов. Эти соотношения имеют центральное значение в теории подобия, так как они устанавливают существование особых величин, называемых *числами подобия (инвариантами)*, которые для всех подобных между собой явлений сохраняют одно и то же числовое значение. Числа подобия являются безразмерными комплексами, составленными из величин, характеризующих явление. Нулевая размерность является их характерным свойством. Числа подобия принято называть именами ученых, работающих в соответствующей области наук, и обозначать двумя начальными буквами их фамилий, например: Re (Reynolds), Eu (Euler), Nu (Nusselt) или просто буквами:  $K$ ,  $N$  и др.

Числа подобия можно получить для любого физического процесса. Для этого необходимо иметь его математическое описание. Последнее является необходимой предпосылкой теории подобия. Без этого все учение о подобии свелось бы лишь к простому определению подобия.

Основные положения теории подобия можно сформулировать в виде трех теорем. *Первая теорема* подобия устанавливает связь между постоянными подобия и позволяет выявить числа подобия. В общей форме эта теорема формулируется так: *подобные между собой процессы имеют одинаковые числа подобия*.

На основании *второй теоремы* подобия зависимость между переменными, характеризующими какой-либо процесс, может быть представлена в виде зависимости между числами подобия  $K_1, K_2, \dots, K_n$ :

$$f(K_1, K_2, \dots, K_n) = 0 \quad (101)$$

Зависимость вида (101) называется *уравнением подобия*. Так как для всех подобных между собой процессов числа подобия сохраняют одно и то же значение, то уравнения подобия для них также одинаковы. Следовательно, представляя результаты какого либо опыта в числах подобия, мы получим обобщенную зависимость, которая справедлива для всех подобных между собой процессов.

До сих пор рассматривались свойства подобных между собой явлений, когда подобие уже существует. Однако возможна и обратная постановка вопроса: какие условия необходимы и достаточны, чтобы процессы были подобны. На такой вопрос дает ответ *третья теорема подобия*, которая формулируется так: *подобные процессы, условия однозначности которых подобны, и числа подобия, составленные из величин, входящих в условия однозначности, должны иметь одинаковое численное значение*.

На основании этой теоремы оказывается необходимым особо выделить числа подобия, составленные только из величин, входящих в условия однозначности. Они называются *определяющими или критериями подобия*. Инвариантность (одинаковость) определяющих чисел подобия является условием, которое должно быть выполнено для получения подобия.



Одинаковость же чисел подобия, содержащих и другие величины, не входящие в условия однозначности, получается сама собой как следствие установившегося подобия; эти числа подобия называются *определяемыми*.

Итак, теория подобия позволяет, не интегрируя дифференциальных уравнений, получить из них числа подобия и, используя опытные данные, установить уравнения подобия, которые справедливы для всех подобных между собой процессов.

Такие обобщенные зависимости, однако, ограничены условиями подобия, и из них нельзя делать заключения, выходящие за пределы этих ограничений. Всегда нужно помнить, что общего решения теория подобия не дает: она позволяет лишь обобщить опытные данные в области, ограниченной условиями подобия. Поэтому результаты отдельного опыта закономерно распространять только на подобие между собой явления и процесса.

## 10 Теплообмен в жидкостях и газах

### 10.1 Теплоотдача при обтекании плоской поверхности (пластины)

#### 10.1.1 Гидродинамические условия развития процесса

При продольном течении жидкости вдоль плоской поверхности происходит образование динамического пограничного слоя, в пределах которого вследствие сил вязкого трения скорость изменяется от значения скорости невозмущенного потока  $w_0$  на внешней границе слоя до нуля на самой поверхности пластины. По мере движения потока вдоль поверхности толщина пограничного слоя постепенно возрастает;

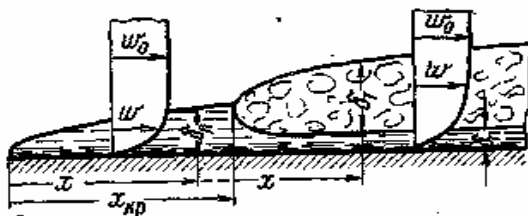


Рисунок 11 - Гидродинамические условия развития процесса

тормозящее воздействие стенки распространяется на все более далекие слои жидкости. На небольших расстояниях от передней кромки пластины пограничный слой весьма тонкий и течение жидкости в нем носит струйный ламинарный характер. Далее, на некотором расстоянии  $x_{кр}$  в пограничном слое начинают возникать вихри и течение принимает турбулентный характер. Вихри обеспечивают интенсивное перемешивание жидкости в пограничном слое, однако в непосредственной близости от поверхности они затухают и здесь сохраняется очень тонкий вязкий подслой. Описанная картина развития процесса показана на рис. 11.

Толщина пограничного слоя  $\delta$  зависит от расстояния от передней кромки пластины, скорости потока  $w_0$  и кинематического коэффициента вязкости  $\nu$ . При ламинарном пограничном слое

$$\delta_l = 5 \frac{x}{\text{Re}_x^{0.5}} = 5 \left( \frac{x\nu}{w_0} \right)^{0.5} \quad (102)$$

При турбулентном пограничном слое

$$\delta_T = 0.37 \frac{x}{\text{Re}_x^{0.2}} = 0.37 \left( \frac{x^4 \nu}{w_0} \right)^{1/5} \quad (103)$$

где  $\text{Re}_x = w_0 x / \nu$  – число Рейнольдса, в котором в качестве характерного размера принято расстояние  $x$ .

Переход к турбулентному режиму течения жидкости в пограничном слое определяется критическим значением числа Рейнольдса

$$\text{Re}_{x_{кр}} = w_0 x_{кр} / \nu \quad (104)$$

которое при продольном обтекании пластины обычно принимают равным  $5 \cdot 10^5$ .

## 11 Лучистый теплообмен

Лучеиспускание свойственно всем телам, при этом излучение энергии происходит непрерывно в результате сложных внутриатомных возмущений, интенсивность которых определяется температурой тела. Лучистая энергия представляет собой энергию электромагнитных колебаний с различными длинами волн, которые исходят от тела и распространяются в вакууме со скоростью света  $c = 3 \cdot 10^8$ . Обычно рассматривается так называемое тепловое излучение, которому соответствуют длины волн от 0,4 до 40 мк. Такие лучи могут поглощаться другими телами, причем при поглощении их лучистая энергия снова переходит в тепловую. Возбудителями электромагнитных волн являются заряженные материальные частицы, т. е. электроны и ионы, входящие в состав вещества. При этом колебания ионов соответствуют излучению низкой частоты; излучение, обусловленное движением электронов, может иметь высокую частоту, если они входят в состав атомов и молекул и удерживаются около своего равновесия значительными силами.

При попадании лучистой энергии на какое-либо тело поглощается лишь часть этой энергии; другая ее часть отражается, а некоторая часть проходит сквозь тело. Тела, поглощающие всю падающую на них лучистую энергию, называются абсолютно черными. Тела, полностью отражающие падающую на

них лучистую энергию, называются абсолютно белыми, а тела, пропускающие всю падающую на них энергию, – абсолютно прозрачными.

Абсолютно черных, белых и прозрачных тел в природе не существует. Практически прозрачными телами являются одно- и двухатомные газы – воздух, азот, кислород, водород и др. Твердые тела и жидкости для тепловых лучей непрозрачны.

Поглощение и отражение лучистой энергии твердыми телами в значительной степени зависит от состояния их поверхности: гладкие и полированные поверхности обладают высокой отражательной способностью; шероховатые поверхности, наоборот, обладают высокой поглощательной способностью. Наиболее высокой поглощательной способностью, близкой к абсолютно черному телу, обладает сажа, которая поглощает 90 – 96% падающей на нее лучистой энергии.

В металлах многие электроны являются свободными. Поэтому в этом случае нельзя говорить о колебаниях около центров равновесия. Электроны движутся и при этом испытывают нерегулярное торможение. Вследствие этого излучение металлов приобретает характер импульсов и имеет волны различной частоты и в том числе волны низкой частоты. Помимо волновых свойств, излучение обладает также и корпускулярными свойствами. Корпускулярные свойства состоят в том, что лучистая энергия испускается и поглощается не непрерывно, а отдельными дискретными порциями – квантами света или фотонами. Испускаемый фотон – частица материи, обладающая энергией, количеством движения и электромагнитной массой. Прохождение фотонов через вещество есть процесс поглощения и последующего испускания энергии фотонов атомами и молекулами этого вещества.

Таким образом, излучение имеет двойственный характер, поскольку оно обладает свойствами непрерывности поля электромагнитных волн и свойствами дискретности, типичными для фотонов. Синтезом обоих свойств является представление, согласно которому энергия и импульсы сосредоточиваются в фотонах, а вероятность нахождения их в том или ином месте пространства – в волнах. Соответственно этому излучение характеризуется длиной волны ( $\lambda$ ) или частотой колебаний ( $\nu=c/\lambda$ ).

Все виды электромагнитного излучения имеют одинаковую природу и различаются лишь длиной волны. Большинство твердых и жидких тел имеет сплошной спектр излучения, т. е. излучает энергию всех длин волн в интервале от 0 до  $\infty$ . К числу твердых тел, имеющих сплошной спектр излучения относятся непроводники и проводники электричества, а также различные металлы в окисленном состоянии. Некоторые тела излучают энергию только в определенных интервалах длин волн, т. е. испускают энергию с прерывистым спектром. К ним относятся чистые металлы и газы. Излучение различных тел различно. Оно зависит от природы тела, температуры, состояния поверхности, а для газов – еще от толщины слоя и давления. Большинство встречающихся в природе и технике твердых и жидких тел имеет значительную поглощательную и излучательную способность. Вследствие этого в процессах лучистого теплообмена участвуют лишь тонкие поверхностные слои. Газообразные тела

имеют значительно меньшее излучение, чем твердые и жидкие тела. Поэтому в излучении газов участвуют все его частицы, и процесс теплового излучения носит объемный характер.

Излучение всех тел зависит от температуры. С увеличением температуры излучение увеличивается, так как увеличивается внутренняя энергия тела. Изменение температуры тела вызывает не только изменение абсолютной величины интенсивности излучения, но сопровождается еще и изменением спектрального состава или «цвета» излучения. С повышением температуры повышается интенсивность коротковолнового излучения и уменьшается интенсивность длинноволновой части спектра. Зависимость излучения от температуры значительно большая, чем в процессах теплопроводности и конвекции. Поэтому при низких температурах преобладающую роль может играть теплообмен за счет конвекции и теплопроводности, а при высоких – основным видом переноса тепла может быть тепловое излучение.

### 11.1 Виды лучистых потоков

Тело излучает энергию при данной температуре в виде спектра. Энергия излучения в единицу времени, относящаяся к узкому интервалу изменений длин волн от  $\lambda$  до  $\lambda + d\lambda$ , называется потоком монохроматического, спектрального или однородного излучения ( $Q_\lambda$ ). Суммарное излучение с поверхности тела по всем длинам волн спектра называется интегральным или полным лучистым потоком ( $Q$ ).

Интегральный лучистый поток, испускаемый с единицы поверхности тела, называется плотностью интегрального излучения,  $Вт/м^2$

$$E = \frac{dQ}{dF}, \quad (105)$$

где  $dQ$  – лучистый поток,  $Вт$ , испускаемый с элемента поверхности  $dF$ ,  $м^2$ . Лучистый поток по всей поверхности можно выразить как

$$Q = \int_F E dF, \quad (106)$$

здесь  $F$  – полная поверхность тела,  $м^2$ .

Различают понятия сферического и полусферического излучения, определяемые как интегральные величины от яркости излучения соответственно по сферическому и полусферическому телесным углам.

Часть падающей энергии излучения, поглощенной данным телом, называется поглощенным излучением. При поглощении лучистая энергия вновь превращается во внутреннюю энергию. Плотность поглощенной энергии равна

$$E_{\text{погл}} = AE_{\text{пад}} \quad (107)$$

здесь  $A$  – коэффициент поглощения.

Для абсолютно черных тел  $A = 1$ . Тело, поглощающее все падающие на него лучи, воспринимается зрением как черное тело. Если поверхность поглощает все лучи, кроме видимых световых, она не кажется черной, хотя по лучистым свойствам она близка к абсолютно черному телу, поскольку имеет высокую поглощающую способность (например, для льда и снега  $A = 0,95 \div 0,98$ ).

Тела, для которых коэффициент  $A_\lambda$  для монохроматического излучения не зависит от длины волны, называются серыми телами. Для серых тел  $A_\lambda = \text{const} \leq 1$ , так как серые тела поглощают не всю падающую на них лучистую энергию. Часть падающей энергии будет отражаться или пропускаться через объем этих тел. Плотность отраженного излучения

$$E_{\text{отр}} = RE_{\text{пад}}, \quad (108)$$

где  $R$  – коэффициент отражения.

Если  $R = 1$  и процессы отражения от поверхности подчиняются законам геометрической оптики, то поверхность тела называют зеркальной; при диффузном отражении поверхность называют абсолютно белой. Часть падающей энергии излучения, проходящая сквозь тело, называется пропускательным излучением

$$E_{\text{проп}} = DE_{\text{пад}}, \quad (109)$$

где  $D$  – коэффициент пропускания.

Тела, у которых  $D = 1$ , называются пропускаемыми, прозрачными или диатермичными телами (тонкие слои сухого воздуха, одноатомных газов). Для твердых и жидких тел принимается  $D = 0$ , так как практически вследствие значительной поглощательной способности они поглощают лучистую энергию в тонком поверхностном слое.

Совокупные процессы взаимного испускания, поглощения, отражения и пропускания энергии излучения в системах различных тел называются лучистым теплообменом, причем тела, входящие в данную излучающую систему, могут иметь одинаковую температуру. Для тела, участвующего в лучистом теплообмене с другими телами, согласно закону сохранения энергии можно составить следующие уравнения теплового баланса.

Для плотности падающего излучения

$$E_{\text{пад}} = E_{\text{погл}} + E_{\text{отр}} + E_{\text{проп}}, \quad (110)$$

Уравнение теплового баланса может быть записано также в форме

$$A + R + D = 1, \quad (111)$$

если предыдущую зависимость поделить на  $E_{\text{пад}}$  и учесть предыдущие соотношения.

Сумма собственного излучения и отраженного излучения, испускаемого поверхностью данного тела, называется эффективным излучением. Плотность потока эффективного излучения выражается зависимостью

$$E_{\text{эфф}} = E + RE_{\text{пад}}, \quad (112)$$

Эффективное излучение зависит не только от физических свойств и температуры данного тела, но и от физических свойств и температуры других окружающих его тел. Кроме того, оно зависит от формы, размеров и относительного расположения тел в пространстве.

Результирующее излучение представляет собой разность между лучистым потоком, получаемым данным телом, и лучистым потоком, который оно посылает в окружающее его пространство. Результирующее излучение может быть определено двумя способами. Относительно условной поверхности, находящейся вблизи тела

$$q_{\text{рез}} = E - E_{\text{погл}} = E - AE_{\text{пад}}, \quad (113)$$

Второй способ определения плотности результирующего потока приводит к соотношению

$$q_{\text{рез}} = E_{\text{эфф}} - E_{\text{пад}}, \quad (114)$$

Между результирующим и эффективным излучениями можно установить связь. Тогда эффективное излучение

$$E_{\text{эфф}} = q_{\text{рез}} + E_{\text{пад}}, \quad (115)$$

а падающее излучение

$$E_{\text{пад}} = \frac{E - q_{\text{рез}}}{A}, \quad (116)$$

Заменив  $E_{\text{пад}}$  в первой зависимости второй, получим

$$E_{\text{эфф}} = q_{\text{рез}} \left( 1 - \frac{1}{A} \right) + \frac{E}{A}, \quad (117)$$

Для черного тела  $A = 1$  и  $E_{\text{эфф}} = E_0$ .

Из изложенного следует, что все виды полусферического излучения, кроме собственного излучения, являются линейными функциями падающего излучения. Собственное излучение объединяется и увязывается с другими видами излучения через эффективное излучение.

## 11.2 Законы теплового излучения

**Закон Планка.** В силу общей природы электромагнитных волн основные законы, которым подчиняется излучение, являются для них общими. Эти законы получены применительно к идеальному телу, которым является абсолютно черное тело, и термодинамически равновесному излучению. При равновесном излучении все тела, входящие в данную замкнутую излучающую систему, принимают одинаковую температуру.

Закон Планка является одним из основных законов излучения. Он устанавливает зависимость интенсивности излучения от температуры и длины волны,  $Вт/м^2$

$$J = \frac{c_1}{\lambda^5} \left( e^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1 \right)^{-1}, \quad (118)$$

здесь  $c_1 = 0,321 \cdot 10^{-15} \text{ ккал} \cdot \text{м}^2 / \text{ч} = 0,374 \cdot 10^{-15} \text{ вт} \cdot \text{м}^2$  – первая постоянная Планка;  $c_2 = 1,4388 \cdot 10^{-2} \text{ м} \cdot \text{°K}$  – вторая постоянная Планка;  $\lambda$  – длина волны,  $м$ ;  $T$  – абсолютная температура,  $°K$ .

Согласно уравнению каждой длине волны соответствует свое значение интенсивности излучения. Поскольку закон Планка получен для идеального тела, для реальных тел он выражает максимально возможную интенсивность излучения.

**Закон Стефана-Больцмана.** Закон Стефана-Больцмана устанавливает зависимость плотности интегрального полусферического излучения от температуры. Согласно этому закону количество тепла  $Q$ , излучаемого в единицу времени, пропорционально поверхности излучающего тела  $F$  и четвертой степени его абсолютной температуры  $T$ . Для технических расчетов этот закон можно записать в следующем виде

$$Q = CF \left( \frac{T}{100} \right)^4, \quad (119)$$

где  $C$  – коэффициент пропорциональности, называемый коэффициентом лучеиспускания.

Если  $Q$  выражено в  $Вт$ , а  $F$  в  $м^2$ , то размерность коэффициента лучеиспускания

$$[C] = \left[ \frac{Q}{FT^4} \right] = \left[ \frac{Вт}{м^2 \cdot \text{°K}^4} \right], \quad (120)$$

Наибольшее значение коэффициент лучеиспускания имеет для абсолютно черного тела  $C_s = 5,68 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{K}^4$ .

Для других тел коэффициент лучеиспускания можно выразить через коэффициент лучеиспускания абсолютно черного тела,  $Вт/м^2 \cdot \text{K}^4$

$$C = \varepsilon C_s = 5,68\varepsilon, \quad (121)$$

где величина  $\varepsilon$ , называемая степенью черноты тела, представляет собой отношение коэффициента лучеиспускания данного тела по отношению к коэффициенту лучеиспускания абсолютно черного тела.

**Закон Кирхгофа.** Закон Кирхгофа устанавливает связь между лучеиспускательной и поглощательной способностью тела. Согласно этому закону, поглощательная способность и степень черноты равны между собой

$$\varepsilon = A, \quad (122)$$

где  $A$  – отношение поглощаемой телом лучистой энергии к общему ее количеству, падающему на тело.

Из закона Кирхгофа следует, что лучеиспускательная способность тела тем выше, чем больше его поглощательная способность. Этим и объясняется наивысшая лучеиспускательная способность абсолютно черного тела, так как для него  $A = 1$ , а следовательно, и  $\varepsilon = 1$ .

Наоборот, тела, хорошо отражающие лучистую энергию, сами излучают мало, а для абсолютно белого и абсолютно прозрачного тел лучеиспускательная способность равна нулю.

### 11.3 Теплообмен лучеиспусканием между телами

Тела не только излучают, но также поглощают и отражают энергию, излучаемую окружающими телами.

Количество тепла, отданного телом с абсолютной температурой  $T_1$  окружающим его более холодным телам с абсолютной температурой  $T_2$ , составляет, *Вт*

$$Q = \varepsilon C_s F \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (123)$$

где  $\varepsilon$  – приведенная степень черноты системы,  $F$  – условная расчетная поверхность теплообмена.

### 11.4 Лучеиспускание газов

Значительной поглощательной и лучеиспускательной способностью обладают многоатомные газы, в частности двуокись углерода ( $\text{CO}_2$ ), водяной пар ( $\text{H}_2\text{O}$ ), сернистый ангидрид ( $\text{SO}_2$ ), аммиак ( $\text{H}_3\text{N}$ ) и др.

В отличие от твердых тел, газы способны поглощать и излучать энергию лишь в определенных интервалах длин волн. Для лучей с другими длинами волн газы прозрачны и энергия их излучения равна нулю.

В газах поглощение и излучение происходят во всем объеме, вследствие чего поглощательная и лучеиспускательная способности газа зависят от формы газового слоя (т.е. формы сосуда, в котором находится газ), а также от его толщины и парциального давления излучающего газа в газовой смеси.



## 11.5 Совместная передача тепла конвекцией и лучеиспусканием

Передача тепла лучеиспусканием обычно сопровождается одновременной передачей тепла конвекцией. Пусть от стенки с абсолютной температурой  $T_{cm}$  тепло передается к среде с абсолютной температурой  $T$  (соответствующие температуры в °С будут  $t_{cm}$  и  $t$ ).

Тепло, передаваемое конвекцией, составит ( $\alpha_k$  – коэффициент теплоотдачи при конвекции)

$$Q_k = \alpha_k F(t_{cm} - t) \quad (124)$$

а тепло, передаваемое лучеиспусканием

$$Q_l = \varepsilon C_s F \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (125)$$

Общее количество передаваемого тепла равно

$$Q = \left[ \alpha_k + \varepsilon C_s \frac{\left( \frac{T_{cm}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T}{100} \right)^4}{t_{cm} - t} \right] F(t_{cm} - t), \quad (126)$$

Второй член выражения, заключенный в квадратные скобки, называется коэффициентом теплоотдачи при лучеиспускании. Таким образом общее количество передаваемого тепла равно

$$Q = (\alpha_k + \alpha_l) F(t_{cm} - t) = \alpha F(t_{cm} - t), \quad (127)$$

где общий коэффициент теплоотдачи (при совместной передаче тепла конвекцией и лучеиспусканием)  $\alpha = \alpha_k + \alpha_l$ .

## 11.6 Черные температуры

Законы теплового излучения позволяют в качестве характеристики нечерного тела наряду со степенью черноты ввести так называемую черную температуру. Под черной температурой понимается такая условная температура, которую должно иметь данное тело, чтобы испускаемое им излучение было черным. Каждое тело может характеризоваться целым рядом черных температур в зависимости от рода испускаемого им излучения. При сопоставлении полных интегральных потоков излучения тела с температурой  $T$  и абсолютно черного тела черная температура носит название радиационной  $T_r$ . По определению

$$E(T) = E_0(T_p), \quad (128)$$

или согласно закону Стефана – Больцмана

$$\sigma \varepsilon T^4 = \sigma T_p^4, \quad (129)$$

откуда действительная температура тела выражается через радиационную зависимость

$$T = T_p \sqrt[4]{\frac{1}{\varepsilon}}, \quad (130)$$

Если черная температура определяется по сравнению цвета данного тела с цветом абсолютно черного тела, то она называется цветовой температурой ( $T_{ц}$ ). При этом обычно рассматривается монохроматическое излучение лишь для каких-либо двух длин волн (двух цветов). По определению должно иметь место соотношение

$$\frac{J_{\lambda_1}(T)}{J_{\lambda_2}(T)} = \frac{J_{0\lambda_1}(T_{ц})}{J_{0\lambda_2}(T_{ц})}, \quad (131)$$

При сравнении яркости монохроматических излучений данного тела и абсолютно черного тела черная температура носит название яркостной ( $T_{я}$ ). По определению

$$B_{\lambda}(T) = B_{0\lambda}(T_{я}), \quad (132)$$

Приведенные формулы и соотношения лежат в основе оптических методов измерения высоких температур.

### 11. 7 Потери тепла в окружающую среду

Отдача тепла от поверхности аппарата в окружающую среду происходит путем конвекции и лучеиспускания; поэтому при расчете потерь тепла в окружающую среду следует пользоваться уравнением совместной отдачи тепла конвекцией и лучеиспусканием.

При расчете потерь тепла аппаратом, установленным в помещении, для определения общего коэффициента теплоотдачи можно применять следующую приближенную формулу (при  $t_{ст}$  от 50 до 350°C),  $Bm/m^2 \cdot град$

$$\alpha = 9,3 + 0,058t_{ст}, \quad (133)$$

Для уменьшения потерь тепла в окружающую среду аппараты покрывают слоем тепловой изоляции, слоем материала с низкой теплопроводностью. При

нанесении тепловой изоляции увеличивается тепловое сопротивление стенки и уменьшается температура ее наружной поверхности. Тепловой изоляцией покрывают наружные поверхности аппаратов. Для предохранения стенки аппарата от воздействия очень высоких температур изоляцию наносят с внутренней стороны стенки.

Увеличение толщины изоляции ведет к возрастанию ее наружной поверхности. Поэтому с увеличением толщины изоляции потери тепла уменьшаются лишь до известного предела. При выборе толщины изоляции следует исходить из допустимых потерь тепла или допустимой температуры стенки с учетом стоимости самой изоляции.

## Литература

- 1 Н.И.Березовский, С.Н.Березовский, Е.К.Костюкевич. Технология энергосбережения: учеб.пособие / Н.И.Березовский, С.Н.Березовский, Е.К.Костюкевич. – Минск: БИП-С Плюс, 2007. – 152 с.
- 2 Г.И.Саркисов. Справочник к курсовым и расч×тно-графическим работам по курсу «Теплопередача».
- 3 Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача: учебник для вузов, Изд. 3-е, перераб. и доп.– М. : Энергия, 1975. – 488 с.
- 4 Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. Изд. 2-е, стереотип. М., «Энергия», 1977.
- 5 Равич М.Б. Топливо и эффективность его использования. Изд-во «Наука», 1971, 1-358.
- 6 Самойлов М.В. Основы энергосбережения. Учеб. Пособие / М.В.Самойлов, В.В. Паневчик, А.Н.Ковалев. – Мн.: БГЭУ, 2002. – 198 с.
- 7 Рей Д., Макмайл Д. Тепловые насосы: Пер. с англ. – М.: Энергоиздат, 1982. – 224 с., ил.

## **ПРАКТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ**

Данный раздел посвящен практическим и лабораторным занятиям, а также курсовому проектированию.

В данном разделе представлен примерный перечень задач, которые могут быть использованы при проведении практических занятий по учебной дисциплине «Теплопередача».

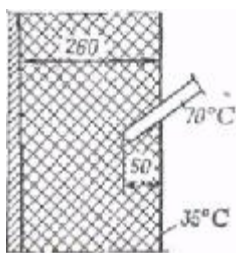
Материалы для проведения лабораторных работ изложены в пособии Методические указания к выполнению лабораторных работ по дисциплине «Теплопередача» / сост. В. А. Пашинский, М. Л. Левин, А. А. Антух. – Минск : МГЭУ им. А.Д.Сахарова, 2012. – 52 с.

Материалы, необходимые для курсового проектирования, изложены в пособии Расчет пластинчатого теплообменника : метод. указания / сост. В. А. Пашинский, М. Л. Левин, А. А. Антух. – Минск : МГЭУ им. А. Д. Сахарова, 2011. – 32 с.

## Примерный перечень задач для проведения практических занятий

1. Во сколько раз увеличится термическое сопротивление стенки стального змеевика, свернутого из трубы диаметром  $38 \times 2,5$  мм, если покрыть ее слоем эмали толщиной 0,5 мм? Считать стенку плоской. Коэффициент теплопроводности эмали  $1,05 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ .

2. Паропровод длиной 40 м, диаметром  $51 \times 2,5$  мм покрыт слоем изоляции толщиной 30 мм; температура наружной поверхности изоляции  $t_2=45^\circ\text{C}$ , внутренней  $t_1=175^\circ\text{C}$ . Определить количество теплоты, теряемое паропроводом в 1 ч. Коэффициент теплопроводности изоляции  $\lambda = 0,116 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ .



3. Стальная труба диаметром  $60 \times 3$  мм изолирована слоем пробки толщиной 30 мм и сверху еще слоем совелита (85% магнезии + 15% асбеста) толщиной 40 мм. Температура стенки трубы  $-110^\circ\text{C}$ , а наружной поверхности изоляции  $10^\circ\text{C}$ . Вычислить часовую потерю холода с 1 м длины трубы.

4. Как изменится потеря холода в условиях предыдущей задачи, если внутренний слой сделать совелитовым ( $\delta=40$  мм), а наружный – пробковым ( $\delta=30$  мм)?

5. Найти температуру внутренней поверхности обмуровки аппарата (рис. 4.19), если температура на наружной поверхности ее  $35^\circ\text{C}$ . Толщина обмуровки 260 мм. Термометр, заделанный на глубину 50 мм наружной поверхности, показывает температуру  $70^\circ\text{C}$ .

6. Вычислить коэффициент теплопроводности для: а) жидкого хлороформа при  $t=20^\circ\text{C}$ ; б) сернистого газа при  $t=160^\circ\text{C}$  и абсолютном давлении  $1 \text{ кгс}/\text{см}^2$ ; в) 25% водного раствора хлористого кальция при  $t=30^\circ\text{C}$ .

7. Необходимо испарять  $1600 \text{ кг}/\text{ч}$  жидкости, кипящей при  $t=137^\circ\text{C}$  и поступающей в испаритель при этой температуре. Удельная теплота испарения жидкости  $r = 377 \cdot 10^3 \text{ Дж}/\text{кг}$ . Температура греющего пара должна быть не ниже  $150^\circ\text{C}$ . Определить расход греющего пара, а) сухого насыщенного,  $p_{\text{изб}} = 4 \text{ кгс}/\text{см}^2$ ; б) перегретого до  $250^\circ\text{C}$ ,  $p_{\text{изб}} = 4 \text{ кгс}/\text{см}^2$ ; в) перегретого до  $250^\circ\text{C}$ ,  $p_{\text{изб}} = 3 \text{ кгс}/\text{см}^2$ . Удельная теплоемкость перегретого пара  $2,14 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ . Изобразить процессы изменения состояния греющего пара на диаграмме  $T-S$ . Конденсат греющего пара отводится при температуре конденсации.

8. До какой температуры будут нагреты глхим паром 2 т раствора хлористого кальция, если расход греющего пара ( $p_{\text{абс}} = 2 \text{ кгс}/\text{см}^2$ ) за 2,5 ч составил 200 кг, а расход теплоты на нагрев аппарата и потери теплоты в окружающую среду составляют в среднем 2030 Вт? Начальная температура раствора  $10^\circ\text{C}$ . Удельная теплоемкость раствора  $2,5 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ .

9. Определить количество передаваемой теплоты в противоточном конденсаторе, в котором конденсируется  $850 \text{ кг}/\text{ч}$  пара сероуглерода под атмосферным давлением. Пар сероуглерода поступает в конденсатор с температурой  $90^\circ\text{C}$ . Жидкий сероуглерод выходит из конденсатора при температуре на  $8^\circ\text{C}$  ниже температуры конденсации. Удельная теплоемкость

пара сероуглерода  $0,67 \cdot 10^3$  Дж/(кг·К).

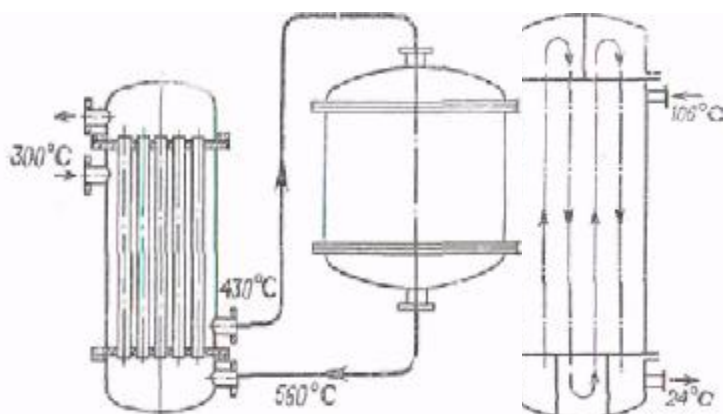
**10.** В кожухотрубчатый конденсатор поступает 120 кг/ч сухого насыщенного пара двуокиси углерода под давлением  $p_{абс} = 60$  кгс/см<sup>2</sup>. Жидкая двуокись углерода выходит из конденсатора под тем же давлением при температуре конденсации. Принимая разность температур двуокиси углерода и воды на выходе воды из конденсатора 5 К, определить необходимый расход воды, если она поступает в конденсатор с температурой 10 °С.

**11.** Колонна для ректификации жидкого воздуха покрыта слоем тепловой изоляции из шлаковой ваты толщиной 250 мм. Температура жидкости внутри колонны  $-190^\circ\text{C}$ , температура воздуха в помещении  $20^\circ\text{C}$ . Какое количество теплоты может проникать из окружающего воздуха в колонну через 1 м<sup>2</sup> поверхности, если пренебречь термическими сопротивлениями со стороны жидкости, окружающего воздуха и металлической стенки колонны?

**12.** Как изменится коэффициент теплопередачи в аппарате, если заменить стальные трубы диаметром  $38 \times 2,5$  мм на медные трубы такого же размера: а) в паровом калорифере для воздуха, в котором  $\alpha_{возд} = 41$  Вт/(м<sup>2</sup>·К),  $\alpha_{гр.пара} = 11600$  Вт/(м<sup>2</sup>·К); б) в выпарном аппарате, в котором  $\alpha_{кип.раств} = 2320$  Вт/(м<sup>2</sup>·К),  $\alpha_{гр.пара} = 11600$  Вт/(м<sup>2</sup>·К)? Загрязнений поверхности не учитывать.

**13.** Как изменится величина коэффициента теплопередачи в теплообменном аппарате, выполненном из стальных труб толщиной 3 мм, если на поверхности труб отложится слой накипи (водяного камня) толщиной 2 мм: а) в водяном холодильнике для газа, в котором  $\alpha_{гэза} = 58$  Вт/(м<sup>2</sup>·К),  $\alpha_{воды} = 580$  Вт/(м<sup>2</sup>·К); б) в выпарной аппарате, в котором  $\alpha_{кип.раств} = 2780$  Вт/(м<sup>2</sup>·К),  $\alpha_{гр.пара} = 11600$  Вт/(м<sup>2</sup>·К)?

**14.** Какая наибольшая удельная тепловая нагрузка (в Вт/м<sup>2</sup>) может быть в испарителе толуола, если стальные трубы испарителя толщиной 4 мм с обеих сторон покрыты ржавчиной? Толщина одного слоя ржавчины 0,6 мм. Испаритель обогревается насыщенным паром ( $p_{изб} = 3$  кгс/см<sup>2</sup>). Толуол кипит:



(к задаче 19)

(к задаче 16)

под атмосферным давлением. Считать, что термическое сопротивление стенки и двух слоев ржавчины значительно больше суммы остальных термических сопротивлений

**15.** Горячий концентрированный раствор, выходящий из выпарного аппарата с температурой  $106^\circ\text{C}$ , используется для подогрева до  $50^\circ\text{C}$

холодного разбавленного раствора, поступающего на выпарку с температурой  $15^{\circ}\text{C}$ . Концентрированный раствор охлаждается до  $60^{\circ}\text{C}$ . Определить среднюю разность температур для прямоточной и противоточной схем.

**16.** В многоходовом кожухотрубчатом теплообменнике, имеющем четыре хода в трубном пространстве и один ход в межтрубном (рис.4.21), толуол охлаждается водой от  $106$  до  $30^{\circ}\text{C}$ . Вода, проходящая по трубам, нагревается от  $11$  до  $24^{\circ}\text{C}$ . Определить среднюю разность температур в теплообменнике.

**17.**  $1930$  кг/ч бутилового спирта необходимо охлаждать от  $90$  до  $50^{\circ}\text{C}$  в противоточном теплообменнике поверхностью  $6$  м<sup>2</sup>. Охлаждение производится водой с начальной температурой  $18^{\circ}\text{C}$ . Коэффициент теплопередачи в теплообменнике  $230$  Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\Delta t_{\text{ср}}$  считать как среднюю арифметическую. Сколько кубических метров воды в 1 ч надо пропускать через теплообменник?

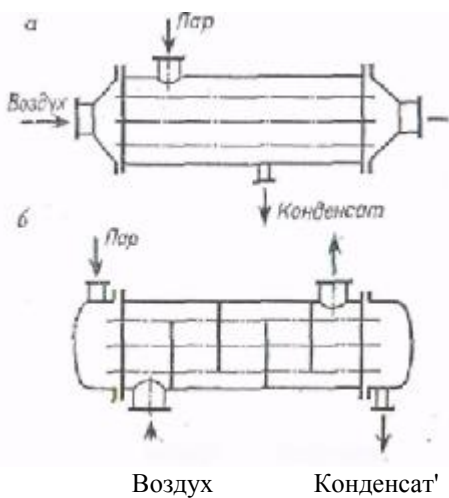
**18.** На складе оборудования имеется кожухотрубчатый теплообменник, состоящий из 19 латунных труб диаметром  $18 \times 2$  мм, длиной 1,2 м. Достаточно ли его поверхность для конденсации  $350$  кг/ч насыщенного пара этилового спирта, если принять коэффициент теплопередачи равным  $700$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), начальную температуру воды  $15^{\circ}\text{C}$ , а конечную  $35^{\circ}\text{C}$ ? Конденсация спирта предполагается при атмосферном давлении, жидкий спирт отводится при температуре конденсации.

**19.** Кожухотрубчатый противоточный теплообменник (рис.4.21) перед контактными аппаратами на серноокислотном заводе имеет поверхность теплообмена  $360$  м<sup>2</sup>. Очищенный газ колчеданных печей поступает в межтрубное пространство теплообменника при  $300^{\circ}\text{C}$ , выходит при  $430^{\circ}\text{C}$ . Горячий газ из контактного аппарата входит в трубы теплообменника при  $560^{\circ}\text{C}$ . Расход газа  $10$  т/ч, удельная теплоемкость газа в среднем  $1,05 \cdot 10^3$  Дж/(кг·К). Потери теплоты через кожух теплообменника составляют 10% от количества теплоты, полученного нагреваемым газом. Определить коэффициент теплопередачи в теплообменнике.

**20.** Определить коэффициент теплопередачи в спиральном теплообменнике по следующим данным: поверхность теплообмена  $48$  м<sup>2</sup>; в аппарате подогревается  $85,5$  т/ч воды от  $77$  до  $95^{\circ}\text{C}$ ; нагревание производится насыщенным паром при  $r_{\text{изб}} = 0,23$  кгс/см<sup>2</sup>.



21. Определить необходимую поверхность противоточного



теплообменника при охлаждении  $0,85 \text{ м}^3/\text{ч}$  сероуглерода от температуры кипения под атмосферным давлением до  $22^\circ\text{C}$ . Охлаждающая вода нагревается от  $14$  до  $25^\circ\text{C}$ ;  $\alpha_{\text{CS}_2} = 270 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  $\alpha_{\text{H}_2\text{O}} = 720 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Толщина стальной стенки  $3 \text{ мм}$ . Учет наличия загрязнений – ржавчины и накипи, приняв  $\sum r_{\text{загр}} = 0,00069 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$ . Определить также расход воды.

Воздух                      Конденсат'

22. Требуется конденсировать  $10 \text{ т/ч}$  насыщенного пара н-гексана при  $70^\circ\text{C}$ .

Охлаждение конденсатора может быть осуществлено: а) водой, нагреваемой от  $16$  до  $36^\circ\text{C}$ ; б) воздухом, нагреваемым от  $25$  до  $48^\circ\text{C}$ . Коэффициент теплоотдачи для конденсирующегося пара гексана в обоих случаях принять равным  $1700 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Коэффициенты теплоотдачи для воды и воздуха взять ориентировочно (средние значения) по табл. 4.7, для воды – при турбулентном течении по трубам, для воздуха – при поперечном обтекании труб. Жидкий гексан отводится при температуре конденсации. Термические сопротивления стенки и загрязнений не учитывать. Удельная теплота конденсации гексана  $33,3 \cdot 10^4 \text{ Дж/кг}$ . Определить расходы воды и воздуха (в  $\text{м}^3/\text{ч}$ ) и требуемые поверхности теплообмена.

23. Метан под избыточным давлением  $5 \text{ кгс/см}^2$  проходит по межтрубному пространству кожухотрубчатого теплообменника параллельно трубам со скоростью  $4,6 \text{ м/с}$ . Средняя температура метана  $75^\circ\text{C}$ . Теплообменник состоит из  $37$  стальных труб диаметром  $18 \times 2 \text{ мм}$ , заключенных в кожух, внутренний диаметр которого  $190 \text{ мм}$ . Определить коэффициент теплоотдачи.

24.  $3700 \text{ кг/ч}$  метилового спирта подогреваются от  $10$  до  $50^\circ\text{C}$ , проходя по трубному пространству теплообменника, состоящего из  $19$  труб диаметром  $16 \times 2 \text{ мм}$ . Определить коэффициент теплоотдачи, если принять температуру стенки  $60^\circ\text{C}$ .

25. В кожухотрубчатом теплообменнике по трубам диаметром  $46 \times 3 \text{ мм}$  проходит со скоростью  $0,7 \text{ м/с}$  вода, которая нагревается. Определить коэффициент теплоотдачи, если средняя температура поверхности стенки соприкасающейся с водой,  $90^\circ\text{C}$ , а средняя температура воды  $46^\circ\text{C}$ .

26. Определить коэффициент теплоотдачи для воздуха, охлаждаемого под абсолютным давлением  $2 \text{ кгс/см}^2$ , от  $90$  до  $30^\circ\text{C}$  в межтрубном пространстве кожухотрубчатого теплообменника с поперечными перегородками. Трубы диаметром  $25 \times 2 \text{ мм}$  расположены по ходу газа в шахматном порядке. Скорость воздуха в вырезе перегородки (в самом узком сечении пучка труб)  $8 \text{ м/с}$  (рис. 4.22,б).

27. Воздух атмосферного давления нагревается насыщенным водяным паром в кожухотрубчатом конденсаторе с трубками диаметром  $25 \times 2$  мм. Средняя температура воздуха  $60^\circ\text{C}$ . Сравнить коэффициенты теплопередачи для двухслучаев: 1) воздух проходит по трубам со скоростью  $10$  м/с ( $L/d > 50$ ), греющий пар конденсируется в межтрубном пространстве (рис. 4.22,а); 2) воздух проходит по межтрубному пространству, снабженному поперечными перегородками. Скорость воздуха в вырезе перегородки (в самом узком сечении пучка труб)  $10$  м/с (рис. 4.22,б), греющий пар конденсируется в трубах. Принять коэффициент теплоотдачи пара  $11600$  Вт/( $\text{м}^2 \cdot \text{K}$ ).
28. При теплообмене двух турбулентных потоков ( $Re > 10000$ ) у первого потока  $\alpha_1 = 230$  Вт/( $\text{м}^2 \cdot \text{K}$ ), у второго  $\alpha_2 = 400$  Вт/( $\text{м}^2 \cdot \text{K}$ ). Во сколько раз увеличится коэффициент теплопередачи, если скорость первого потока возрастет в 2 раза, а скорость второго – в 3 раза (при прочих неизменных условиях)? Термическое сопротивление стенки не учитывать.
29. Определить коэффициент теплоотдачи для 98% серной кислоты, проходящей по кольцевому (межтрубному) пространству горизонтального теплообменника типа «труба в трубе» со скоростью  $0,9$  м/с. Средняя температура кислоты  $72^\circ\text{C}$ , средняя температура стенки  $58^\circ\text{C}$ . Наружная труба теплообменника имеет диаметр  $54 \times 4,5$  мм, внутренняя –  $26 \times 3$  мм.
30. Четыреххлористый углерод нагревается в трубном пространстве горизонтального кожухотрубчатого теплообменника. Средняя температура четыреххлористого углерода  $26^\circ\text{C}$ , скорость его в трубах  $0,15$  м/с. Средняя температура поверхности загрязнения труб, соприкасающейся с четыреххлористым углеродом  $34^\circ\text{C}$ . Диаметр труб  $25 \times 2$  мм. Определить коэффициент теплоотдачи четыреххлористого углерода.
31. Через трубное пространство кожухотрубчатого теплообменника прокачивается раствор хлористого кальция (23,8%), который нагревается при средней температуре минус  $20^\circ\text{C}$ . Скорость рассола в трубах  $0,5$  м/с, средняя температура поверхности стенки, соприкасающейся с раствором –  $10^\circ\text{C}$ . Коэффициент объемного расширения рассола  $0,35 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}$ , внутренний диаметр труб  $0,021$  м, длина труб  $4$  м. Определить коэффициент теплоотдачи для рассола.
32. Раствор хлористого натрия [21,2% (масс.)] нагревается в трубном пространстве кожухотрубчатого теплообменника от  $-15$  до  $-12^\circ\text{C}$ . Внутренний диаметр труб  $21$  мм, длина труб  $3$  м. Скорость рассола в трубах  $0,3$  м/с. Средняя температура поверхности загрязнения стенки, соприкасающейся с рассолом  $t_{\text{ст}} = -6,5^\circ\text{C}$ . Определить коэффициент теплоотдачи от рассола к стенке. Коэффициент объемного расширения рассола  $\beta = 0,35 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}$ .
33. Этилацетат охлаждается в трубном пространстве горизонтального кожухотрубчатого теплообменника. Внутренний диаметр труб  $21$  мм, длина труб  $3$  м. Средняя температура охлаждаемого этилацетата  $t_{\text{ср}} = 50^\circ\text{C}$ , средняя температура поверхности загрязнения стенки со стороны этилацетата  $t_{\text{ст}} = 40^\circ\text{C}$ . Скорость этилацетата  $0,04$  м/с. Определить

коэффициент теплоотдачи от этилацетата к стенке. Коэффициент теплопроводности  $\lambda = 0,1128 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ .

34. Бензол охлаждается в трубах горизонтального кожухотрубчатого теплообменника. Внутренний диаметр труб 21 мм, длина труб 4 м. Средняя температура охлаждаемого бензола  $50^\circ\text{C}$ , средняя температура поверхности загрязнения стенки со стороны бензола  $t_{\text{ст}} = 30^\circ\text{C}$ . Скорость бензола 0,05 м/с. Определить коэффициент теплоотдачи от бензола к стенке.
35. В вертикальном кожухотрубчатом теплообменнике бензол прокачивается через трубы снизу вверх при охлаждении от 70 до  $30^\circ\text{C}$ . Внутренний диаметр труб 21 мм, высота труб 4 м. Скорость бензола 0,05 м/с. Средняя температура поверхности загрязнения стенки со стороны бензола  $30^\circ\text{C}$ . Определить коэффициент теплоотдачи от бензола к вертикальной поверхности стенки.
36. Вода нагревается в условиях свободного движения. Наружный диаметр горизонтальных труб 76 мм. Определить коэффициент теплоотдачи, если температуру поверхности трубы принять равной  $45^\circ\text{C}$ . Средняя температура воды  $25^\circ\text{C}$ .
37. 4.37. В условиях свободной конвекции охлаждается толуол. Средняя температура толуола  $50^\circ\text{C}$ . Диаметр горизонтальных труб  $38 \times 2 \text{ мм}$ . Температура наружной поверхности загрязнения труб, соприкасающейся с толуолом  $30^\circ\text{C}$ . Определить коэффициент теплоотдачи толуола.
38. Вертикальный кожухотрубчатый теплообменник состоит из 91 трубы диаметром  $57 \times 3 \text{ мм}$ , высотой 4 м. По внутренней поверхности труб стекает ленткой вода в количестве  $52 \text{ м}^3/\text{ч}$ , которая нагревается от 18 до  $25^\circ\text{C}$ . Средняя температура внутренней поверхности труб  $26^\circ\text{C}$ . Определить коэффициент теплоотдачи.
39. По вертикальной стенке пленочного холодильника стекает пленкой 60% серная кислота в количестве 2,1 л/с на 1 м ширины стенки. Высота холодильника 5 м. Средняя температура поверхности стенки  $24^\circ\text{C}$ , средняя температура кислоты  $50^\circ\text{C}$ . Вычислить коэффициент теплоотдачи для кислоты, если коэффициент теплопроводности её равняется  $0,43 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ .
40. Вычислить коэффициент теплоотдачи кипящего под атмосферным давлением 20% водного раствора хлористого натрия. Разность температур реющей поверхности и кипящего раствора 10 К. Для кипящего раствора  $\lambda = 0,658 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ .
41. В кубе ректификационной колонны под атмосферным давлением внутри вертикальных труб высотой 4 м кипит толуол с небольшим содержанием бензола (наличие бензола не учитывать). Диаметр труб  $25 \times 2 \text{ мм}$ . Определить коэффициент теплоотдачи к кипящему толуолу. Принять температуру поверхности загрязнения стенки со стороны толуола  $125,3^\circ\text{C}$ .
42. В межтрубном пространстве вертикального кожухотрубчатого теплообменника, состоящего из 261 трубы диаметром  $25 \times 2 \text{ мм}$ , конденсируется под атмосферным давлением 4 т/ч насыщенного пара метилового спирта. Определить коэффициент теплоотдачи.

43. Насыщенный водяной пар конденсируется на наружной поверхности пучка горизонтальных труб. Наружный диаметр труб 38 мм. Расположение труб шахматное. Расчетное число труб по высоте 11. Температура конденсации  $160^{\circ}\text{C}$ . Определить средний коэффициент теплоотдачи, приняв температуру наружной поверхности труб  $152^{\circ}\text{C}$ . Пар содержит 0,5 относительных % воздуха.
44. Метиловый спирт (100%) нагревается в трубном пространстве одноходового кожухотрубчатого теплообменника от 15 до  $40^{\circ}\text{C}$ . Противотоком в межтрубном пространстве течет вода, которая охлаждается от 90 до  $40^{\circ}\text{C}$ . Теплообменник с кожухом 400 мм состоит из 111 стальных труб диаметром  $5 \times 2$  мм. Скорость метилового спирта в трубах 0,75 м/с. Коэффициент теплоотдачи для воды  $840 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$ , суммарная тепловая проводимость стенки и обоих загрязнений стенки  $1700 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$ , средняя температура поверхности загрязнения, соприкасающейся со спиртом,  $38^{\circ}\text{C}$ . Определить требуемую площадь поверхности теплообмена.
45. Воздух подогревается в трубном пространстве одноходового кожухотрубчатого теплообменника с 20 до  $90^{\circ}\text{C}$  при среднем абсолютном давлении 810 мм рт. ст. Расход воздуха, считая при нормальных условиях, составляет  $7770 \text{ м}^3/\text{ч}$ . В теплообменнике 197 труб диаметром  $38 \times 2$  мм. В межтрубное пространство подается насыщенный водяной пар под абсолютным давлением  $2 \text{ кгс}/\text{см}^2$ . Коэффициент теплоотдачи пара  $10000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$ , суммарная тепловая проводимость стенки и обоих ее загрязнений  $1700 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$ . Определить требуемую площадь поверхности теплообмена.
46. Воздух атмосферного давления в количестве  $5200 \text{ м}^3/\text{ч}$  (при нормальных условиях) нагревается в трубном пространстве кожухотрубчатого теплообменника с 2 до  $90^{\circ}\text{C}$ . Число труб 111. Диаметр труб  $38 \times 2$  мм. Абсолютное давление греющего водяного пара  $2 \text{ кгс}/\text{см}^2$ . Определить требуемую длину труб и расход греющего пара, если его влажность 6%. Принять  $K \approx \alpha_{\text{возд}}$ .
47. По змеевику проходит  $1,5 \text{ т}/\text{ч}$  толуола, охлаждающегося от 90 до  $30^{\circ}\text{C}$ . Охлаждение (противотоком) производится водой, нагреваемой от 15 до  $40^{\circ}\text{C}$ . Труба змеевика стальная диаметром  $57 \times 3,5$  мм,  $\lambda_{\text{воды}} = 580 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$ . Диаметр витка змеевика 0,4 м. Определить необходимую длину змеевика и расход воды. Термическое сопротивление стенки и ее загрязнений принять равным  $0,0007 \text{ (м}^2 \cdot \text{K})/\text{Вт}$ , а отношение  $\text{Pr}/\text{Pr}_{\text{ст}}$  для толуола равным 0,75.
48. В теплообменнике типа «труба в трубе», состоящем из двух концентрических труб, внутренней диаметром  $44,5 \times 3,5$  мм и наружной диаметром  $89 \times 5$  мм, охлаждается от 70 до  $30^{\circ}\text{C}$  толуол в количестве  $1900 \text{ кг}/\text{ч}$ . Толуол проходит по кольцевому пространству между наружной и внутренней трубой; по внутренней протекает охлаждающая вода, нагреваемая от 14 до  $21^{\circ}\text{C}$ . Средняя температура поверхности загрязнения со стороны толуола  $26^{\circ}\text{C}$ , со стороны воды  $20^{\circ}\text{C}$ . Определить коэффициент теплопередачи. Учесть термические сопротивления

загрязнений стенки со стороны толуола и со стороны воды (среднего качества). Расчет сделать: а) без учета влияния  $Pr/Pr_{ст}$ ; б) с учетом влияния  $Pr/Pr_{ст}$ .

49. Вертикальная стенка выпарного аппарата покрыта слоем изоляции [ $\lambda=0,12$  Вт/(м·К)] толщиной 45 мм. Температура кипящего раствора  $120^{\circ}\text{C}$ , температура воздуха в помещении  $20^{\circ}\text{C}$ . Определить потерю теплоты излучением и конвекцией с  $1\text{ м}^2$  в 1 ч, принимая температуру поверхности стенки, соприкасающейся с кипящим раствором, равной температуре последнего
50. По горизонтальному паропроводу диаметром  $51 \times 2,5$  мм, длиной 50 м проходит насыщенный пар под давлением  $p_{абс} = 4$  кгс/см<sup>2</sup>. Определить количество конденсата, образующегося в течение суток в неизолированном трубопроводе. Температура воздуха в цехе  $15^{\circ}\text{C}$ .
51. Во сколько раз уменьшится потеря теплоты, если паропровод, рассматриваемый в предыдущей задаче, покрыт теплоизоляционным слоем толщиной 40 мм с коэффициентом теплопроводности  $0,093$  Вт/(м·К).
52. Аппарат изолирован слоем шамотного кирпича толщиной 125 мм [ $\lambda = 0,68$  Вт/(м К)] и слоем изоляционной массы [ $\lambda = 0,12$  Вт/(м·К)]. Температура наружной поверхности металлической стенки аппарата  $500^{\circ}\text{C}$ . Найти достаточную толщину изоляционного слоя, чтобы температура его наружной поверхности не превышала  $50^{\circ}\text{C}$  при температуре воздуха в цехе  $25^{\circ}\text{C}$ .
53. В сушилке, вдоль её плоской стенки длиной 6 м, проходит со скоростью 2,5 м/с горячий воздух атмосферного давления, имеющий среднюю температуру  $85^{\circ}\text{C}$ . Стальная стенка сушилки толщиной 5 мм изолирована снаружи слоем теплоизоляции толщиной 30 мм. Температура воздуха в помещении  $18^{\circ}\text{C}$ . Определить количество теплоты, теряемой в 1 ч с  $1\text{ м}^2$  стенки сушилки путем конвекции и излучением. Учесть тепловую проводимость загрязнения внутренней стенки сушилки.

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования  
«Международный государственный экологический  
университет имени А.Д.Сахарова»



---

Факультет мониторинга окружающей среды

Кафедра энергоэффективных технологий

**Методические указания  
к выполнению лабораторных работ  
по дисциплине «Теплопередача»**

для студентов специальности 1-43 01 06 Энергоэффективные  
технологии и энергетический менеджмент

Минск  
2012

УДК 621.1  
ББК 31.363  
М54

*Рекомендовано к изданию НМС МГЭУ им. А.Д.Сахарова  
(протокол № 6 от 26 марта 2012 г.)*

**Составители:**

*В. А. Пашинский*, зав. кафедрой энергоэффективных технологий, к.т.н., доцент;  
*М. Л. Левин*, доцент кафедры энергоэффективных технологий, к.т.н., доцент;  
*А. А. Антух*, ст. преподаватель кафедры энергоэффективных технологий  
МГЭУ им. А.Д.Сахарова

**Рецензенты:**

зав. лабораторией дисперсных систем ГНУ «Институт тепло- и массообмена  
имени А. В. Лыкова НАНБ», д.т.н., профессор *В. А. Бородуля*;  
зав. кафедрой экологических информационных систем МГЭУ им. А.Д.Сахарова,  
к.ф.-м.н., доцент *В. А. Иванович*

М54 Методические указания к выполнению лабораторных работ по дисциплине  
«Теплопередача» / сост. В. А. Пашинский, М. Л. Левин, А. А. Антух. – Минск :  
МГЭУ им. А.Д.Сахарова, 2012. – 52 с.

ISBN 978-985-551-035-3.

В методическом указании изложены методики оценки эффективности теплосиловой паротурбинной установки, работающей по циклу Ренкина, а также методики оценки величин необратимых потерь в каждом из основных ее элементов и необходимого расхода топлива.

Методическое указание предназначено для использования при проведении занятий со слушателями повышения квалификации, студентами вузов, учащимися средних специальных учебных заведений и может быть использовано инженерно-техническими работниками и другими специалистами в их практической работе.

УДК 621.1  
ББК 31.363

ISBN 978-985-551-035-3

© Международный государственный  
экологический университет  
имени А.Д.Сахарова, 2012

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	4
1. ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ И ОРГАНИЗАЦИЯ РАБОТЫ СТУДЕНТОВ В ЛАБОРАТОРИИ.....	5
1.1. Общие положения .....	5
1.2. Правила техники безопасности.....	6
1.3. Порядок выполнения и сдачи лабораторных работ .....	7
1.4. Требования к оформлению отчета по лабораторной работе .....	9
1.5. Подготовка лабораторного стенда НТЦ-74 к работе .....	10
1.6. Инструкция по проведению работ на стенде.....	10
2. ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ.....	13
2.1. Лабораторные работы №№ 1, 2 (8 часов) Определение коэффициента теплопроводности методом трубы и установление зависимости коэффициента теплопроводности от температуры .....	13
2.2. Лабораторные работы №№ 3, 4 (8 часов) Определение коэффициента теплоотдачи от горизонтальной и вертикальной труб одинакового диаметра, изготовленных из одинакового материала .....	20
2.3. Лабораторные работы №№ 5, 6 (8 часов) Определение коэффициента излучения и степени черноты поверхности тела (окрашенной меди и полированной стали) и определение зависимости степени черноты поверхности от температуры поверхности .....	28
2.4. Лабораторная работа № 7 (4 часа) Теплоотдача при вынужденном движении воздуха в трубе.....	37
2.5. Лабораторная работа № 8 (4 часа) Исследование работы теплообменного аппарата методом математического моделирования.....	45
ЛИТЕРАТУРА .....	53



## **ВВЕДЕНИЕ**

Образовательный стандарт специальности 1-43 01 06 «Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент» предусматривает подготовку инженеров-энергомеджеров, которые будут способны решать задачи проектирования, наладки и эксплуатации современного энергетического оборудования. Для достижения этой цели необходима хорошая подготовка по профилирующим дисциплинам. Дисциплина «Производство, транспорт и потребление электроэнергии» является базовой дисциплиной специальности и отражает необходимые изменения, продиктованные современностью.

Данное издание призвано обеспечить студентов учебно-методической информацией по лабораторному курсу дисциплины «Теплопередача». В лабораторном практикуме изложены вопросы техники безопасности и организации работы студентов в лаборатории, общие вопросы исследований в лаборатории «Теплотехника» и содержание 8 лабораторных работ с приложениями.

# 1. ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ И ОРГАНИЗАЦИЯ РАБОТЫ СТУДЕНТОВ В ЛАБОРАТОРИИ

## 1.1. Общие положения

Студент, выполняющий работу в лабораторных условиях, обязан:

1) изучить настоящие правила, принять их к обязательному исполнению и расписаться в специальном журнале;

2) соблюдать правила внутреннего распорядка, утвержденные ректором университета;

3) соблюдать требования техники безопасности, охраны труда и сохранности лабораторного оборудования и приборов;

4) предупреждать нарушения требований техники безопасности со стороны товарищей;

5) выполнять все требования руководителя, относящиеся к соблюдению правил техники безопасности, порядку выполнения работ и поведению студентов, а также требования по сохранности лабораторного оборудования и приборов;

6) заблаговременно готовиться к предстоящему занятию в лаборатории, используя инструкции, методические указания к лабораторным работам и рекомендованную литературу;

7) при выполнении лабораторной работы находиться только на своем рабочем месте, не трогать оборудование и приборы, не относящиеся к работе, соблюдать тишину и порядок.

### ***Запрещается:***

а) без разрешения трогать или переносить со стола на стол аппараты, приборы и пр.:

б) заниматься делами, непосредственно не связанными с выполняемой работой;

в) садиться на столы, ставить ноги на электрические машины, установки или другое оборудование.

При нарушении настоящих правил или требований руководителя студент может быть отстранен от проведения работ и вновь допускается к их выполнению лишь с разрешения заведующего кафедрой или декана.

При всякой порче машин, приборов, аппаратов и другого оборудования или засорении рабочего места студент обязан во внеурочное время устранить повреждения или привести в порядок рабочее место.

За порчу инвентаря и оборудования лаборатории, вызванную несоблюдением настоящих правил, студент несет материальную ответственность.

## 1.2. Правила техники безопасности

При выполнении работ в лаборатории студенты обязаны помнить о возможности поражения электрическим током и необходимости соблюдения правил техники безопасности. Невыполнение правил безопасности, неосторожное обращение с аппаратурой, невнимательность и, как следствие, случайное прикосновение к токоведущим частям схем могут повлечь за собой серьезные несчастные случаи.

Поэтому при работе в лаборатории электропривода, имеющей разнообразное электротехническое оборудование и вращающиеся электрические машины, нужно соблюдать особую осторожность и следующие основные правила техники безопасности:

1. Электрическую схему можно собирать только при отключенном автоматическом выключателе на стенде.

2. Включать схему под напряжение разрешается только после ее проверки преподавателем или лаборантом.

3. О включении схемы надо сделать предупреждение присутствующим, убедиться, что никто не касается токоведущих или вращающихся частей.

4. Любые изменения в схеме можно делать только при отключенной электрической сети.

5. В процессе проведения опытов категорически запрещается прикасаться к неизолированным точкам схемы.

6. Во избежание случайного прикосновения к неизолированным точкам схемы запрещается:

а) пользоваться временным соединением двух или нескольких проводов скручиванием;

б) включать или отключать схему разрывом цепи проводов (вместо выключателя);

в) применять провода с поврежденной изоляцией;

г) перемещать измерительные приборы без снятия напряжения;

д) располагать тетради на измерительных приборах при записи показаний;

е) оставлять без наблюдения включенные установки;

ж) заходить за установленные ограждения.

7. При срабатывании автоматического выключателя студенты с помощью преподавателя устраняют причину возникновения перегрузки или короткого замыкания; включают схему снова под наблюдением преподавателя.

8. При проведении опытов необходимо следить, чтобы в процессе работы никто из присутствующих не приближался к вращающимся частям.

9. Категорически запрещается касаться рукой или ногой вращающихся частей электродвигателей или электромагнитных тормозов для их торможения.

10. При несчастном случае немедленно отключить установку от сети и оказать первую помощь пострадавшему. Аптечка скорой помощи находится в аппаратной лаборатории. В случае необходимости вызвать скорую помощь по телефону 103.

11. В случае пожара немедленно отключить электропитание лаборатории и принять меры по ликвидации пожара. Вводный выключатель лаборатории находится в аппаратной лаборатории. Ящик с песком находится в цокольном этаже, а огнетушитель – у дверей лаборатории. В случае необходимости вызвать пожарную команду по телефону 101.

Перед началом работы в лаборатории студенты проходят инструктаж по технике безопасности и расписываются в специальном журнале. Студенты, которые не прошли инструктаж по технике безопасности, к работе в лаборатории не допускаются.

### **1.3. Порядок выполнения и сдачи лабораторных работ**

1. Работы выполняются бригадами по 3–4 человека в соответствии с графиком проведения лабораторных работ.

2. К работе в лаборатории электропривода допускаются студенты, представившие черновик предстоящей работы и сдавшие отчет по предыдущей работе. Черновик предстоящей работы должен включать наименование работы, схему установки, вычерченную от руки, таблицы, в которые будут заноситься результаты опытов, и свободную страницу или две для записи паспортных данных приборов и оборудования, необходимых расчетов и пояснений. Рекомендуется для черновика использовать отдельную ученическую тетрадь в клеточку. Перед началом опытов преподаватель проверяет подготовленность бригады к работе путем опроса по содержанию и методике выполнения предстоящей работы. Предварительная подготовка к сдаче и выполнению работы проводится дома с использованием лабораторного практикума и рекомендуемой литературы.

3. Объем выполняемой в лаборатории работы определяется преподавателем и включает в себя как экспериментальную, так и расчетную части. В отдельных случаях преподаватель может изменить объем и характер опытов.

4. При выполнении работы студенты должны:

а) ознакомиться с основным оборудованием и вспомогательной аппаратурой, записать их паспортные данные;

б) подобрать электроизмерительные приборы с учетом рода тока и ожидаемых значений измеряемых величин, записать основные данные приборов. Указательные стрелки измерительных приборов поставить на нуль шкалы с помощью корректора;

в) собрать электрическую схему и пригласить преподавателя или лаборанта для проверки. При сборке электрической схемы следует руководствоваться следующим правилом: вначале соединить все последовательные цепи от зажимов автоматического выключателя до испытуемой машины, затем подключить параллельные цепи и цепи управления. Не следует использовать длинные провода там, где можно обойтись короткими. Собранная схема обязательно проверяется всеми студентами, выполняющими данную работу. При этом необходимо обратить особое внимание на целостность соединительных проводов, плотность контактов, затяжку соединительных клемм, положение рукояток аппаратов управления и положение подвижных контактов реостатов (в соответствии с инструкцией к лабораторной работе);

г) включить схему под напряжение и проделать опыт, не производя записей, чтобы ознакомиться с характером процесса;

д) произвести необходимые измерения и занести результаты измерений в черновик. Запись в черновик и последующая обработка опытов должны производиться индивидуально каждым студентом. При замерах следует иметь в виду, что характер экспериментальных кривых с достаточной для лабораторных работ точностью может быть отражен по 4–5 замерам. Меньшее число замеров может привести к искажению действительного характера кривой;

е) показать результаты опыта преподавателю и (только после правильных результатов, с его разрешения) приступить к следующему опыту;

ж) после окончания всей работы черновики сдаются на проверку и подпись преподавателю;

з) после подписи черновиков с разрешения преподавателя необходимо разобрать схему, уложить на место провода, приборы, привести в порядок рабочее место. Если в работе использовались конденсаторы, то перед разборкой схемы их следует разрядить путем соединения клемм конденсатора проводником;

и) в оставшееся рабочее время следует оформлять выполненную работу. Уходить из лаборатории до звонка можно только с разрешения преподавателя.

Защита отчета по выполненной лабораторной работе проводится, как правило, в конце занятия, в часы, отведенные на выполнение работы или на консультации. Принимаются к защите отчеты, оформленные с учетом требований, изложенных ниже, и с учетом требований лабораторной работы. Отчет, выполненный небрежно, с ошибками, подлежит переделке и защищается в дополнительно назначенное время (например, на консультации).

По каждой лабораторной работе выставляется оценка; на основании ряда оценок выводится средняя оценка по циклу лабораторных работ, которая учитывается при оценке знаний на экзамене. При сдаче отчета преподаватель спрашивает студента в объеме материала выполненной работы. Студент должен изложить цель, физическую сущности, методику выполненной работы, назначение использованных машин и оборудования, объяснить и проанализировать полученные результаты.

Студент, выполнивший все работы и своевременно сдавший отчеты по ним, получает допуск к зачету. Пропущенные лабораторные работы отрабатываются в течение 10 дней после пропуска.

#### **1.4. Требования к оформлению отчета по лабораторной работе**

Отчет о выполненной работе составляется каждым студентом самостоятельно и должен быть представлен преподавателю перед началом очередного занятия.

Как правило, отчет выполняется на нескольких листах формата А4. Первый лист отчета – титульный. На следующей странице указывается цель занятия, приводится принципиальная электрическая схема установки, таблица перечня элементов схемы лабораторной установки. На последующих листах размещают таблицы, графики и расчеты. На последней странице записываются выводы по работе, ставится дата выполнения работы и подпись исполнителя. Все листы отчета склеиваются или сшиваются и нумеруются. Отчет по каждой лабораторной работе представляется отдельно.

##### **Форма таблицы «Перечень элементов схемы лабораторной установки»**

Позиция обозначения	Наименование	Кол.	Примечание
20 мм	110 мм	10 мм	45 мм

Кроме перечня элементов схемы лабораторной установки в отчете приводятся основные технические данные оборудования, выписанные из его паспорта или из данных, приведенных в перечне элементов схемы лабораторной установки или на лабораторном столе, которые необходимы для дополнительных расчетов.

Схемы и графики следует выполнять аккуратно, карандашом, с применением линейки, лекала, циркуля. Схемы и графики должны быть пронумерованы и содержать подрисуночные подписи.

Построение графиков можно выполнять на листах в клеточку, но лучше всего выполнять их на миллиметровой бумаге. Масштаб нужно выбирать таким образом, чтобы в принятой единице длины содержалось 1, 2 или 5 измеряемых величин или их десятых долей. По экспериментальным данным наносятся точки в виде кружков, треугольников или звездочек (для каждой функции свои обозначения), через которые проводится плавная, усредненная кривая. На одном графике допускается изображать несколько различных функций одного и того же аргумента (обычно – не более трех). При этом масштабы выбираются таким образом, чтобы кривые разместились равномерно по всему полю рисунка. Для каждого графика ось функции наносится отдельно с указанием размерности, например, для мощности, Вт. Вдоль осей проставляются размерные единицы, причем цифровые значения осей в выполняемых работах обычно начинаются с нуля. Для построения графиков рекомендуется использовать программу MS Excel.

### **1.5. Подготовка лабораторного стенда НТЦ-74 к работе**

1. Произвести визуальный осмотр изделия и проверить комплектность стенда (рис. 1).

2. Подготовку стенда к работе произвести в указанной последовательности.

**2.1. Закрепить вертикально нагревательный элемент, закрепленный на транспортировочной планке, согласно рис. 1!!!**

**2.2. Перед началом работы стенд необходимо заземлить.**

Вилку кабеля питания включить в розетку электросети 220 В, 50 Гц.

Далее для проведения лабораторных работ следовать методическим указаниям.

### **1.6. Инструкция по проведению работ на стенде**

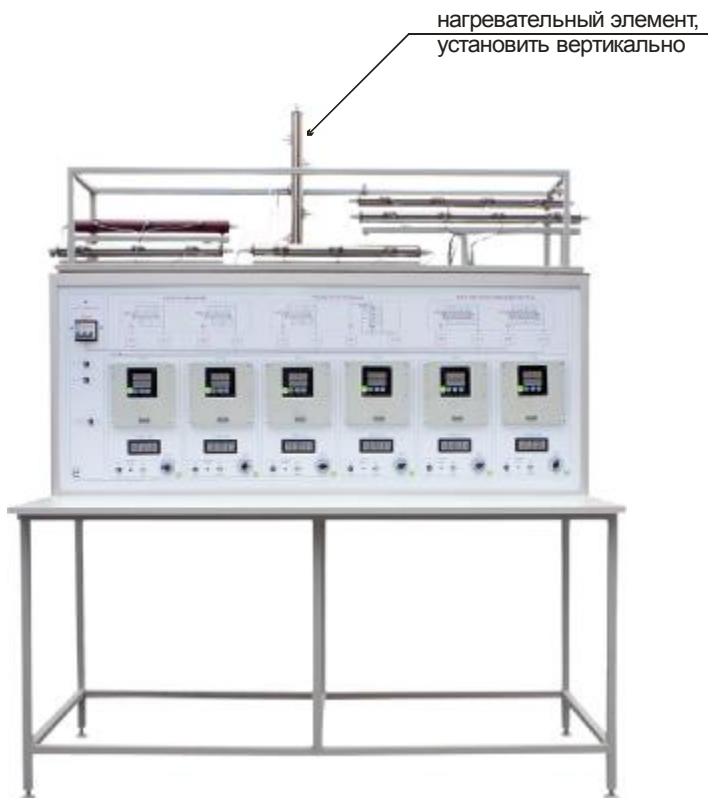
Перед проведением работ на стенде необходимо ознакомиться с руководством по эксплуатации измерителей температуры «Овен УКТ38-Щ4».

Проверить положение тумблеров SA1–SA6 – должны быть выключены (в положении «Выкл.») – и пары регуляторов «P1–P6» – должны находиться в крайнем левом против хода часовой стрелки положении «0». Включить стенд автоматическим выключателем QF1 «Сеть». Загорится индикатор включенного состояния стенда HL1. На

панели включатся индикаторы измерителей мощности PW1–PW6, индицируя нулевые показания.

*Допускается выполнение работ на нескольких исследуемых объектах.*

**ВНИМАНИЕ!** При одновременном включении нескольких нагревателей суммарная потребляемая мощность **не должна превышать 200 Вт.**



*Рис. 1. Лабораторный стенд НТЦ-74*

В выбранном для работы блоке, находящемся под схемой исследуемого объекта, включить тумблер SA1–SA6 «Вкл.». Загорится индикатор HL1–HL6. Включится соответствующий измеритель температуры (ИТ1–ИТ6) и начнет циклически выводить на свое табло показания температур подключенных к нему датчиков температуры (Т1–Т6 ... Т29–Т36). Для просмотра температуры на остальных датчиках температуры следует поступательно нажимать кнопку «>>» на панели измерителя температуры «Овен УКТ38-Щ4».



Переключая пары регуляторов (Р1–Р6), установить необходимое значение подводимой к нагревательному элементу мощности от автотрансформаторов ЛАТР1–ЛАТР6. Регуляторы с обозначением  $U_1-U_6$  изменяют выходное напряжение  $U_{\text{вых1}}-U_{\text{вых6}}$  с шагом около 5 В. Регуляторы с обозначением  $U_1^*-U_6^*$  изменяют выходное напряжение  $U_{\text{вых1}}-U_{\text{вых6}}$  с шагом около 0,5 В. Измерение подводимой к нагревателям энергии отображается на индикаторах микропроцессорной измерительной системы РW1–РW6.

**ВНИМАНИЕ!** *Во время работы стенда не соприкасаться с токоведущими проводами к контактам нагревательных элементов и их контактами.*

По окончании эксперимента вернуть регуляторы в начальное положение «0» (крайнее левое против часовой стрелки). Выключить тумблер SA1–SA6 в положение «Выкл.» – погаснет индикатор HL1–HL6 и отключится измеритель температуры «Овен УКТ38-Щ4». Выключить автомат QF1 «Сеть».

## 2. ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ

### 2.1. Лабораторные работы №№ 1, 2 (8 часов)

#### Определение коэффициента теплопроводности методом трубы и установление зависимости коэффициента теплопроводности от температуры

##### Требования к технике безопасности

Перед началом работы ознакомиться с инструкциями по технике безопасности и пожарной безопасности, имеющимися в лаборатории.

Перед началом работы внимательно ознакомьтесь с порядком выполнения лабораторной работы.

Включать установку можно только с разрешения преподавателя.

Не загромождайте рабочее место оборудованием, не относящимся к работе.

##### **ЦЕЛЬ РАБОТЫ:**

1.1. Изучение процесса теплопроводности.

1.2. Ознакомление с одним из экспериментальных методов определения коэффициента теплопроводности методом трубы.

1.3. Получение навыков в проведении эксперимента.

##### **ЗАДАНИЕ**

2.1. Определить коэффициенты теплопроводности для двух видов теплоизоляционного материала – стекловаты (**лабораторная работа № 1**) и гипса (**лабораторная работа № 2**).

2.2. Получить эмпирические зависимости среднего значения коэффициента теплопроводности от средней температуры слоя (для стекловаты и гипса).

2.3. Сравнить полученные экспериментально значения коэффициентов теплопроводности со справочными.

##### *Теоретическое введение*

Перенос теплоты может осуществляться тремя способами: теплопроводностью, конвекцией и излучением, или радиацией.

Процесс переноса теплоты теплопроводностью происходит между непосредственно соприкасающимися телами или частицами тел с различной температурой.

**Теплопроводность** представляет собой, согласно взглядам современной физики, молекулярный процесс передачи теплоты. В металлах при такой передаче теплоты большую роль играют свободные электроны.

Известно, что при нагревании тела кинетическая энергия его молекул возрастает. Частицы более нагретой части тела, сталкиваясь при своем беспорядочном движении с соседними частицами тела, сообщают им часть своей кинетической энергии. Этот процесс постепенно распространяется по всему телу. Например, если нагревать один конец металлического стержня, то через некоторое время температура другого конца также повысится.

Перенос теплоты теплопроводностью зависит от физических свойств тела, от его геометрических размеров, а также от разности температур между различными частями тела.

В основу теории теплопроводности положен закон Фурье, в соответствии с которым тепловой поток  $Q$  [Вт] прямо пропорционален градиенту температуры  $\frac{dt}{dn}$ :

$$Q = -\lambda \frac{dt}{dn} F, \quad (1)$$

где  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·°С);  $t$  – температура, °С;  $n$  – расстояние, м;  $F$  – площадь поверхности, через которую передается тепловой поток, м<sup>2</sup>.

Передача тепловой энергии путем теплопроводности может осуществляться через различные поверхности: плоские, цилиндрические, а также произвольной формы. Причем эти поверхности могут быть многослойными.

Ниже рассматривается задача определения коэффициентов теплопроводности при передаче энергии через однослойные цилиндрические стенки, выполненные из двух теплоизоляционных материалов.

В этом случае выражение для определения теплового потока, которое получают на основе использования уравнения Фурье (1), имеет следующий вид:

$$Q = 2\pi\lambda l(t_{\text{вн}} - t_{\text{нар}}) / \ln(d_2/d_1), \quad (2)$$

где  $l$  – длина трубы, м;  $t_{\text{вн}}$ ,  $t_{\text{нар}}$  – температуры внутренней и наружной стенок соответственно, °С;  $d_1$ ,  $d_2$  – внутренний и наружный диаметры трубы соответственно, м.

Из формулы (2)

$$\lambda = \frac{Q \ln(d_2/d_1)}{2\pi l (t_{\text{вн}} - t_{\text{нар}})}. \quad (3)$$

Вычисленное (определенное) по формуле (3) численное значение  $\lambda$  соответствует средней температуре  $t_{\text{ср}}$ , которая равна  $t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{вн}} + t_{\text{нар}}}{2}$ .

Для многих материалов (в том числе и исследуемых в данной работе) зависимость теплопроводности  $\lambda$  от  $t_{\text{ср}}$  можно считать линейной. В связи с этим справедлива формула

$$\lambda = A + B t_{\text{ср}}, \quad (4)$$

где  $A$  и  $B$  – постоянные коэффициенты (значения этих коэффициентов нужно определить в выполняемой ниже работе).

### Описание экспериментальной установки

Принципиальная схема экспериментальной установки изображена на рис. 1. Исследуемые объекты (№ 1 и № 2) представляют собой тонкостенные трубы одинакового диаметра из нержавеющей стали.

Торцевые поверхности труб термоизолированы.

Внутри труб объектов исследований установлены нагревательные элементы из нихромовой проволоки. Нагревательные элементы ограничены трубчатыми поверхностями с наружным диаметром  $d_1$ , т. е. объекты исследований состоят из двух коаксиально установленных труб. Пространство между трубами заполнено исследуемыми материалами. В исследуемом объекте с нагревательным элементом НЭ5 находится стекловата, а с НЭ6 – гипс (затвердевший раствор). На стенде НЭ5 установлен спереди, а НЭ6 – сзади (ближе к задней стенке стенда).

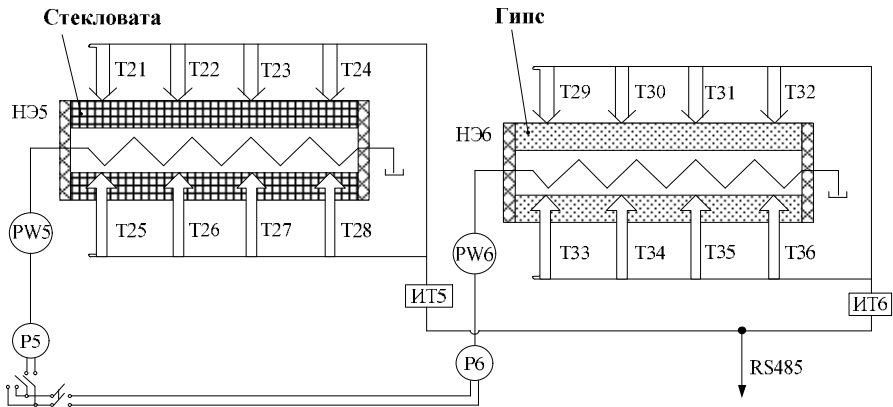


Рис. 1. Схема исследуемой подсистемы

На каждом объекте исследований установлено по 8 термопар (тип ТХК-1199, хромель-копель). Четыре термопары используются для

измерения температуры на наружной поверхности ( $t_{нар}$ ) и четыре – на внутренней ( $t_{вн}$ ).

В качестве измерителей температуры ИТ5 и ИТ6 используются двенадцатиканальные измерители типа «Сосна-004» (при использовании приборов типа «Сосна-004» задействованы 8 каналов измерения (с первого по восьмой). Четыре канала (с девятого по двенадцатый) не используются и являются резервными).

С помощью регуляторов Р5 и Р6 устанавливается желаемый режим, характеризуемый величиной мощности, реализуемой на нагревательных элементах НЭ5 и НЭ6 и регистрируемой с помощью ваттметров РW5 и РW6.

На стенде **не допускается одновременная работа с двумя нагревательными элементами**, т. е. исследования необходимо проводить вначале со стекловатой (лабораторная работа № 1), а затем отключить питание 5-го канала стенда, включить питание 6-го канала и перейти к исследованиям характеристик гипса (лабораторная работа № 2).

### *Проведение испытаний*

При проведении исследований необходимо учитывать следующие допущения:

1) тепловой поток от нагревательного элемента распространяется в радиальном направлении, т. к. боковые стенки объекта испытаний термоизолированы;

2) исследуемый слой теплозащитного материала является однородным;

3) потери электрической энергии происходят только на нагревательных элементах.

В данной работе теплопроводность  $\lambda$  определяется на стационарных режимах. На стационарном режиме вся подводимая к нагревательному элементу энергия передается через исследуемый материал и далее через боковую поверхность внешней трубы в окружающую среду, т. е. устанавливается тепловой баланс. Признаком выхода системы на стационарный режим является неизменность во времени температуры, регистрируемой с помощью ИТ5 или ИТ6 и соответствующих термопар.

На каждом объекте исследований установлено по 8 термопар. Наблюдать за температурой, считываемой с восьми термопар на нестационарных режимах (когда температура изменяется во времени), сложно. Поэтому при определении теплопроводности стекловаты (работа на 5-м канале с НЭ5) наблюдать за выходом на стационарный режим следует, используя, например, показания ИТ5, считываемые с термопары

T22 или T23. При определении теплопроводности гипса выход на стационарный режим можно контролировать по температуре, считываемой с термопар Т30 или Т31.

Испытания и со стекловатой, и с гипсом необходимо провести на двух установившихся режимах при двух значениях мощности, подводимой к нагревательным элементам ( $W_1$  и  $W_2$ ). Мощность регистрировать по ваттметру.

Значения  $W_1$  и  $W_2$  необходимо согласовать с преподавателем.

Рекомендуется, чтобы  $W_1$  и  $W_2$  находились в пределах 10–40 Вт.

Таким образом, методика эксперимента следующая:

1) включается электропитание канала (НЭ5 или НЭ6);  
2) с помощью регулятора (Р5 или Р6) устанавливается по ваттметру мощность  $W_1$  (например, 10 Вт);

3) далее по показаниям, считываемым по одной из указанных выше термопар, необходимо следить за выходом системы на установившийся режим (время выхода на стационарный режим составляет приблизительно 30–40 мин.). Признаком выхода на стационарный режим является неизменность температуры в течение, примерно, трех минут;

4) после установления стационарного режима необходимо поочередно измерить температуру (показания всех термопар) и результаты записать в табл. 1 или 2;

5) после этого необходимо продолжить исследования и установить по ваттметру следующее значение мощности –  $W_2$  (например, 25 Вт), дождаться выхода на стационарный режим, затем зафиксировать показания всех термопар, установленных на исследуемом объекте, и занести их в таблицу.

После исследований объекта со стекловатой (НЭ5) необходимо перейти к исследованиям объекта с гипсом (НЭ6).

Таблица 1

### Результаты исследований теплопроводности стекловаты

Режим	I				II			
Мощность на НЭ5, Вт	$W_1 =$				$W_2 =$			
Температура на наружной поверхности $t_{нар}$ , °С	$t_{T21}$	$t_{T22}$	$t_{T23}$	$t_{T24}$	$t_{T21}$	$t_{T22}$	$t_{T23}$	$t_{T24}$
Температура на внутренней поверхности $t_{вн}$ , °С	$t_{T25}$	$t_{T26}$	$t_{T27}$	$t_{T28}$	$t_{T25}$	$t_{T26}$	$t_{T27}$	$t_{T28}$
Среднее значение $t_{нар}^{cp}$ , °С								
Среднее значение $t_{вн}^{cp}$ , °С								
Теплопроводность $\lambda_{cp}$ , Вт/(м·К)								
Среднее значение температуры слоя								

$t_{\text{ср}}, ^\circ\text{C}$		
Значение коэффициента $A$ , Вт/(м·°C)		
Значение коэффициента $B$ , Вт/(м·°C)		

Таблица 2

### Результаты исследований теплопроводности гипса

Режим	I				II			
Мощность на НЭБ, Вт	$W_1 =$				$W_2 =$			
Температура на наружной поверхности $t_{\text{нар}}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{T29}}$	$t_{\text{T30}}$	$t_{\text{T31}}$	$t_{\text{T32}}$	$t_{\text{T29}}$	$t_{\text{T30}}$	$t_{\text{T31}}$	$t_{\text{T32}}$
Температура на внутренней поверхности $t_{\text{вн}}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{T33}}$	$t_{\text{T34}}$	$t_{\text{T35}}$	$t_{\text{T36}}$	$t_{\text{T33}}$	$t_{\text{T34}}$	$t_{\text{T35}}$	$t_{\text{T36}}$
Среднее значение $t_{\text{нар}}^{\text{ср}}, ^\circ\text{C}$								
Среднее значение $t_{\text{вн}}^{\text{ср}}, ^\circ\text{C}$								
Теплопроводность $\lambda_{\text{ср}}$ , Вт/(м·К)								
Среднее значение температуры слоя $t_{\text{ср}}, ^\circ\text{C}$								
Значение коэффициента $A$ , Вт/(м·°C)								
Значение коэффициента $B$ , Вт/(м·°C)								

### Обработка результатов

Температуры на поверхностях (наружной и внутренней) определяются в местах установки термомпар. Например,  $t_{\text{T21}}$  означает, что это температура, измеряемая с помощью термомпары T21 (см. по схеме).

Среднее значение температуры на поверхности определяется как среднее арифметическое (по показаниям четырех термомпар, контактирующих с данной поверхностью). Так, среднее значение температуры на наружной поверхности при исследовании стекловаты

$$t_{\text{нар}}^{\text{ср}} = \frac{t_{\text{T21}} + t_{\text{T22}} + t_{\text{T23}} + t_{\text{T24}}}{4},$$

а на внутренней поверхности

$$t_{\text{вн}}^{\text{ср}} = \frac{t_{\text{T25}} + t_{\text{T26}} + t_{\text{T27}} + t_{\text{T28}}}{4}.$$

При вычислении коэффициента теплопроводности  $\lambda_{\text{ср}}$  необходимо использовать формулу (3). При этом следует учитывать, что  $Q = W_1$  (или  $W_2$ ). Вместо  $t_{\text{вн}}$  и  $t_{\text{нар}}$  следует подставлять средние значения

температур ( $t_{\text{вн}}^{\text{ср}}$  и  $t_{\text{нар}}^{\text{ср}}$ ). Значения диаметров:  $d_1 = 13$  мм,  $d_2 = 40$  мм. Длина поверхности (трубы)  $l = 0,62$  м (для обоих случаев).

Среднее значение температуры слоя

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{вн}}^{\text{ср}} + t_{\text{нар}}^{\text{ср}}}{2}.$$

Для получения зависимости  $\lambda = f(t_{\text{ср}})$  необходимо решить систему, состоящую из двух алгебраических уравнений вида (4). При этом в первое уравнение вместо  $\lambda$  и  $t_{\text{ср}}$  необходимо подставить значения  $\lambda_{\text{ср}}$  и  $t_{\text{ср}}$ , определенные на первом режиме (при  $W_1$ ), а во второе – необходимо подставить значения  $\lambda_{\text{ср}}$  и  $t_{\text{ср}}$ , определенные на втором режиме (при  $W_2$ ). В результате решения этих уравнений определяются неизвестные коэффициенты  $A$  и  $B$ .

После определения численных значений  $A$  и  $B$  необходимо построить графические зависимости  $\lambda = f(t_{\text{ср}})$  для стекловаты и гипса.

### **Контрольные вопросы**

1. Верно ли, что при стационарном режиме теплообмена перепад температур на стенке прямо пропорционален ее термическому сопротивлению?

2. Одинаковую ли размерность имеют плотность теплового потока и линейная плотность теплового потока?

3. Если на двух плоских стенках одинаковой толщины наблюдается одинаковый перепад температур, то может ли быть различной плотность (интенсивность) теплового потока через эти стенки?

4. Если у однородной цилиндрической стенки исследовать два одинаковых по толщине слоя – внутренний и внешний, то могут ли перепады температур в этих слоях оказаться одинаковыми?



## 2.2. Лабораторные работы №№ 3, 4 (8 часов)

### Определение коэффициента теплоотдачи от горизонтальной и вертикальной труб одинакового диаметра, изготовленных из одинакового материала

#### Требования к технике безопасности

Перед началом работы ознакомиться с инструкциями по технике безопасности и пожарной безопасности № 1, 2, имеющимися в лаборатории.

Перед началом работы внимательно ознакомьтесь с порядком выполнения лабораторной работы.

Включать установку можно только с разрешения руководителя.

Не загромождайте рабочее место оборудованием, не относящимся к работе.

По окончании работы получите разрешение от руководителя выключить установку, выключите ее и приведите в порядок рабочие место.

#### **ЦЕЛЬ РАБОТЫ:**

1.1. Дальнейшее изучение конвективного теплообмена.

1.2. Установление качественной зависимости коэффициента теплоотдачи от геометрического положения, теплоотдающей поверхности (трубы) в пространстве.

#### **ЗАДАНИЕ:**

2.1. Определение коэффициента теплоотдачи от горизонтальной (лабораторная работа № 3) и вертикальной (лабораторная работа № 4) труб одинакового диаметра, изготовленных из одинакового материала.

2.2. Определить коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  от двух труб одинакового диаметра, изготовленных из одного материала, одна из которых вертикальная (элемент 2), а вторая – горизонтальная (элемент 1). Отметим, что, как и в предыдущих работах, на обе трубы подается одинаковая мощность тока, т. е. тепловой поток, поступающий от нагревателя, расположенного внутри трубы, одинаков.

2.3. Установить, влияет ли расположение труб в пространстве на  $\alpha$ . Если да, то как, если нет, то почему?

2.4. Составить отчет по работе.

#### *Теоретическое введение*

Конвективный теплообмен (теплоотдача) представляет собой процесс передачи тепла от твердой поверхности к газу или жидкости, или, наоборот, от жидкости или газа к поверхности. Механизм теплоотдачи включает в себя теплопроводность внутри тонкого неподвижного слоя газа или жидкости

у поверхности (пограничный слой) и конвекцию, т. е. способ передачи тепла, связанный с перемещением макрообъемов газа или жидкости.

Конвекция может быть свободной или вынужденной. При вынужденной конвекции перемещение различно нагретых объемов жидкости происходит под действием какого-либо постороннего источника движения (насоса, вентилятора, компрессора и т. д.).

*Свободная конвекция возникает при соблюдении двух условий:*

1) наличия разности температур и, следовательно, разности плотностей в объеме теплоносителя. В исследуемом случае разность температур создается между поверхностью трубы и окружающей средой;

2) наличия поля тяготения. Необходимость этого условия становится ясной из следующих соображений: если в объеме теплоносителя, имеющего температуру  $t_1$ , возник некоторый объем с температурой  $t_2$ , то плотность последнего объема становится либо больше (если  $t_2 < t_1$ ), либо меньше ( $t_2 > t_1$ ) по сравнению с первоначальной. Тогда рассматриваемый объем, имеющий температуру  $t_2$ , в силу закона Архимеда будет либо всплывать, либо опускаться относительно всего объема теплоносителя, т. к. он стал легче или тяжелее окружающих слоев газа или жидкости. Но понятия «легкий» и «тяжелый» справедливы в поле сил тяготения. При его отсутствии (в невесомости) свободная конвекция не возникает.

Одной из важнейших задач расчетов конвективного теплообмена является определение количества тепла, отдаваемого или принимаемого той или иной поверхностью теплообмена. Это количество тепла определяется по закону Ньютона–Рихмана:

$$Q_K = \alpha_K \cdot (\bar{t}_w - t_f) \cdot F. \quad (1)$$

Здесь  $\alpha_K$  – основная характеристика конвективного теплообмена как при свободной, так и при вынужденной конвекции. Этот коэффициент носит название коэффициента теплоотдачи и представляет собой количество тепла, отдаваемое или принимаемое единицей поверхности в единицу времени при разности температур между поверхностью и теплоносителем в один градус. Следовательно, его размерность Вт/м<sup>2</sup>·К. Определение величины  $\alpha_K$  представляет значительные трудности, т. к.  $\alpha_K$  зависит от многих факторов, например, геометрии поверхности, свойств теплоносителя, температуры и т. д.

Величина  $\alpha_K$  определяется обычно из критериальных уравнений, полученных на основании теорий подобия и размерностей. Например, теплоотдача в условиях вынужденной конвекции описывается уравнением

$$Nu = C \cdot Re^n \cdot Pr^m, \quad (2)$$

а в условиях свободной конвекции:

$$Nu = C \cdot (Gr \cdot Pr)^n. \quad (3)$$

В уравнениях (2), (3),  $Nu$  – критерий Нуссельта, который служит для определения коэффициента теплоотдачи  $\alpha_k$ :

$$\alpha_k = \frac{Nu \cdot \lambda}{l}. \quad (4)$$

Понятие о критериях подобия, входящих в уравнения (2), (3), вводится при помощи специальной теории, называемой теорией подобия.

Наименование критерия	Формула	Что характеризует
1. Критерий Нуссельта	$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}$	Интенсивность теплообмена на границе стенка–жидкость
2. Критерий Рейнольдса	$Re = \frac{w \cdot l}{\nu}$	Соотношение сил инерции и сил вязкости в потоке жидкости
3. Критерий Грасгофа	$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot l^3}{\nu^2}$	Соотношение подъемных сил и вязкости
4. Критерий Прандтля	$Pr = \frac{\nu}{a}$	Физические свойства жидкости

В критериях Нуссельта, Грасгофа, Рейнольдса содержится величина, называемая определяющим линейным размером  $l$ . Выбор этого размера для каждого конкретного случая производится так, чтобы был учтен тот путь, который проходит нагреваемый (охлаждаемый) теплоноситель около поверхности. Например, воздух вдоль вертикальной трубы проходит путь, равный длине трубы, а горизонтальную трубу воздух обтекает по диаметру. Значит, в первом случае  $l = L$  трубы, а во втором  $l = d$ .

В упомянутые критерии подобия входят также свойства теплоносителя:  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности,  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости и  $\beta$  – коэффициент объемного расширения. Эти параметры, а также критерий  $Pr$  выбираются из таблиц физических свойств теплоносителей по температуре. Коэффициент объемного расширения для воздуха может также определяться из выражения:

$$\beta = \frac{1}{T_m} = \frac{1}{t_m + 273}; \quad (5)$$

$$t_m = \frac{t_f + t_w}{2}, \quad (6)$$

где  $t_f$  – температура воздуха вдали от поверхности трубы;  $t_w$  – температура поверхности трубы.

Следует отметить, что количество тепла  $Q$ , передаваемое трубой в окружающее пространство, определяется по мощности, потребляемой

электронагревателем. Это количество тепла передается окружающей среде путем конвекции и радиации (излучения).

### Коэффициенты в критериальных уравнениях

$(Gr \cdot Pr)_m$	C	n
Для вертикальной стенки		
от $10^3$ до $10^9$	0,54	0,25
от $10^9$ до $10^{15}$	0,15	0,33
Для горизонтальной трубы		
от $10^{-3}$ до $10^3$	1,18	0,125
от $10^3$ до $10^9$	0,5	0,25

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha_K$  вычисляется (для последующего определения критерия Нуссельта) по доле конвективной составляющей теплового потока:

$$\alpha_K = \frac{Q_K}{(t_w - t_f) \cdot F}. \quad (7)$$

В свою очередь, конвективная составляющая теплового потока  $Q_K$  определяется как полный тепловой поток за вычетом радиационной составляющей  $Q_{II}$

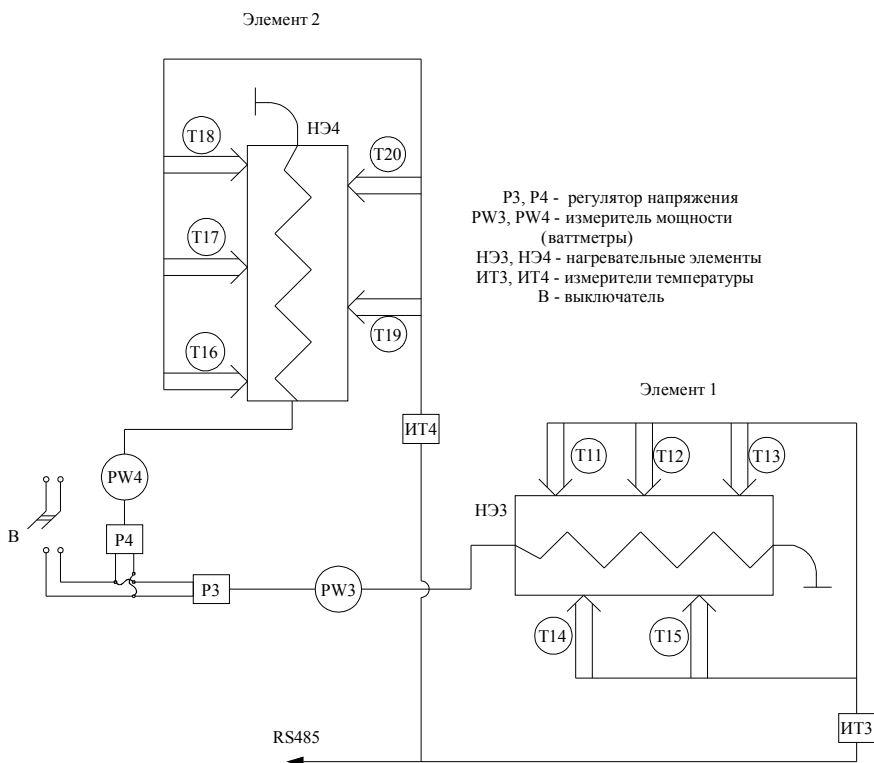
$$Q_K = Q - Q_{II}; \quad (8)$$

$$Q_{II} = \varepsilon_1 \cdot C_0 \cdot \left[ \left( \frac{T_w}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_f}{100} \right)^4 \right] \cdot F, \quad (9)$$

где  $\varepsilon_1$  – степень черноты поверхности полированной трубы ( $\varepsilon_1 = 0,1$ );  $C_0 = 5,67 \text{ Вт/м}^2\text{К}^4$  – коэффициент излучения абсолютно черного тела. Необходимо вычислить коэффициент теплоотдачи  $\alpha_K$  по классическому уравнению (7) и сравнить его с опытом.

### Описание экспериментальной установки

Принципиальная схема экспериментальной установки изображена на рис. 1. Исследуемые тела представляют собой трубы (элементы № 1 и № 2), выполненные из одинакового материала (полированная сталь). Одна труба расположена горизонтально, а другая – вертикально. Внутри труб размещены электронагреватели из нихромовой проволоки, служащие источником тепла. Тепловой поток распределяется равномерно по длине трубы. При стационарном режиме все тепло, выделяемое электронагревателем, передается через поверхность трубы в окружающую среду. Тепловой поток  $Q$  с поверхности трубы определяется по расходу электроэнергии. Потребляемая мощность электроэнергии регулируется автотрансформаторами Р3 и Р4 и измеряется ваттметрами РW3 и РW4.



*Рис. 1. Схема экспериментальной установки*

Элементы 1, 2 выполнены из нержавеющей полированной стальной трубы, наружным диаметром  $d = 40$  мм и длиной (высотой) трубы 470 мм.

### **Порядок проведения работы**

Опыт проводится (после изучения устройства опытной установки и ознакомления с измерительной схемой) в следующем порядке.

Включить стенд автоматическим выключателем QF1 «Сеть». Загорится индикатор включенного состояния стенда. Выключателями SA3, SA4 включаются электрические нагреватели НЭ1 (3), НЭ2 (4) элементов 1, 2 и регулятором напряжения P3, P4 устанавливается определенное значение мощности, одинаковое для элементов 1 и 2. Значение мощности определяется ваттметром PW3, PW4.

В первом режиме мощность устанавливается в пределах от 30 до 50 Вт. По достижении установившегося теплового режима, при котором показания измерительных приборов сохраняются неизменными,

производится запись показаний приборов в протокол (табл. 1) через равные промежутки времени между замерами (3 мин.).

По заданию преподавателя могут проводиться опыты при других значениях потребляемой мощности элементов.

Таблица 1

### Протокол показаний приборов

Наименование величин	Режим 1								Режим 2							
	Элемент 1				Элемент 2				Элемент 1				Элемент 2			
	Замеры	1	2	3	Замеры	1	2	3	Замеры	1	2	3	Замеры	1	2	3
Тепловой поток $Q$ , Вт																
Температуры поверхности элементов труб	11				16				11				16			
	12				17				12				17			
	13				18				13				18			
	14				19				14				19			
	15				20				15				20			
Средние значения температуры поверхности элементов $t_w$ , °C																
Температуры окружающего воздуха $t_f$ , °C																

Расчет коэффициентов конвективной теплоотдачи для элемента 1 (горизонтальная труба) и 2 (вертикальная труба) производится по табл. 2.

По результатам расчета произвести сравнение опытного коэффициента теплоотдачи  $\alpha_K$  с расчетным  $\alpha_p$ .

### Оценки погрешности измерения

Максимальная погрешность измерения среднего коэффициента теплоотдачи определяется формулой

$$\frac{\Delta\alpha}{\alpha} = \frac{\Delta Q}{Q} + \frac{\Delta t_w + \Delta t_f}{t_w - t_f} + \frac{\Delta d}{d} + \frac{\Delta l}{l}.$$

Здесь  $\Delta$  отображает абсолютные погрешности применения отдельных величин.

Таблица 2

## Расчетные коэффициенты конвективной теплоотдачи для элемента

Наименование величин		Расчетные формулы	Режим 1		Режим 2	
			Элемент 1	Элемент 2	Элемент 1	Элемент 2
Температура поверхности трубы	$\overline{t_w}$	–				
Температура окр. среды	$t_f$	–				
Тепловой поток	$Q$	–				
Поверхность трубы	$F$	$F = \pi dl$				
Величина лучистого теплового потока	$Q_{II}$	$Q_{II} = \varepsilon_1 \cdot C_0 \cdot \left[ \left( \frac{T_w}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_f}{100} \right)^4 \right] \cdot F$				
Конвективная составляющая теплового потока						
Коэффициент теплоотдачи опытный	$\alpha_K$	$\alpha_K = \frac{Q_K}{(\overline{t_w} - t_f) \cdot F}$				
Определение температуры	$t_m$	$t_m = \frac{t_f + \overline{t_w}}{2}$				
Коэффициент кинематической вязкости	$\nu_m$					
Критерий Прандтля	$Pr_m$	–				
Коэффициент теплопроводности	$\lambda_m$	–				
Коэффициент объемного расширения	$\beta$	$\beta = \frac{1}{T_m}$				
Критерий Нуссельта	$Nu$	$Nu = \frac{\alpha_K \cdot l}{\lambda_m}$				
Критерий Грасгофа	$Gr$	$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (\overline{t_w} - t_f) \cdot l^3}{\nu_m^2}$				
Произведение ( $Gr \cdot Pr$ )	–	–				
Расчетный критерий Нуссельта	$Nu_m$	$Nu_m = C \cdot (Gr \cdot Pr)_m^n$				
а) показатель	n					
б) постоянная выбирается из табл. на с. 23	C					
Коэффициент теплоотдачи (расчетный)	$\alpha_P$	$\alpha_P = \frac{Nu_m \cdot \lambda_m}{l}$				

### ***Контрольные вопросы***

1. Какие факторы влияют на коэффициент теплоотдачи при естественной конвекции?
2. Можно ли интенсифицировать теплообмен при естественной конвекции?
3. Как влияют физические свойства теплоносителя на теплообмен при естественной конвекции?
4. Можно ли вычислить критический диаметр цилиндрической стенки, не учитывая условий теплообмена ее внешней поверхности с окружающей средой?



### 2.3. Лабораторные работы №№ 5, 6 (8 часов)

#### Определение коэффициента излучения и степени черноты поверхности тела (окрашенной меди и полированной стали) и определение зависимости степени черноты поверхности от температуры поверхности

##### Требования к технике безопасности

Перед началом работы ознакомиться с инструкциями по технике безопасности и пожарной безопасности, имеющимися в лаборатории.

Перед началом работы внимательно ознакомьтесь с порядком выполнения лабораторной работы.

Включать установку можно только с разрешения преподавателя.

Не загромождайте рабочее место оборудованием, не относящимся к работе.

##### **ЦЕЛЬ РАБОТЫ:**

1.1 Ознакомление с методикой проведения экспериментов по определению степени черноты поверхности тела.

1.2 Развитие навыков проведения экспериментов.

##### **ЗАДАНИЕ:**

2.1. Определить степень черноты  $\varepsilon$  и коэффициент излучения  $\rho$  поверхностей 2-х различных материалов – окрашенной меди (**лабораторная работа № 5**) – и полированной стали (**лабораторная работа № 6**).

2.2. Установить зависимость изменения степени черноты от температуры поверхности.

2.3. Сравнить значение степени черноты окрашенной меди и полированной стали между собой.

#### *Теоретическое введение*

Тепловое излучение представляет собой процесс переноса тепловой энергии посредством электромагнитных волн. Количество тепла, передаваемого излучением, зависит от свойства излучающего тела и его температуры и не зависит от температуры окружающих тел.

В общем случае тепловой поток, попадающий на тело, частично поглощается, частично отражается и частично проходит сквозь тело (рис. 1).

Тепловой поток  $Q$ , падающий на тело:

$$Q = Q_A + Q_R + Q_D, \quad (1)$$

где  $Q_A$  – количество тепла, поглощаемого телом;  $Q_R$  – количество тепла, отражаемого телом;  $Q_D$  – количество тепла, проходящего сквозь тело.

Делим правую и левую части на тепловой поток:

$$1 = \frac{Q_A}{Q} + \frac{Q_R}{Q} + \frac{Q_D}{Q} = A + R + D. \quad (2)$$

Величины  $A, R, D$  называются соответственно: поглощательной, отражательной и пропускательной способностью тела.

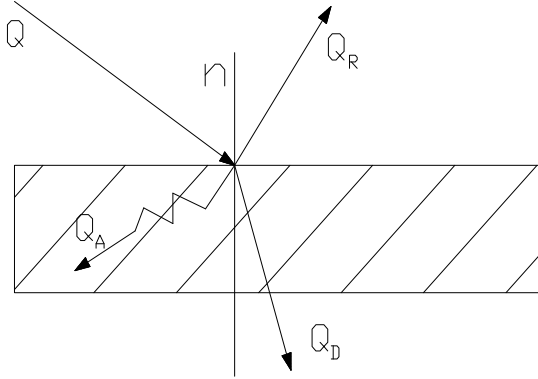


Рис. 1. Схема распределения лучистой энергии

Если  $R=D=0$ , то  $A=1$ , т. е. весь тепловой поток, падающий на тело, поглощается. Такое тело называется *абсолютно черным*.

Тела, у которых  $A=D=0$ ,  $R=1$  (т. е. весь тепловой поток, падающий на тело, отражается от него), называются *белыми*. При этом если отражение от поверхности подчиняется законам оптики, тела называют *зеркальными*, если отражение диффузное – *абсолютно белыми*.

Тела, у которых  $A=R=0$ ,  $D=1$ , (т. е. весь тепловой поток, падающий на тело, проходит сквозь него), называются *диатермичными*, или *абсолютно прозрачными*.

Абсолютных тел в природе не существует, однако понятие о таких телах очень полезно, особенно об абсолютно черном теле, т. к. законы, управляющие его излучением, особенно просты, потому что никакое излучение не отражается от его поверхности.

Кроме того, понятие абсолютно черного тела дает возможность доказать, что в природе не существует таких тел, которые излучают больше тепла, чем черные.

Например, в соответствии с законом Кирхгофа, отношение излучательной способности тела  $E$  и его поглощательной способности  $A$  одинаково для всех тел и зависит только от температуры:

$$\frac{E_1}{A_1} = \frac{E_2}{A_2} = \frac{E_3}{A_3} = \dots = \frac{E_0}{A_0} = const. \quad (3)$$

Поглощательная способность абсолютно черного тела  $A_0 = 1$ , а  $A_1$  и  $A_2$  и т. д. всегда меньше 1, поэтому из закона Кирхгофа следует, что предельной излучательной способностью  $E_0$  обладает абсолютно черное тело. Поскольку в природе абсолютно черных тел нет, то вводится понятие серого тела, его степени черноты  $\varepsilon$ , представляющее собой отношение излучательной способности серого и абсолютно черного тела:

$$\varepsilon = \frac{E}{E_0}.$$

Следуя закону Кирхгофа и учитывая, что  $A_0 = 1$ , можно записать  $\frac{E}{A} = E_0$ , откуда  $A = \varepsilon$ , т. е. *степень черноты характеризует как относительную излучательную, так и поглощательную способность тела*. Основным законом излучения, отражающим зависимость интенсивности излучения  $E_0$ , отнесенную к этому диапазону длин волн (монохроматическое излучение), является закон Планка:

$$E_0 = c_1 \lambda^{-5} \left( e^{\frac{c_2}{T\lambda}} - 1 \right)^{-1}, \quad (4)$$

где  $\lambda$  – длина волн, [м];  $C_1 = 3,74 \cdot 10^{-16} \text{ вт} \cdot \text{м}^2$ ,  $C_2 = 1,4338 \cdot 10^{-2} \text{ м} \cdot \text{К}$ ;  $C_1$  и  $C_2$  – первая и вторая постоянные Планка.

На рис. 2 это уравнение представлено графически.

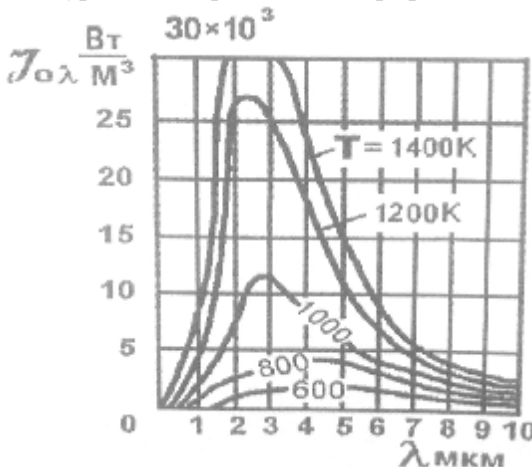


Рис. 2. Графическое представление закона Планка

Как видно из графика, абсолютно черное тело излучает при любой температуре в широком диапазоне длин волн. С возрастанием температуры максимум интенсивности излучения смещается в сторону более коротких волн. Это явление описывается законом Вина:

$$\lambda_{\max} T = 2,898 \cdot 10^{-3} \text{ м} \cdot \text{К}, \quad (5)$$

где  $\lambda_{\max}$  – длина волны, соответствующая максимуму интенсивности излучения.

При значениях  $\lambda T \gg C_2$  вместо закона Планка можно применять закон Рэлея–Джинса, который носит кроме того название «закон длинноволнового излучения»:

$$E_0 \lambda = \frac{C_1 T}{C_2 \lambda}. \quad (6)$$

Интенсивность излучения, отнесенная ко всему интервалу длин волн от  $\lambda = 0$  до  $\lambda = \infty$  (интегральное излучение), можно определить из закона Планка путем интегрирования:

$$E_0 \int_0^{\infty} E_0 \lambda d\lambda = \int_0^{\infty} C_1 \cdot \lambda^{-5} \left( e^{\frac{C_2}{T \cdot \lambda}} - 1 \right)^{-1} d\lambda = \sigma_0 \cdot T^4 = C_0 \left( \frac{T}{100} \right)^4, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}, \quad (7)$$

где  $C_0 = 5,67 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$  – коэффициент излучения абсолютно черного тела. Выражение носит название закона Стефана–Больцмана, который был установлен Больцманом. Для серых тел закон Стефана–Больцмана записывают в виде:

$$E = C_0 \varepsilon \left( \frac{T}{100} \right)^4 = C \left( \frac{T}{100} \right)^4, \quad (8)$$

где  $C = C_0 \varepsilon$  – излучательная способность серого тела.

Теплообмен излучением между двумя поверхностями определяется на основании закона Стефана–Больцмана и имеет вид:

$$Q_{II} = E = C_0 \varepsilon_{II} F_1 \left[ \left( \frac{T_w}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_f}{100} \right)^4 \right]. \quad (9)$$

Если  $F_1 \ll F_2$ , то приведенная степень черноты становится равной степени черноты поверхности  $\varepsilon_1$ , т. е.  $\varepsilon_{II} = \varepsilon_1$ . Это обстоятельство положено в основу метода определения излучательной способности и степени черноты серых тел, имеющих незначительные размеры по

сравнению с телами, обменивающимися между собой лучистой энергией:

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left( \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)}; \quad (10)$$

$$\varepsilon = \frac{Q_H}{C_0 F \left[ \left( \frac{T_w}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_f}{100} \right)^4 \right]}. \quad (11)$$

Как видно из формулы (11), определения степени черноты и излучательной способности  $C$  серого тела, необходимо знать температуру поверхности  $T_w$  испытуемого тела, температуру  $T_f$  окружающей среды и лучистый тепловой поток с поверхности тела  $Q_H$ . Температуры  $T_w$  и  $T_f$  могут быть замерены известными способами. А лучистый тепловой поток определяется из следующих соображений.

Распространение тепла с поверхности тел в окружающее пространство происходит посредством излучения и теплоотдачи при свободной конвекции. Полный поток  $Q$  с поверхности тела, таким образом, будет равен

$$Q = Q_H + Q_K, \text{ откуда } Q_H = Q - Q_K,$$

где  $Q_K$  – конвективная составляющая теплового потока, которая может быть определена по закону Ньютона–Рихмана:

$$Q_K = \alpha_K F (t_w - t_f). \quad (12)$$

В свою очередь, коэффициент теплоотдачи  $\alpha_K$  может быть определен из выражения

$$\alpha_K = \frac{Nu_m \lambda_m}{d}, \quad (13)$$

$$\text{где } Nu = c(Gr \cdot Pr)_m^n = 0,5(Gr \cdot Pr)_m^{0,25}.$$

Определяющей температурой в этих выражениях является температура пограничного слоя:

$$t_m = \frac{\bar{t}_w + t_f}{2}.$$

### ***Описание экспериментальной установки***

Экспериментальная установка, принципиальная схема которой изображена на рис. 3, предназначена для определения степени черноты двух тел – окрашенной медной трубы (элемент 1) и полированной стальной трубы (элемент 2).

Медная и алюминиевая трубы имеют одинаковые размеры: диаметр трубы  $d = 40$  мм, длина труб  $l = 470$  мм.

В элементах 1 и 2 предусмотрена тепловая защита торцевых поверхностей. Температура поверхности элементов измеряется с помощью термпар Т1, Т2 и т. д. (рис. 3).

Электронагреватели подключены к источнику переменного тока через регуляторы напряжения Р1, Р2. Мощность, потребляемая электронагревателями (тепловой поток  $Q$ ), определяется по ваттметрам РW1, РW2.

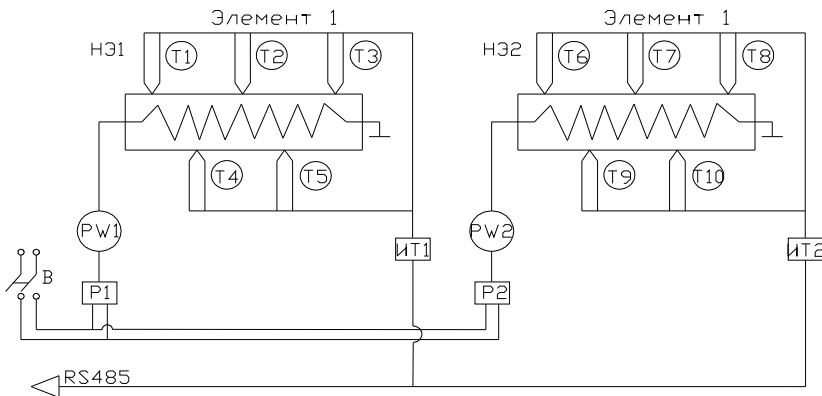


Рис. 3. Схема экспериментальной установки

Условные обозначения: В – включатель; Р1, Р2 – регуляторы напряжения; РW1, РW2 – измерители мощности (ваттметры); НЭ1, НЭ2 – нагревательные элементы; ИТ1, ИТ2 – измерители температуры; Т1, Т2 и т. д. – термодатчики

### **Проведение опытов и обработка результатов измерений**

Опыты проводятся (после изучения устройства опытной установки и ознакомления с измерительной схемой) в следующем порядке. Включателем В включаются электрические нагревательные элементы НЭ1, НЭ2 и регуляторами напряжения Р1, Р2 устанавливается значение мощности (тепловой поток), определенное по показаниям ваттметров РW1, РW2. В первом режиме мощность устанавливается в пределах от 30 до 50 Вт. По достижении установившегося теплового режима, при котором показания измерительных приборов сохраняются неизменными во времени, производится запись показаний приборов в протокол (табл. 1) через равные промежутки времени между замерами (3 мин.).

Другие режимы задаются преподавателем. Результаты расчетов сводятся в табл. 2. По результатам расчетов производится сравнение степени черноты поверхности окрашенной меди (элемент 1) и полированной стали (элемент 2) с табличными значениями из литературы.

Таблица 1

### Результаты измерений

Наименование величин	Режим 1												Режим 2											
	Элемент 1				Элемент 2				Элемент 1				Элемент 2											
	Замеры	1	2	3	Замеры	1	2	3	Замеры	1	2	3	Замеры	1	2	3								
Тепловой поток, $Q$ , Вт																								
Температуры поверхности элементов труб	1				6				1				6											
	2				7				2				7											
	3				8				3				8											
	4				9				4				9											
Средние значения температуры поверхности элементов $\overline{t_w}$ , °C																								
Температуры окружающего воздуха $t_f$ , °C																								

### Оценка погрешности измерения

Оценка погрешности проводится по максимальной относительной погрешности измерения. В рассматриваемом случае максимальная погрешность определения степени черноты поверхности тела будет:

$$\frac{\Delta \varepsilon}{\varepsilon} = \frac{\Delta Q}{Q} + \frac{4(\Delta \overline{T}_w + \Delta T_f)}{\overline{T}_w^4 - T_f^4} + \frac{\Delta d}{d} + \frac{\Delta l}{l}$$

Таблица 2

### Результаты расчетов

№	Наименование величины	Определение величин и расчетные соотношения	Первый режим	
			Элемент 1	Элемент 2
1.	Критерий Грасгофа	$Gr_m = \frac{\beta_f \cdot g \cdot \Delta t \cdot d^3}{\nu_m^2}$		

A.	Коэффициент объемного расширения	$\beta_m = \frac{1}{T_m} = \frac{1}{t_m + 273}$		
B.	Определяющая температура	$t_m = \frac{\bar{t}_w + t_f}{2}$		
C.	Температурный напор	$\Delta t = t_w - t_f$		

Окончание таблицы 2

D.	Коэффициент кинематической вязкости воздуха	$\nu_m$		
2.	Критерий Нуссельта	$Nu = c(Gr \cdot Pr)_m^n$		
A.	Критерий Прандтля	$Pr_m$		
B.	Коэффициенты, выбираются из л. р. № 2	c		
		n		
3.	Поверхность трубы	$F = \pi dl$		
4.	Коэффициент теплоотдачи	$\alpha_K = \frac{Nu_m \lambda_m}{d}$		
A.	Коэффициент теплопроводности воздуха	$\lambda_m$		
5.	Конвективная составляющая теплового потока	$Q_K = \alpha_K F(t_w - t_f)$		
6.	Величина лучистого теплового потока	$Q_{II} = Q - Q_K$		
7.	Степень черноты	$\varepsilon = \frac{Q_{II}}{C_0 F \left[ \left( \frac{T_w}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_f}{100} \right)^4 \right]}$		
8.	Коэффициент излучения	$C = C_0 \varepsilon$		

### Контрольные вопросы

1. Может ли тело поглощать больше лучистой энергии, чем излучать?
2. Может ли отраженный лучистый поток быть больше падающего лучистого потока?
3. Всегда ли тело, температура которого выше окружающей среды, излучает энергии больше, чем поглощает?
4. Может ли возрастать спектральная плотность потока излучения при увеличении длины волны излучения?



5. Может ли собственное излучение тела быть меньше отраженного этим телом излучения?

6. Может ли собственное излучение тела быть больше поглощенного этим телом излучения?

7. Может ли собственное излучение тела быть больше эффективного излучения этого тела?

## 2.4. Лабораторная работа № 7 (4 часа)

### Теплоотдача при вынужденном движении воздуха в трубе

**ЦЕЛЬ РАБОТЫ:** определение локальных и среднего значения коэффициента теплоотдачи при движении воздуха в трубе.

**ЗАДАЧИ РАБОТЫ:**

1. Исследование влияния скорости воздуха на коэффициент теплоотдачи  $\alpha$ .
2. Определение длины участка тепловой стабилизации, исходя из экспериментальных данных.
3. Оценка погрешности измерений.

#### *Общие сведения*

Конвективный теплообмен, возникающий под действием внешних сил, называется вынужденной конвекцией.

При малых скоростях движения жидкости и больших перепадах температур теплота переносится как за счет естественной, так и вынужденной конвекции. В случае, если скорости движения теплоносителя достаточно велики, а температурные перепады незначительны – влиянием свободной конвекции на суммарный теплообмен можно пренебречь.

Интенсивность теплоотдачи конвекцией зависит от характера течения жидкости в пограничном слое. Различают режимы: устойчивый ламинарный ( $Re < 2 \cdot 10^3$ ), переходной ( $2 \cdot 10^3 < Re < 10^4$ ) и развитый турбулентный ( $Re > 10^4$ ).

При ламинарном режиме течения жидкости, когда линии тока параллельны теплоотдающей поверхности, интенсивность теплообмена невелика, слабо зависит от скорости потока, но сильно изменяется при изменении теплофизических свойств теплоносителя.

При турбулентном режиме течения жидкости возникает интенсивное поперечное перемещение теплоносителя, что вызывает интенсивный теплообмен на теплоотдающей поверхности.

При вынужденном течении жидкости в трубах стабилизированное течение, т. е. вполне определенное распределение скорости и температуры, имеет место на достаточном удалении от входа. На этом участке теплоотдача зависит от скорости, диаметра трубы, физических свойств теплоносителя. На начальном участке, где имеет место нестабилизированное течение, процесс теплоотдачи отличается большой сложностью и коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  резко изменяется по длине трубы.

Обобщение большого числа опытных данных дает следующую критериальную зависимость для расчета коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  от стенки трубы к текущему в ней теплоносителю на участке стабилизированного течения:

$$Nu_{жс} = 0,021 Re_{жс}^{0,8} Pr_{жс}^{0,43} \left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25} \quad (1)$$

При вынужденном турбулентном течении воздуха в трубе поправкой  $\left( \frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25}$  можно пренебречь [1].

В так называемой переходной области теплоотдача может быть рассчитана по следующей зависимости:

$$Nu_{жс} = f(Re_{жс}) Pr_{жс}^{0,48}, \quad (2)$$

где  $f(Re_{жс})$  – функция, зависящая от  $Re_{жс}$  :

$Re_{жс}$	2300	2500	3000	3500	4000	5000	6000	7000	8000	9000	$> 10^4$
$f(Re_{жс})$	3,6	4,9	7,5	10	12,2	16,5	20	24	27	30	$0,021 Re_{жс}^{0,8}$

При вычислении критериев подобия  $Nu_{жс} = \alpha d / \lambda_{жс}$ ,  $Re_{жс} = \bar{w} d / \nu_{жс}$ ,  $Pr_{жс} = \nu_{жс} / \alpha_{жс}$ , входящих в уравнения (1) и (2), в качестве определяющего размера принимают внутренний диаметр трубы  $d$ , а в качестве определяющей температуры – среднюю температуру жидкости  $t_{жс}$ ;  $\bar{w}$  – средняя скорость, м/с.

### Описание экспериментальной установки

Рабочий участок установки (рис. 1) представляет собой трубку 2 из нержавеющей стали (размеры ее указаны на рисунке). Один конец трубки соединен с атмосферой, а другой – шлангом с центробежным вентилятором. Опоры 1 и 3, в которых закреплена трубка, изготовлены из фторопласта. Они тепло- и электроизолируют трубку 2 от остальных элементов конструкции. На концах трубки припаяны медные шайбы, к которым от понижающего трансформатора подводится электрический ток низкого напряжения для нагревания рабочего участка.

Электрическое сопротивление трубки составляет 0,0344 Ом.

На рис. 2 показана схема измерений. В реальной схеме напряжение в цепи нагревателя регулируется автотрансформатором ЛАТР-2М и регистрируется цифровым щитовым вольтметром. Температура стенки трубки измеряется десятью термопарами тхк 1-10, горячие спаи которых припаяны к ее наружной поверхности. Термопарами 11 и 12 измеряется

температура на входе и выходе из трубки соответственно. Координаты горячих спаев термопар, отсчитываемые от входа, приведены ниже:

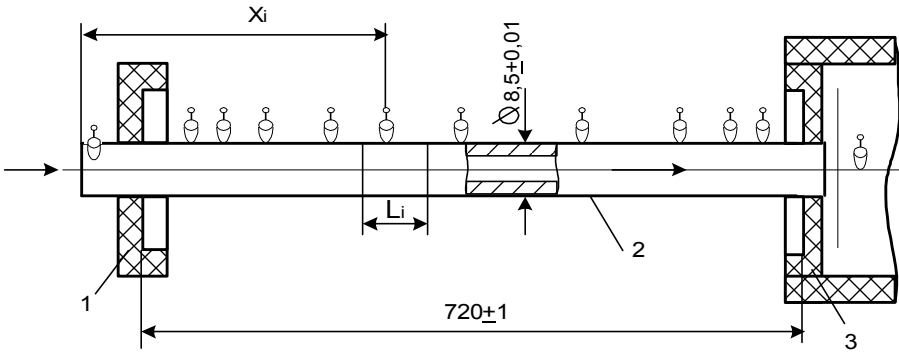


Рис. 1. Рабочий участок установки мм-3

$i$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$x_i$	25	45	85	155	250	370	490	610	695	715
$l_i$	25	30	55	82,5	107,5	120	120	102,5	52,5	25

здесь  $i$  – номер термопары;  $x_i$  – координата горячего спаея;  $l_i$  – длина участка трубы, соответствующего  $i$ -термопаре (см. рис. 1).

Номера термопар, указанные на схеме измерений, соответствуют позициям 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-Прандтля в комплекте с дифференциальным манометром 1б, измеряющим динамический напор  $\Delta H$ . С помощью второго дифманометра 4б измеряется падение давления  $\Delta p$  на рабочем участке.

Регулирование скорости воздуха осуществляется изменением частоты вращения электродвигателя вентилятора регулятором напряжения.

Математическая модель установки, представленная в компьютерном варианте (см. работу программы mmtp005k), повторяет все перечисленные элементы реальной экспериментальной установки. Данные по динамическому напору  $\Delta H$  и перепаду давления на рабочем участке  $\Delta p$  представлены в Па, падение напряжения, В, показания термопар, °С.

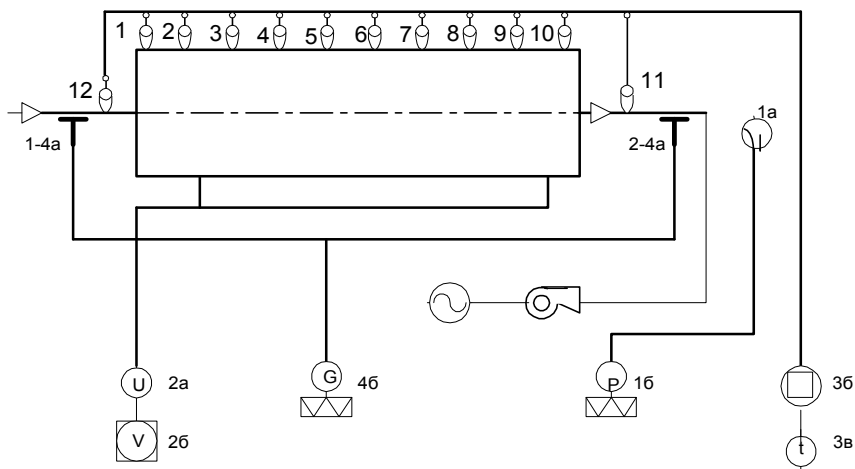


Рис. 2. Схема измерений

### Методика расчета

Для представления полученных экспериментальных данных в критериальной форме необходимо:

1. Определить тепловой поток  $q$  (Вт) на рабочем участке по формуле

$$q = \frac{u^2}{r_s}, \quad (3)$$

где  $u$  – напряжение, заданное на рабочем участке трубы;  $r_s$  – сопротивление рабочего участка, Ом.

2. Подсчитать массовый расход воздуха по показаниям трубки Пито-Прандтля:

$$m = \xi f \sqrt{2\rho\Delta H}, \quad (4)$$

где  $\Delta H$  – динамический напор, измеряемый трубкой Пито-Прандтля, Па;  $f$  – поверхность трубки, м<sup>2</sup>;  $\rho = \frac{p}{r(t_{11} + 273)}$  – плотность воздуха в измерительном сечении, кг/м<sup>3</sup>;  $p = b - \Delta p$  – абсолютное давление воздуха в измерительном сечении, Па;  $b$  – барометрическое давление, Па;  $\Delta p$  – падение давления на рабочем участке, Па;  $r = 287$  Дж/(кг·К) – газовая постоянная воздуха;  $\xi = 0,96$  – коэффициент, полученный по результатам градуировки расходомерного устройства.

3. Учитывая, что при нагреве рабочего участка в условиях  $q_{cm} = \text{const}$  температура жидкости по длине трубки  $x$  изменяется по

линейному закону, определить среднюю температуру жидкости по формуле

$$t_{жс} = 0,5(t_{11} + t_{12}). \quad (5)$$

4. Подсчитать среднюю плотность жидкости:

$$\rho_{жс} = \frac{p}{r(t_{жс} + 273)}, \quad (6)$$

где  $p \approx b$  – среднее абсолютное давление жидкости по длине рабочего участка, Па.

5. Вычислить значения температурного напора в сечениях трубки с координатами  $x_i$  ( $i = 1, 2, \dots, 10$ ):

$$\Delta t_i = (t_{cti} - t_{12}) - \frac{(t_{11} - t_{12})}{730} x_i, \quad (7)$$

где  $x_i$  – координаты горячих спаев термопар, м;  $t_{12} \approx t_{oc}$ , °C;  $t_{oc}$  – температура окружающей среды, °C.

6. Определить локальные значения коэффициента теплоотдачи по формуле

$$\alpha_i = \frac{q - q_n}{\Delta t_i \pi d l}, \quad (8)$$

где  $q_n$  – потери теплоты с наружной поверхности рабочего участка в окружающую среду за счет свободной конвекции, излучения и торцевых потерь; подсчитывается по формуле:

$$q_n = k(\bar{t}_{ct} - t_{12}), \quad (9)$$

где  $\bar{t}_{ct} = \left( \sum_{i=1}^{10} t_{cti} \right) / 10$  – средняя температура стенки, °C;  $k = 0,18$  – коэффициент, определенный опытным путем.

7. Подсчитать среднее значение коэффициента теплоотдачи по формуле:

$$\bar{\alpha} = \sum_{i=2}^9 \alpha_i L_i / \sum_{i=2}^9 L_i. \quad (10)$$

При определении среднего значения коэффициента теплоотдачи значения  $\alpha_1$  и  $\alpha_{10}$  вследствие влияния утечек теплоты с торцов рабочего участка исключаются из рассмотрения.

8. По полученным локальным значениям коэффициента теплоотдачи определить основной участок трубы (участок

стабилизированного течения), где коэффициент теплоотдачи  $\alpha_i$  перестает зависеть от условий на входе в трубу.

9. Подсчитать значения коэффициентов теплоотдачи  $\alpha$  на основном участке трубы по зависимости (2), в которой число Рейнольдса определяется по массовому расходу  $m$  и средней плотности жидкости  $\rho_{ж}$ :

$$Re_{ж} = \bar{w}d/v_{ж} = 4m/(\pi\rho_{ж}v_{ж}d), \quad (11)$$

и сравнить полученные результаты с экспериментальными значениями  $\alpha$ .

10. Построить график зависимости (1) в логарифмических координатах  $lg(Nu_{ж})$ ,  $lg(Re_{ж})$ , на который нанести полученные экспериментальные значения, соответствующие основному участку трубы для исследованных режимов.

### ***Порядок выполнения работы***

1. Убедитесь, что все системы измерений находятся в исходном варианте.

2. Включить центробежный вентилятор (см. схему), установив с помощью реостата первоначальный перепад давления  $\Delta h = 200$  Па.

3. Подать напряжение на рабочий участок исследуемой трубы, для чего нажать клавишу  $k$ .

4. Установить падение напряжения на рабочем участке трубы  $u = 1,1$  В.

5. Измерить динамический напор  $\Delta h$ , показываемый трубкой Пито-Прандтля.

6. Записать показания всех 12 термопар, шкала которых градуирована в °С (клавиши  $\langle 1-9 \rangle$ ,  $\langle A \rangle$ ,  $\langle B \rangle$ ,  $\langle C \rangle$ ).

7. Установить с помощью реостата (клавиша  $\langle f \rangle$ ) перепад давления = 400 Па.

8. Записать показания динамического напора и показания всех 12 термопар.

9. Повторить измерения при  $\Delta h = 800$  и 1600 Па.

10. Установить с помощью реостата (клавиша  $\langle d \rangle$ ) падение напряжения  $u = 1,3$  В.

11. Снять показания динамического напора  $\Delta p$  и показания термопар при  $\Delta h$  соответственно 200, 400, 800, 1600 Па.

12. Повторить опыты при падении напряжения  $u = 1,5$  и 1,7 В.

13. Снятые показания свести в сводную таблицу измерений. По окончании опыта снять напряжение с рабочего участка (клавиша < X >), отключить вентилятор (клавиша < Y >). В случае выхода из программы нажмите < esc >, в случае продолжения работы нажмите < enter >.

### Результаты исследований и расчетов

n	$\Delta p$ , Па	$\Delta h$ , Па	u, В	Температура, °С													
				T <sub>1</sub>	T <sub>2</sub>	T <sub>3</sub>	T <sub>4</sub>	T <sub>5</sub>	T <sub>6</sub>	T <sub>7</sub>	T <sub>8</sub>	T <sub>9</sub>	T <sub>10</sub>	T <sub>11</sub>	T <sub>12</sub>		
I																	
II																	
III																	
IV																	

### Оценка погрешности измерений

Относительная среднеквадратичная погрешность косвенного измерения коэффициента теплоотдачи в соответствии с (3), (8) и (10) будет равна

$$\frac{\Delta\alpha}{\alpha} 100 = \pm 100 \left[ \left( \frac{2\Delta U}{U} \right)^2 + \left( \frac{\Delta R_s}{R_s} \right)^2 + \left( \frac{\Delta d}{d} \right)^2 + \left( \frac{\Delta L}{L} \right)^2 + \left( \frac{\Delta t_{ct}}{t_{ct} - t_{эс}} \right)^2 + \left( \frac{\Delta t_{эс}}{t_{ct} - t_{эс}} \right)^2 \right]^{0,5}. \quad (12)$$

Предельные относительные погрешности измерения физических величин, входящих в уравнение (12), определяются по классу точности измерительных приборов.

### Контрольные вопросы

1. Может ли поправочный множитель  $(Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25}$ , учитывающий изменение температуры по толщине пограничного слоя, зависеть от значения и направления теплового потока через слой?

2. Зависит ли толщина вязкого подслоя при турбулентном течении от кинематического коэффициента вязкости?



3. Верно ли, что  $Nu_{жк}$  при турбулентном течении вдоль пластины увеличивается с увеличением скорости обтекания?

4. Являются ли коэффициенты теплоотдачи, вычисляемые по эмпирической формуле, средними значениями коэффициента теплоотдачи по длине пластины?

## 2.5. Лабораторная работа № 8 (4 часа)

### Исследование работы теплообменного аппарата методом математического моделирования

**ЦЕЛЬ РАБОТЫ:** исследование рекуперативного теплообменника при разных схемах включения и на различных режимах его работы.

**ЗАДАЧИ РАБОТЫ:**

1. Определить тепловой поток рекуперативного теплообменника.
2. Определить коэффициенты теплопередачи.
3. Определить тепловую эффективность.
4. Определить числа переноса единиц теплоты на каждом из режимов.

#### *Основные положения*

Теплообменными аппаратами называются устройства, предназначенные для передачи теплоты от одной среды к другой. Разновидностью теплообменных аппаратов являются рекуперативные теплообменники, или рекуператоры [1].

В рекуператорах горячая и холодная среды с различными температурами текут в пространстве, разделенном стенкой. Теплообмен происходит за счет конвективной теплоотдачи, а если одна из сред является излучающим газом, то и за счет теплового излучения. Примером таких аппаратов являются парогенераторы, подогреватели, конденсаторы, выпарные аппараты и т. д. Режим работы таких аппаратов в основном стационарный.

Характер изменения температур рабочих сред по поверхности рекуперативного теплообменного аппарата зависит от схемы их движения. Наиболее простыми схемами движения являются: прямоток (рис. 1, а), противоток (рис. 1, б) и перекрестный ток (рис. 1, в). Существуют аппараты и с более сложными схемами движения теплоносителя [2].

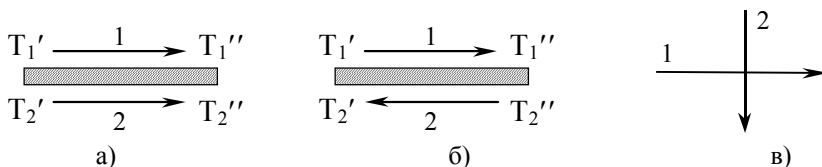


Рис. 1. Схемы движения рабочих сред

От того, какая схема движения теплоносителей применена, во многом зависит тепловая нагрузка и эффективность теплообменного аппарата.

Расчет рекуператоров, работающих в стационарном режиме, ведется на основе уравнений теплового баланса и теплопередачи [2].

Уравнение теплового баланса имеет вид, Вт:

$$Q = C_1 \delta T_1 = C_2 \delta T_2, \quad (1)$$

где  $C_1 = G_1 \bar{C}p_1$  и  $C_2 = G_2 \bar{C}p_2$  – расходные (полные) теплоемкости теплоносителей, Вт/К;  $\delta T_1$  и  $\delta T_2$  – изменение температур горячего и холодного теплоносителей;  $\delta T_1 = T_1' - T_1''$ ;  $\delta T_2 = T_2' - T_2''$ . Потерями теплоты в теплообменном аппарате пренебрегаем.

Отсюда можно заключить, что:

$$\frac{\delta T_1}{\delta T_2} = \frac{C_2}{C_1}, \quad (2)$$

т. е. изменение температур теплоносителей обратно пропорционально их расходным теплоемкостям.

Уравнение теплопередачи определяет количество теплоты  $dQ$ , передаваемой через заданную элементарную поверхность  $dF$  в единицу времени, если заданы температуры греющего  $T_1$  и нагреваемого  $T_2$  теплоносителей [1]:

$$dQ = k(T_1 - T_2)dF, \quad (3)$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи от одного теплоносителя к другому, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Коэффициент теплопередачи характеризует интенсивность передачи теплоты от одной среды к другой через разделяющую их стенку. Он численно равен количеству теплоты, проходящей через единицу поверхности стенки в единицу времени при разности температур между средами в один градус.

Если  $k = \text{const}$ , то

$$Q = k(\bar{T}_1 - \bar{T}_2)F = k\Delta\bar{T}F. \quad (4)$$

Здесь  $\Delta\bar{T}$  – среднелогарифмический температурный напор, определяемый выражением

$$\Delta\bar{T} = \frac{\Delta T_\delta - \Delta T_m}{\ln \frac{\Delta T_\delta}{\Delta T_m}}, \quad (5)$$

где  $\Delta T_\delta$  и  $\Delta T_m$  – наибольший и наименьший температурные напоры на входе и выходе из теплообменников.

При прямотоке (рис. 2, а)

$$\Delta T_\delta = T_1' - T_2'; \quad \Delta T_m = T_1'' - T_2''.$$

При противотоке (рис. 2, б)

$$\Delta T_{\delta} = T_1'' - T_2'; \Delta T_M = T_1' - T_2''.$$

Или при противотоке (рис. 2, в)

$$\Delta T_{\delta} = T_1' - T_2''; \Delta T_M = T_1'' - T_2'.$$

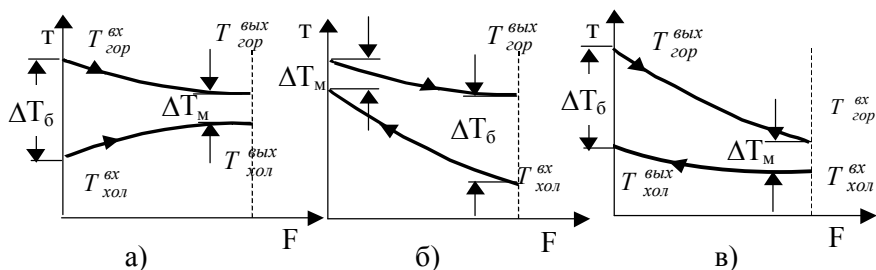


Рис. 2. Схемы движений жидкостей

Если  $\Delta T_{\delta} / \Delta T_M < 2$ , то вместо среднелогарифмического температурного напора можно использовать среднеарифметическое его значение:

$$\Delta \bar{T} = \frac{\Delta T_{\delta} + \Delta T_M}{2}. \quad (6)$$

В этом случае ошибка составляет не более 4 %, что допустимо для прикидочных технических расчетов.

Термодинамическая эффективность теплообменника есть отношение количества теплоты, передаваемой в данном теплообменнике, к количеству теплоты, передаваемой в теплообменнике с бесконечно большой поверхностью теплообмена с теми же параметрами на входе. Выражение для термодинамической эффективности имеет вид [3]:

$$E = \frac{C_1 (T_1' - T_1'')}{C_{\min} (T_1' - T_2')}, \quad (7)$$

где  $C_{\min}$  – минимальное значение величин  $C_1$  и  $C_2$ .

В общем случае, эффективность теплообмена является функцией двух параметров [2]

$$E = f \left( \frac{C_{\min}}{C_{\max}}; \varkappa \right). \quad (8)$$

Параметр  $\varkappa = kF / C_{\min}$  – безразмерный коэффициент теплопередачи – характеризует теплообменную способность аппарата. Зависимость между  $E$  и  $\varkappa$  имеет асимптотический характер. В

зарубежной литературе величина  $\aleph$  называется числом единиц переноса тепла (ЧЕП) – Number of Heat Transfer Units (NTU) [4].

Значения эффективности прямоточного и противоточного теплообменников приведены на рис. П. 12 [3]. Конечные температуры теплоносителей определяются по формулам

$$t_1'' = t_1' + \frac{C_2}{C_1} E(t_1' - t_2'); \quad (9)$$

$$t_1'' = t_1' + \frac{C_2}{C_1} E(t_1' - t_2'). \quad (10)$$

### ***Сравнение прямотока с противотоком***

Преимущества одной схемы течения теплоносителей перед другой определяется из сравнения количества теплоты, передаваемой при равных условиях. Такое сравнение в координатах  $Q_{пм}/Q_{пт} = f(C_1/C_2; kF/C_1)$  приведено на рис. 2 [4].

Анализ рис. 2 показывает, что схемы равноценны в случаях, когда  $C_1/C_2$  либо мало, либо велико, либо когда  $\aleph = kF/C_1$  мало.

Во всех остальных случаях при прямотоке передается меньшее количество теплоты, т. е. противоток более экономичен по сравнению с прямотоком.

### ***Описание установки***

Изучение процесса теплопередачи и тепловой эффективности теплообменника проводится на моделирующей установке, схема которой представлена на рис. 1 (см. лабораторную работу № 7). Рабочий элемент установки – рекуператор типа «труба в трубе»– состоит из внутренней трубы  $d_{вн}$  с толщиной стенки 1 мм, по которой движется греющий теплоноситель, и концентрично расположенной с ней наружной трубы с внутренним диаметром кожуха  $d_{ко}$ , где движется нагреваемый теплоноситель. В качестве теплоносителей используются воздух и вода. Диаметры внутренней и наружной труб, длина трубы, по которой подсчитывается поверхность теплообмена, изменяются в широких пределах. Их размеры задаются преподавателем.

Исходные данные задаются преподавателем. С помощью программы устанавливается расход горячего теплоносителя на входе и считывается с монитора значения  $P_2$  или  $\Delta P_2$ . Аналогично устанавливается расход холодного теплоносителя  $P_x$  или  $\Delta P_x$ . Для регулирования расхода теплоносителей используются вентили ВН1 и

ВН2, для измерения расхода предназначены диафрагмы, перепад давления в которых регистрируется с помощью мембранных дифференциальных манометров. Для измерения температур на входе и выходе в *ТА* используются хромель-копелевые термомпары. Термомпары поочередно подключаются к определенным участкам установки.

### **Порядок выполнения работы**

Для выполнения данной работы необходимо получить у преподавателя ваш вариант исследований: исходные геометрические данные аппарата, виды теплоносителей, предлагаемую схему движения сред (прямоток – противоток), наличие турбулизующей решетки. Работа выполняется в следующей последовательности:

Для входа в программу нажмите **< enter >**.

Задаемся внутренним диаметром трубы, по которой движется горячий теплоноситель  $d_{вн}$ .

Если согласны, нажмите **< Y >**, если нет – любую другую клавишу.

Задаемся наружным диаметром трубы  $d_{нар}$  по данному теплоносителю в соответствии с вариантом.

Принимаем внутренний диаметр кожуха  $d_{кож}$ .

Задаемся длиной аппарата, при согласии – нажимаем клавишу **< Y >**.

Устанавливаем схему движения теплоносителей (прямоток – клавиша **< 0 >**, противоток – клавиша **< Y >**).

Выбираем вид горячего теплоносителя (клавиши **< 1 >** – вода, **< 0 >** – воздух).

Выбираем вид холодного теплоносителя (клавиши те же, воздух или вода).

Выбираем схему с турбулизатором (клавиша **< 1 >**) или без него (клавиша **< 0 >**).

При наличии турбулизующей решетки, задаемся диаметром кольцевых диафрагм, диаметром кольцевых каналов и шагом кольцевых диафрагм.

С вводом вышеперечисленных параметров на мониторе появляется структурная схема рекуперативного теплообменника, студент может приступить к исследованию теплопередачи в *ТА*.

Нажатием на клавишу **< 1 >** открываем подачу горячего теплоносителя по внутренней трубе и устанавливаем расход  $PГ$  в  $кг/м^2$ , нажатием на клавишу **< 3 >** открываем подачу холодного теплоносителя, одновременно задаваясь расходами  $PХ$  в  $кг/м^2$ .

Используя клавиши  $\langle 5 \rangle$  и  $\langle 6 \rangle$ , определяем перепады давлений на диафрагмах  $\Delta P_2$  и  $\Delta P_x$ .

Нажимая клавиши  $\langle 7 \rangle$ ,  $\langle 8 \rangle$  и  $\langle 9 \rangle$ , определяем температуры в точках  $EG$ ,  $EG$  и  $EG$  по горячему теплоносителю, и клавиши  $\langle A \rangle$ ,  $\langle B \rangle$  и  $\langle C \rangle$  – по холодному теплоносителю в точках  $EX$ ,  $EX$  и  $EX$  в мВ.

Температуры теплоносителей на входе и выходе из аппарата устанавливаются клавишами  $\langle D \rangle$ ,  $\langle E \rangle$  и  $\langle F \rangle$ ,  $\langle G \rangle$ .

Результаты измерений вносятся в табл. 1.

Таблица 1

### Результаты измерений

Схема включения	Род теплоносителя		Температура, мВ/°С						Давление теплоносителей, кг/м <sup>2</sup>		Перепады давлений на диафрагмах, кг/м <sup>2</sup>	
			воды		воздуха		на входе в аппарат		$P_2$	$P_x$	$\Delta P_2$	$\Delta P_x$
	горячий	холодный	Вход, $EG$	Выход, $EG$	Вход, $EX$	Выход, $EX$	$EG$	$EX$				
Прямоток												
Противоток												

### Обработка результатов измерений

Исходя из полученных результатов измерений (см. табл. 1) выполняем следующие операции:

По градуировочным таблицам хромель–копель определяем все температуры с учетом температуры холодных спаев.

Вычисляем значения среднего температурного напора при противотоке или прямотоке по формуле (5) или (6).

Определяем массовые расходы горячего  $G_2$  и холодного  $G_x$  теплоносителей в функции перепада давлений на диафрагмах  $\Delta P_2$  и  $\Delta P_x$ . Значения их определяют по тарировочным кривым. Найденные данные заносим в табл. 3.

Таблица 2

### Расчетные данные

№ п./п.	$T_1'$ , К	$T_2''$ , К	$T_2'$ , К	$T_2''$ , К	$G_2$ , кг/с	$G_x$ , кг/с

Исходя из расчетных данных, проводим дальнейшие расчеты:

Вычисляем тепловой поток  $Q$ , выделяемый горячим теплоносителем и полученный холодным из уравнения теплового баланса (1).

Определяем значения коэффициента теплопередачи  $k$  для каждого из режимов из уравнения теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К) (4):

$$k = \frac{Q}{F\Delta T}, \quad (11)$$

где  $F$  – расчетная поверхность теплообмена, определяемая по формуле

$$F = \pi d \frac{d_{вн} + d_{нар}}{2}. \quad (12)$$

Определяем значения величин  $C_1$  и  $C_2$  по формулам, Вт/К:

$$C_1 = G_1 \bar{C}_{p1} \text{ и } C_2 = G_2 \bar{C}_{p2},$$

где  $\bar{C}_{p1} = 4,186$  кДж/(кг·К) – средняя теплоемкость для воды и  $\bar{C}_{p2} = 1,005$  кДж/(кг·К) – соответственно для воздуха.

Подсчитать коэффициент тепловой эффективности  $TA EG$  в каждом из режимов как отношение действительно переданной теплоты к ее предельному количеству:

$$EG = Q/Q_{пред} = Q/C_{min} \Delta T,$$

где  $C_{min}$  – наименьшее из значений  $C_1$  и  $C_2$ .

Вычисляем число единиц переноса теплоты (безразмерный коэффициент теплопередачи):

$$N = \frac{kF}{C_{min}}.$$

Исходя из расчетных данных строим графики изменения  $k$ ,  $EG$ ,  $N$  в зависимости от расхода нагреваемого теплоносителя для прямоточной и противоточной схем.

Используя расчетные данные и другие результаты, определить:

- как влияет схема включения  $TA$  на величину  $\Delta T$ ;
- как влияет расход теплоносителя на значения  $k$ ,  $EG$  и  $\Delta T$ .

Полученные экспериментальным путем численные значения коэффициентов теплопередачи необходимо сравнить для прямоточной и противоточной схем, пояснить преимущество противоточной схемы по



сравнению с прямоточной. Сделать вывод о целесообразности применения того или иного теплообменника.

### ***Контрольные вопросы***

1. Зависит ли в стационарном режиме количество теплоты, проходящей сквозь теплообменную поверхность, от продолжительности режима?

2. Может ли среднелогарифмический температурный напор в прямоточном теплообменнике быть больше, чем каждый из крайних температурных напоров?

3. Может ли среднелогарифмический температурный напор быть меньше хотя бы одного из крайних напоров?

4. Верно ли, что включение теплообменника по схеме прямотока не может увеличить средний логарифмический напор по сравнению со схемой противотока?

5. Можно ли вычислить среднюю по сечению скорость струи, зная только ее объемный расход через сечение и площадь сечения?

6. Верно ли, что при  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  и нормальном давлении кинематический коэффициент вязкости у воздуха больше, чем у воды?

7. Растет ли сопротивление трения при увеличении скорости потока в теплообменнике?

## ЛИТЕРАТУРА

1. Теплопередача / В. П. Исаченко [и др.]. – М., 1981.
2. Экспериментальное исследование процессов теплообмена / В. А. Осипова. – М., 1969.
3. Авчухов, В. В. Задачник по процессам теплообмена / В. В. Авчухов, Б. Я. Поюсте. – М.: Энергоатомиздат, 1986.
4. Лабораторный практикум по термодинамике и теплопередаче / под ред. В. И. Крутова. – М., 1988.
5. Михеев, М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – М.: Энергия, 1977.
6. Нащокин, В. В. Техническая термодинамика и теплопередача / В. В. Нащокин. – М.: Высшая школа, 1969. – 560 с.
7. Краснощеков, Е. А. Задачник по теплопередаче / Е. А. Краснощеков, А. С. Сухомел. – М., 1975.

Учебное издание

**Пашинский Василий Антонович  
Левин Марк Львович  
Антух Александр Антонович**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ  
К ВЫПОЛНЕНИЮ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ  
ПО ДИСЦИПЛИНЕ «ТЕПЛОПЕРЕДАЧА»**

Редактор *С. М. Курбыко*  
Корректор *С. М. Курбыко*  
Компьютерная верстка *С. М. Курбыко*

Подписано в печать 25.10.2012. Формат 60×90 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>.  
Бумага офсетная. Гарнитура Times. Ризография.  
Усл. печ. л. 1,5. Уч.-изд. л. 0,66.  
Тираж 50 экз. Заказ № 194.

Издатель и полиграфическое исполнение  
учреждение образования «Международный государственный  
экологический университет имени А.Д.Сахарова»

ЛИ № 02330/993 от 31.08.2011 г.  
Республика Беларусь, 220070, г. Минск, ул. Долгобродская, 23

E-mail: [info@iseu.by](mailto:info@iseu.by)  
<http://www.iseu.by>

Министерство образования Республики Беларусь  
Учреждение образования  
«Международный государственный экологический  
университет имени А. Д. Сахарова»



---

Факультет мониторинга окружающей среды

Кафедра энергоэффективных технологий

# **РАСЧЕТ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА**

Методические указания к выполнению курсового проекта  
по дисциплине «Теплопередача»  
для студентов специальности 1-43 01 06  
Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент

**Минск**

**2011**

УДК 611 (076.5)  
ББК 28.8

*Рекомендовано к изданию НМС МГЭУ им. А. Д. Сахарова  
(протокол № 2 от 18 марта 2011 г.)*

**Составители:**

*В. А. Пашинский*, зав. кафедры энергоэффективных технологий, к.т.н., доцент,  
*М. Л. Левин*, доцент кафедры энергоэффективных технологий, к.т.н.,  
*А. А. Антук*, ст. преподаватель кафедры энергоэффективных технологий  
МГЭУ им. А. Д. Сахарова

**Рецензенты:**

зам. директора ГНУ «Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова»  
НАНБ, профессор, член-корреспондент НАНБ, д.т.н. *Драгун В. Л.*  
зав. кафедрой энергетики Белорусского государственного аграрно-технического университета, доцент, к.т.н. *Коротинский В. А.*

Я64	Расчет пластинчатого теплообменника : метод. указания / сост. В. А. Пашинский, М. Л. Левин, А. А. Антук. – Минск : МГЭУ им. А. Д. Сахарова, 2011. – 32 с.
-----	---

ISBN 978-985-551-007-0.

Данное учебное пособие содержит методические указания к выполнению курсового проекта по дисциплине «Теплопередача» для студентов специальности 1-43 01 06 Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент.

**УДК 611 (076.5)**  
**ББК 28.8**

**ISBN 978-985-551-007-0**

© Международный государственный  
экологический университет  
имени А. Д. Сахарова, 2011

## Оглавление

1	Цель и задачи курсового проекта.....	4
2	Исходные данные и объем проектирования .....	4
3	Методические указания к выполнению курсового проекта .....	6
3.1	Выбор и составление технологической схемы.....	6
3.2	Выбор технологического оборудования.....	7
4	Проектный тепловой расчет пластинчатых пастеризаторов и охладителей молока.....	8
4.1	Расчет температур молока и воды в пастеризационно-охладительной установке.....	9
4.2	Расчет коэффициента теплопередачи .....	10
4.3	Определение числа пластин.....	12
4.4	Выбор схемы компоновки.....	13
4.5	Расчет потерь давления .....	14
5	Поверочный тепловой расчет пластинчатых пастеризаторов и охладителей молока.....	14
5.1	Предварительный расчет температур. Расчет конечных температур и теплового потока .....	15
5.2	Расчет коэффициента теплопередачи и коэффициента эффективности.....	16
6	Тепловой расчет системы охлаждения .....	17
6.1	Системы охлаждения с емкостными охладителями.....	17
6.2	Системы охлаждения с пластинчатыми охладителями.....	18
7	Расчет тепловой изоляции .....	19
8	Компоновка оборудования в производственных помещениях .....	20
	Список литературы .....	21
	Приложение .....	22

## 1 Цель и задачи курсового проекта

Цель курсового проекта:

- закрепление и систематизирование теоретических знаний по важному разделу теплопередачи «Расчет теплообменных аппаратов»;
- формирование навыков самостоятельного решения инженерных задач по применению энергоэффективных технологий в народном хозяйстве Республики Беларусь;
- подготовка студентов к решению более сложных задач, которые необходимо решать при дипломном проектировании.

Поставленная цель достигается на примере решения задачи применения пластинчатых теплообменных аппаратов в системах обеспечения микроклимата жилых и административных зданий, в технологических процессах различных отраслей народного хозяйства.

Одно из основных мероприятий по снижению энергоемкости отопления и воздухообмена зданий – это рекуперация воздуха, воды или стоков. Только за счет обеспечения в помещениях рекуперации удельный расход энергии на отопление и воздухообмен можно снизить до  $40 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^2$  в год [1].

Курсовой проект рассматривает следующие позиции:

- выбор технологического оборудования;
- тепловой расчет пластинчатых теплообменников;
- поверочный расчет пластинчатых теплообменников.

Существенной задачей курсового проекта является приобщение студентов к изучению специальной литературы и руководящих материалов по проектированию, приобретению навыков работы с ними, что должно быть продемонстрировано в выполненном проекте.

## 2 Исходные данные и объем проектирования

Проектирование предусматривает расчет и выбор теплотехнологического оборудования линии первичной обработки молока.

Данные для его выполнения собираются студентом или выдаются руководителем проекта. Они включают в себя строительные чертежи молочных и доильно-молочных блоков, сведения о температурном режиме обработки и другие данные, необходимые для выполнения проекта.

Исходные данные берутся из приложения А, где вариант задания зависит от последней цифры номера зачетной книжки:

- производительность технологической линии  $Q_v$ , л/ч;
- вид расчета пластинчатой пастеризационно-охладительной установки;

- тип используемых пластин; допустимые потери давления по тракту молока  $\Delta P_M$ , кПа;

- коэффициент эффективности  $\varepsilon$ ; назначение молока; начальная температура молока  $t_1$ , °C;

- температура пастеризации  $t_3$ , °C;

- температура холодной воды  $t'_B$ , °C;

- допустимые потери давления по трактам горячей, холодной и ледяной воды  $\Delta P_B$ , кПа.

Технические характеристики пластин указаны в приложении Б. Кратность расхода воды определена по отношению к расходу обрабатываемого молока. При расчетах следует принять: температуру охлажденного молока  $t = 4$  °C, ледяной воды на входе в охладители молока  $t'_p = 1$  °C; кратность расхода горячей воды  $n_T = 4$ , расхода холодной и ледяной воды  $n_B = n_L = 3$ .

Курсовое проектирование предусматривает следующие этапы:

- составление технологической схемы линии первичной обработки молока;

- выбор теплотехнологического оборудования;

- расчет необходимого количества теплотехнологического оборудования.

При этом проектируют пластинчатую пастеризационно-охладительную установку (проектный расчет) или проверяют возможность использования выбранной, из числа выпускаемых, установки в условиях, оговоренных заданием проектирования (поверочный расчет).

Графическая часть курсового проекта включает схему технологической линии первичной обработки молока, спецификацию оборудования, последовательность и формы компоновки секций пастеризационно-охладительной установки. На схеме показывают оборудование для очистки и охлаждения молока, конструктивные элементы пастеризационно-охладительной установки, холодильную машину, водяные и молочные насосы, трубопроводы молока, горячей, холодной и ледяной воды, резервуары для приема и хранения молока, устройства для получения горячей воды и др.

Пояснительную записку и графическую часть оформляют в соответствии с требованиями стандарта СТП МГЭУ им. А. Д. Сахарова.



## **3 Методические указания к выполнению курсового проекта**

### **3.1 Выбор и составление технологической схемы**

Работу над технологической схемой линии первичной обработки молока выполняют в следующей последовательности:

- устанавливают перечень технологических операций по первичной обработке молока;
- составляют структурную схему технологической линии;
- разрабатывают схему первичной обработки молока.

Основными технологическими операциями первичной обработки молока являются очистка, охлаждение и хранение молока. При подготовке молока для реализации через торговую сеть предусматривается пастеризация молока.

С учетом принятых операций и очередности их проведения составляют структурную схему технологической линии, начиная с поступления молока в молокосорбник (молокоприемный бак, молокоприемник-воздухоразделитель доильной установки). Пастеризацию молока включают в структурную схему как вторую стадию обработки молока при его поставке на молочные заводы или как основную операцию при реализации молока населению. Структурную схему приводят в пояснительной записке, примеры оформления даны в литературе [3, 7].

На ее основании разрабатывают технологическую схему линии первичной обработки молока [3, 5]. Ее выбор определяется размером молочнотоварной фермы (производительностью разрабатываемой технологической линии), способом доения и назначением молока. Производительность технологической линии задается в исходных данных [4, 7].

На малых фермах (с поголовьем до 200 коров) она не превышает 1000 л/ч, а на крупных – составляет не менее 3000 л/ч.

При разработке схемы необходимо предусмотреть энергосберегающие мероприятия:

- применение пластинчатых охладителей и пастеризаторов молока;
- утилизацию (рекуперацию, регенерацию) теплоты пастеризованного молока;
- естественное охлаждение молока как холодной водопроводной водой, так и натуральным льдом, заготовленным в холодный период года [8];
- использование водопроводной воды после секции охлаждения молока для поения животных.

### 3.2 Выбор технологического оборудования

**Общие положения.** Оборудование выбирают из числа выпускаемых промышленностью. При этом используют производительность технологической линии и тепловые нагрузки оборудования [3–5, 8–10]. Для выбранного оборудования приводят технические характеристики, определяющие тепловой режим работы. Проектирование нового оборудования выполняют в соответствии с заданием.

Эффективность оборудования зависит от тепловых и технологических режимов работы, его технических и эксплуатационных характеристик. Поэтому следует выполнять поверочные расчеты оборудования применительно к конкретным условиям эксплуатации.

**Охладители молока.** Для первичной обработки молока применяют пластинчатые охладители молока АДМ-13.000 с одной секцией охлаждения и пластинчатые охладительные установки ООТ-МУ4 с двумя секциями охлаждения. Предварительное охлаждение осуществляется водопроводной водой, окончательное – ледяной [1, 2, 7, 8].

На малых молочнотоварных фермах предусматривают резервуары (танки): охладители молока, в которых молоко собирают, охлаждают и хранят до отправки потребителям. Кроме того используют резервуары-охладители с непосредственным охлаждением РНО-1,5; РНО-2,5; МКА-2000Л-2А и с промежуточным хладоносителем РПО-1,5 и РПО-2,5, а также ТОМ-2А и СМ-1200.

В резервуарах-охладителях предусмотрена аккумуляция холода в период между дойками путем намораживания льда на панелях испарителя.

**Оборудование для пастеризации молока.** Для пастеризации и охлаждения молока используют автоматизированные пластинчатые пастеризационно-охладительные установки следующих марок: ОПФ-1, ОПУ-3М и ОП2-У5. Их технологические схемы и характеристики приведены в литературе [1–3].

Наибольшее распространение получил кратковременный режим пастеризации при температуре 74–78 °С с выдержкой молока 20–30 с. При заболелвании коров увеличивают как температуру пастеризации от 85 °С и выше, так и выдержку молока при этой температуре 300 с и более.

На малых молочнотоварных фермах используют ванны длительной пастеризации молока марок ВДП с продолжительным режимом пастеризации и выдержкой молока в течение 30 мин. при температуре 63–65 °С. Они могут быть использованы для подогрева молока до 35 °С перед сепарированием. Их основной недостаток состоит в больших расходах теплоты и пара по сравнению с пластинчатыми пастеризационно-охладительными установками.

**Резервуары для сбора и хранения молока.** Молоко после охлаждения хранится в вертикальных или горизонтальных резервуарах-термосах. При этом его температура повышается не более чем на 10 °С за 12 ч хранения.

Технические характеристики резервуаров-термосов и методика их выбора приведены в литературе [3,4].

Требуемое количество резервуаров-термосов и их вместимость определяют, исходя из максимального разового надоя молока, кг:

$$M_p = 10^{-3} \rho_{мл} Q_V T,$$

где  $\rho_{мл}$  – плотность молока, принятая равной 1030 кг/м<sup>3</sup>;  $Q_V$  – производительность резервуара-термоса, ;  $T$  – длительность дойки стада (1,5–2,5 ч.).

При вывозе молока один раз в сутки вместимость резервуаров для хранения молока не должна быть менее максимального суточного надоя, л:

$$V_c = Q_V \cdot T / \beta,$$

где  $\beta$  – коэффициент, учитывающий максимальный надой молока за одну дойку (при двухкратном доении  $\beta = 0,65$ , при трехкратном –  $\beta = 0,4$ ).

**Холодильные машины и установки.** Охладители молока ТОМ-2А, СМ-1200 и МКА-2000Л-2, а также резервуары с непосредственным охлаждением содержат встроенные холодильные машины. При охлаждении молока используют водоохлаждающие машины МКТ, УВ-30 и др. Характеристики резервуаров-охладителей и холодильных машин приведены в литературе [3, 4, 9].

**Насосы.** В технологических линиях устанавливаются водяные и молочные насосы, а также радиальные (центробежные). Предварительно они могут быть подобраны по подаче насоса, соответствующей требуемым расходам молока и воды. В дальнейшем выполняется гидравлический расчет трубопроводов с целью определения потерь давления и напора насоса. Методика расчетов насосов и трубопроводов дана в литературе [3, 9].

## 4 Проектный тепловой расчет пластинчатых пастеризаторов и охладителей молока

**Общие положения.** Проектный (конструктивный) тепловой расчет выполняют совместно с гидравлическим при разработке новых аппаратов, которые не выпускаются промышленностью. Исходные данные к расчету – это требуемая тепловая мощность, расходы и температуры молока и воды, коэффициент рекуперации, тип и технические характеристики пластин, допустимые потери давления и другие сведения, необходимые для выбора конструктивных элементов и компоновки проектируемого аппарата.

Тип пластин принимают в соответствии с заданием проектирования или по данным рекомендуемой литературы [3, 6].

Для заданного (принятого) типа пластин выписывают технические характеристики (см. приложение Б):

- площадь поверхности теплообмена  $A_1$ , м<sup>2</sup>;
- толщина пластины  $\delta$ , мм;
- эквивалентный диаметр канала между пластинами  $d_3$ , м;
- зазор между пластинами  $\Delta$ , мм;
- приведенная длина канала  $l$ , м;
- площадь поперечного сечения канала  $S$ , м<sup>2</sup>.

Цель расчета состоит в определении площади поверхности теплообмена, числа пластин, потерь давления по трактам молока и воды, схемы компоновки пластинчатого теплообменного аппарата или отдельных его секций. Основные этапы: расчет температур молока и воды, коэффициента теплопередачи, потерь давления; определение числа пластин; выбор схемы компоновки. Примеры расчета приведены в литературе [6, 11].

При этом необходимо указать наименование величин (рассчитываемых и принятых), их обозначения и единицы, источник получения (определения) с указанием «принято», номеров литературных источников или уравнений из текста записи, наименование секций, или трактов молока и воды и расчетных (принятых) значений. Заполнение таблицы производят, повторяя ход подробного расчета.

#### **4.1 Расчет температур молока и воды в пастеризационно-охладительной установке**

Температуру горячей воды  $t'$ , поступающей в секцию пастеризации, принять на 3°С выше температуры пастеризации  $t_3$ , а температуру молока  $t_5$  после секции водяного охлаждения – на 2°С выше температуры холодной воды  $t'_B$ , на входе в секцию охлаждения. Температура подогретого молока после секции рекуперации, °С:

$$t_2 = t_1 + (t_3 - t_1) \varepsilon.$$

Температура пастеризованного молока после секции рекуперации, °С:

$$t_1 = t_3 - (t_3 - t_1) \varepsilon.$$

Температура горячей воды после секции пастеризации, °С:

$$t'' = t' - \frac{C_{\text{мл}}}{C_{\text{в}} n_{\text{г}}} (t_3 - t_2),$$

где  $C_{\text{мл}}$  и  $C_{\text{в}}$  – удельные теплоемкости молока и воды соответственно, кДж/(кг·К);  $n_{\text{г}}$  – кратность расхода горячей воды.

Температура воды после секции охлаждения холодной водой, °С:

$$t''_B = t'_B + \frac{C_{\text{мл}}}{C_B n_B} (t_4 - t_5), \quad (1)$$

где  $n_B$  – кратность расхода холодной воды.

Температура ледяной воды после секции охлаждения, °С:

$$t''_P = t'_P + \frac{C_{\text{мл}}}{C_B n_{\text{л}}} (t_5 - t_6), \quad (2)$$

где  $n_{\text{л}}$  – кратность расхода ледяной воды.

Формулы (1) и (2) могут быть использованы при расчете пластинчатых охладителей молока.

При расчете температур следует принять  $C_{\text{мл}} = 3,95$  кДж/(кг·К) и  $C_B = 4,2$  кДж/(кг·К).

После определения температур молока и воды в пастеризационно-охладительной установке строят график изменения температур в секциях установки [4] и приводят его в записке.

## 4.2 Расчет коэффициента теплопередачи

Средние температуры молока (воды) определяют как средние арифметические значения температур на входе в выходе, выписывают их теплофизические характеристики из приложения В.

Рассчитывают средний температурный напор, °С:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_B - \Delta t_M}{\ln(\Delta t_B / \Delta t_M)},$$

где  $\Delta t_B$  и  $\Delta t_M$  – больший и меньший температурные напоры на концах теплообменного аппарата (его секции).

При их определении используют температурный график и значения температур молока и воды.

В случае  $\Delta t_B / \Delta t_M < 1,7$  используют формулу:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_B + \Delta t_M}{2}.$$

Затем определяют коэффициенты теплоотдачи на поверхностях пластин. Расчет ведут отдельно для одной и другой стороны пластин в следующей последовательности.

Оптимальное значение скорости рабочей среды определяют в каналах между пластинами, м/с:

$$v_0 = 2\sqrt[3]{K \Delta t_{\text{cp}} \Delta P / (c_p \Delta t \rho^2 \xi)},$$

где  $K$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\Delta P$  – допустимые потери давления, кПа;  $c_p$  – удельная изобарная теплоемкость, кДж/(кг·К);  $\Delta t$  – перепад температур рабочей среды на входе и выходе, С;  $\rho$  – плотность рабочей среды, кг/м<sup>3</sup>;  $\zeta$  – коэффициент общего гидравлического сопротивления межпластинных каналов.

При расчете рекомендуется принимать:

- коэффициент теплопередачи – 1000–3000 Вт/(м<sup>2</sup>·К);
- коэффициент общего гидравлического сопротивления – 1,5–3;
- допустимые потери давления равными, приведенными в исходных данных значениям.

По тракту обрабатываемого молока во всей пастеризационно-охладительной установке допустимую потерю давления следует распределить по отдельным секциям, используя следующие соотношения:

$$\Delta P_1 = \Delta P_3 = \Delta P_4 = 0,1 \Delta P_M; \quad \Delta P_2 = 0,35 \Delta P_M, \quad (3)$$

где  $\Delta P_1$ ,  $\Delta P_2$ ,  $\Delta P_3$  и  $\Delta P_4$  – допустимые потери давления по тракту молока в секциях пастеризации, рекуперации, охлаждения холодной и ледяной водой.

Под  $\Delta P_2$  подразумевают потери давления по одному потоку молока (пастеризованного или поступающего на пастеризацию) в секции рекуперации. Вычисляют число каналов в пакете:

$$m' = Q_V^P / (3600 \cdot S \cdot v_0),$$

где  $Q_V^P$  – объемный расход рабочей среды (молока, воды), м<sup>3</sup>/ч;  $S$  – площадь поперечного сечения одного канала, м<sup>2</sup>.

Объемный расход молока:

$$Q_V^P = 10^{-3} Q_V.$$

Объемный расход воды:

$$Q_V^P = 10^{-3} Q_V,$$

где  $n$  – кратность расхода воды.

Полученное число каналов округляют до целого и уточняют скорость рабочей среды при принятом числе каналов,  $m_k$ :

$$v = Q_V^P / (3600 \cdot S \cdot m_k). \quad (4)$$

Рассчитывают:

1. Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{v d_\Delta}{\nu}, \quad (5)$$

где  $d_\Delta$  – эквивалентный диаметр межпластинных каналов, м;  $\nu$  – кинематическая вязкость среды, м<sup>2</sup>/с.

2. Число Нуссельта:

$$Nu = a_0 Re^m Pr^{0,43} (Pr/Pr_c)^{0,25},$$

где  $a_0$  и  $m$  – коэффициент и показатель степени соответственно, принимаемые по таблице в зависимости от типа пластин и числа  $Re$ ;  $Nu$  и  $Pr$  – числа Нуссельта и Прандтля при средней температуре среды;  $Pr_c$  – число Прандтля при температуре пластины.

Коэффициенты  $a_0$ ,  $a_1$  и показатель степени  $m$

Тип пластин	$Re$	$a_0$	$m$	$a_1$
АДМ	100–30 000	0,109	0,65	11,2
П-1, П-2	100–30 000	0,1	0,7	11,2
0,3	100–30 000	0,1	0,73	19,3
0,5E	50–20 000	0,135	0,73	22,4

3. Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$\alpha = Nu \frac{\lambda}{d_3},$$

где  $\lambda$  – теплопроводность среды (приложение Г), Вт/(м·К).

Значение  $(Pr / Pr_0)^{0,25}$  при нагревании среды принять равным 1,0, а при охлаждении – 0,95.

После определения коэффициентов теплопередачи  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  на обеих сторонах пластины рассчитывают коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + R_3 + \frac{1}{\alpha_2}},$$

где  $\delta$  – толщина пластин, м;  $\lambda$  – теплопроводность стали, Вт/(м·К);  $R_3$  – термическое сопротивление загрязнений пластин, м<sup>2</sup>·К/Вт.

При расчете следует принять  $\lambda = 17$  Вт/(м·К) и  $R_3 = 0,0001$  м<sup>2</sup>·К/Вт.

### 4.3 Определение числа пластин

Вычисляют:

1. Тепловой поток, передаваемый в секции (аппарате), Вт:

$$\Phi = C_{\text{мл}} \rho_{\text{мл}} Q_V \Delta t_{\text{мл}} / 3600, \quad (6)$$

где  $\Delta t_{\text{мл}}$  – перепад температур по потоку молока в данной секции, °С;  $\rho_{\text{мл}}$  – плотность молока, кг/м<sup>3</sup>;

2. Требуемую площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup>:

$$A = \Phi / (K \cdot \Delta t_{\text{cp}}).$$

3. Расчетное число пластин

$$z_p = A / A_1,$$

где  $A_1$  – площадь поверхности теплообмена одной пластины, м<sup>2</sup>.

4. Число пакетов пластин для трактов рабочих сред с округлением до целого числа:

$$n' = z_p / (2m_k).$$

Суммарные числа каналов для трактов каждой из сред могут отличаться друг от друга не более чем на единицу. Для выполнения этого условия изменяют число пакетов или каналов в пакете. Можно предусмотреть разное число каналов в пакетах одной среды. Для изменения числа каналов в пакете приводит к заметному изменению скорости среды в каналах (более чем на 30 %), то следует повторить расчет коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи. Действительное число пластин  $z$ , устанавливаемых в секции (аппарате), принимают на единицу больше суммарного числа каналов в пакетах обеих сред. При этом должно быть выполнено условие:

$$z \geq z_p + 2.$$

С целью уменьшения теплотерь рекомендуется принимать суммарное число каналов в пакетах для холодной среды на единицу больше суммарного числа каналов в пакетах для более нагретой среды.

#### 4.4 Выбор схемы компоновки

В секции (аппарате) следует обеспечивать противоточную схему движения рабочих сред. При компоновке используют симметричные и несимметричные схемы.

При мало отличающихся друг от друга расходах рабочих сред выбирают симметричные схемы компоновки, характеризующиеся одинаковым числом каналов в пакете для каждой рабочей среды. Они обеспечивают чистый противоток, т. е. противоточную схему в каналах пакетов и в аппарате.

При различных расходах рабочих сред используют несимметричные схемы: число пакетов и каналов в пакете не одинаковы для первой и второй рабочих сред. Схемы ПС520ЛЛЮГ обеспечивают допустимые потери давления на каждой из рабочих сред и оптимальные значения скоростей и коэффициентов теплоотдачи.

Общий противоток организуют, применяя несимметричные схемы и допуская при этом прямоток в отдельных пакетах. Возможны и такие схемы, когда все каналы по одной из сред (с большим расходом через секцию) объединены в один пакет. Примеры схемы компоновок приведены в приложении Д. После выбора схемы необходимо записать формулу компоновки в виде дроби с указанием в числителе числа каналов и пакетов для охлаждаемой среды, а в знаменателе – для другой рабочей среды:



$$C_x \frac{6+5+5+5}{4+4+4+4}$$

где числа в числителе указывают число каналов в пакетах охлаждаемой среды, а их количество – число пакетов по ходу этой среды.

В знаменателе приведены аналогичные сведения о тракте нагреваемой среды. Горизонтальные стрелки указывают направление движения каждой рабочей среды в аппарате.

#### 4.5 Расчет потерь давления

Потери давления рассчитывают отдельно для каждого тракта молока и воды. Коэффициент общего гидравлического сопротивления

$$\xi = a_1 \text{Re}^{-0,25},$$

где  $a_1$  – постоянный коэффициент (см. таблицу из п.4.2).

Если при компоновке аппарата (секции) было изменено число каналов в пакете (п. 4.3), то уточняют скорость среды в каналах и число Рейнольдса по уравнениям (4) и (5).

Потери давления, кПа:

$$\Delta P = 5 \cdot 10^{-4} \xi \frac{l}{d_3} \rho v^2 n,$$

где  $l$  – приведенная длина канала между пластинами, м;  $n$  – принятое число пакетов.

Значения потерь давления следует сравнить с допускаемыми по исходным данным. В случае необходимости повторить расчет, изменив число каналов в пакете. При этом возможно уменьшение числа пакетов.

Потери давления по тракту молока определяют, суммируя потери давления по тракту молока во всех секциях. Суммарная потеря давления не должна превышать допустимое значение  $\Delta P_m$ , но в отдельных секциях возможно превышение рассчитанных значений потерь давлений над ранее принятыми в соответствии с соотношением (3). Изменение числа каналов пакетов при расчете потерь давления и сопоставления их с предельно допустимыми вносят в формулу компоновку.

### 5 Поверочный тепловой расчет пластинчатых пастеризаторов и охладителей молока

**Общие положения.** Поверочный тепловой расчет выполняют для выявления возможности использования выбранного охладителя молока

или пастеризационно-охладительной установки в заданных эксплуатационных условиях, отличающихся от номинальных (паспортных).

Исходные данные – расходы, начальные (на входе в аппарат) температуры молока и воды, площадь поверхности теплообмена и другие конструктивные размеры, необходимые для выполнения расчетов.

Цель расчета состоит в определении конечных (на выходе из аппарата) температур молока и воды, действительного теплового потока, передаваемого в аппарате, и потерь давления по трактам рабочих сред.

Результаты необходимо сравнить с допустимыми значениями конечных температур молока и воды, теплового потока потерь давления.

Выводы и предложения должны содержать заключение о возможности использования выбранного оборудования и мерах по обеспечению заданного температурного режима обработки молока. В качестве мер могут быть предложены: доохлаждение молока в танках (резервуарах), его пастеризация при повышенной температуре горячей воды и др.

Поверочный тепловой расчет выполняют по методу эффективности с коэффициента эффективности, который определяет долю действительного теплового потока в аппарате от максимального (теоретического возможного).

Основные этапы:

- предварительный расчет температур;
- расчет коэффициента теплопередачи;
- расчет коэффициента эффективности;
- определение конечных температур рабочих сред и теплового потока в аппарате;
- расчет потерь давления (п. 4).

Поверочный расчет пластинчатой пастеризационно-охладительной установки нужно выполнять по ходу обрабатываемого молока, начиная с секции рекуперации. Найденные температуры молока на выходе из секций используют при расчете последующих секций. Рекомендуется применять табличную форму расчетов (п. 4).

### **5.1 Предварительный расчет температур. Расчет конечных температур и теплового потока**

При расчете пастеризационно-охладительной установки выполняют предварительный расчет неизвестных температур молока и воды, используя соотношение, приведенное в п. 4. Далее уточняют температуры на выходе из секций установки и строят температурный график.

Конечные температуры рабочих сред (молока и воды), °С:

$$t_1'' = t_1' - (t_1' - t_2') \varepsilon \frac{C_M}{C_1},$$

$$t_2'' = t_2' - (t_1' - t_2') \varepsilon \frac{C_M}{C_2},$$

где  $t_1''$  и  $t_2''$  – температуры рабочих сред на входе в аппарат (в секцию пастеризационно-охладительной установки).

Индекс «1» относится к греющей среде, а индекс «2» – к нагреваемой.

Тепловой поток, передаваемый в аппарате (в секции), рассчитывают по формуле (6).

## 5.2 Расчет коэффициента теплопередачи и коэффициента эффективности

Основные положения расчета изложены в п. 4.2. Средние температуры рабочих сред определяют с учетом начальных и конечных температур, принимаемых равными номинальным значениям или рассчитываемых по п. 4.1. Скорости молока и воды в каналах между пластинами следует определить, используя заданные числа каналов в пакетах. Рассчитанные значения необходимо сравнить с приведенными в технических характеристиках аппаратов (установок).

Расчет проводят в следующей последовательности:

1. Определяют полные теплоемкости рабочих сред (молока и воды), Вт/К:

$$C = C_{\text{мл}} \rho_{\text{мл}} \frac{Q_V}{3600},$$

$$C = C_{\text{в}} \rho_{\text{в}} \frac{Q_V}{3600},$$

где  $\rho$  – плотность воды, кг/м<sup>3</sup>.

2. Меньшему из этих произведений присваивают индекс «М», а большему – индекс «Б».

3. Вычисляют отношение полных теплоемкостей и число единиц переноса:

$$\omega = \frac{C_M}{C_B},$$

$$N = \frac{KA}{C_M},$$

где  $K$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>К);  $A$  – площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup>.

Коэффициент эффективности рассчитывают для противоточной схемы движения [10]:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-N(1 - \omega)]}{1 - \omega \exp[-N(1 - \omega)]}.$$

При  $\omega = 1$  расчетная зависимость приобретает следующий вид:

$$\varepsilon = \frac{N}{1 + N}.$$

Расчетное значение коэффициента эффективности секции рекуперации пастеризационно-охладительной установки следует сравнить с начальным (паспортным) значением коэффициента рекуперации.

## 6 Тепловой расчет системы охлаждения

**Общие положения.** Исходные данные – производительность технологической линии, технические характеристики принятого к установке оборудования, температурный режим охлаждаемого молока.

Цель расчета состоит в определении требуемой холодопроизводительности (холодильной мощности) и выборе холодильной машины. По требуемой холодопроизводительности выбирают холодильную машину или проверяют возможность применения выбранного холодильного оборудования при заданных условиях эксплуатации.

### 6.1 Системы охлаждения с емкостными охладителями

Холодопроизводительность определяют, исходя из теплового баланса емкостного охладителя молока, кДж:

$$Q_x = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_{ак},$$

где  $Q_x$  – количество теплоты, отводимое холодильной машиной в период охлаждения молока;  $Q_1$ ,  $Q_2$  и  $Q_3$  – тепlopоступления при охлаждении молока от окружающей среды и электродвигателей мешалок и насосов;  $Q_{ак}$  – теплота аккумуляции холода при намораживании льда на испарители холодильной машины.

Составляющие теплового баланса рассчитывают следующим образом:

$$Q_1 = C_{мл} \rho_{мл} V \Delta t_{мл},$$

где  $V$  – рабочая вместимость резервуара-охладителя, м<sup>3</sup>;  $\Delta t_{мл}$  – изменение температуры молока при его охлаждении, °С;

$$Q_2 = 0,01\Pi Q_1,$$

где  $\Pi$  – процент тепlopоступлений от окружающей среды (в пределах 2–31);

$$Q_3 = (N_1 \eta_1 + N_2 \eta_2) \tau,$$

где  $N_1$  и  $N_2$  – мощности электродвигателей мешалки и насоса в системе циркуляции воды, кВт;  $\eta_1$  и  $\eta_2$  – КПД электродвигателей (0,85–0,9);  $\tau$  – продолжительность охлаждения, с;

$$Q_{ак} = m_{л} r ,$$

где  $r$  – удельная теплота плавления льда, кДж/кг;  $m_{л}$  – масса намороженного льда, кг.

Требуемая холодопроизводительность холодильной машины, кВт:

$$\Phi = \frac{Q_x}{\tau} .$$

При аккумуляции холода определяют продолжительность намораживания льда, ч:

$$\tau_{ак} = \frac{Q'_x}{3600\Phi} ,$$

где  $Q'_x$  – количество теплоты, отводимое холодильной машиной в период намораживания льда, кДж;  $\Phi$  – холодопроизводительность принятой к установке холодильной машины, кВт;

$$Q'_x = Q'_2 + Q_{ак} ,$$

где  $Q'_2$  – тепlopоступления от окружающей среды в период аккумуляции холода, кДж;

$$Q'_2 = 0,01\Pi'Q_{ак} ,$$

где  $\Pi'$  – процент тепlopоступлений от окружающей среды в период аккумуляции холода (0–6 %).

Расчетная продолжительность намораживания льда должна соответствовать приведенной в параметрах технологического процесса или технических характеристиках емкостного охладителя молока.

## 6.2 Системы охлаждения с пластинчатыми охладителями

Требуемая холодопроизводительность машины, кВт:

$$\Phi_x = \Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 ,$$

где  $\Phi_1$ ,  $\Phi_2$  и  $\Phi_3$  – тепловые потоки тепlopоступлений при охлаждении молока от окружающей среды и электродвигателей насосов в системе циркуляции охлаждающей воды.

Тепловой поток  $\Phi_1$  рассчитывают по уравнению (6),  $\Phi_2$  принимают в размере 2–3 % от  $\Phi_1$ .

Тепловой поток от электродвигателей насосов, кВт:

$$\Phi_3 = \sum_1^n N_i \eta_i,$$

где  $N$  – мощность  $i$ -го электродвигателя, кВт;  $\eta_i$  – КПД  $i$ -го электродвигателя (п. 6.1).

## 7 Расчет тепловой изоляции

Тепловая изоляция трубопроводов и технологического оборудования необходима для предотвращения потерь тепла от горячих поверхностей и появления конденсата на холодных поверхностях.

Исходные данные:

- температура окружающей среды  $t_{\text{окр. ср.}}$ , °С;
- максимально допустимая температура изоляции горячих труб  $t_{c1}$ , °С;
- влажность  $\varphi$ , %.

Теплоизоляционный материал необходимо выбрать из приложения Г. Выбираем диаметр трубопровода  $d$ , мм. Коэффициент теплоотдачи от изоляции к воздуху принимаем  $\alpha = 10 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ .

Критический диаметр изоляции:

$$d_{\text{кр}} = 2 \lambda / \alpha,$$

где  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности теплоизоляционного материала,  $\text{Вт/м}^2\cdot\text{К}$  (приложение Г). Использовать эту изоляцию целесообразно при  $d_{\text{кр}} \leq d$ .

Тепловой поток через изоляцию, Вт/м:

$$q_l = \frac{\pi \lambda}{\delta} (t_{c1} - t_{c2}),$$

где  $t_{c1}$  – температура стенки трубы равная температуре жидкости в трубе, поскольку теплоотдача от жидкости к стенке трубы бесконечна, °С;  $t_{c2}$  – температура изоляции, °С.

Тепловой поток от изоляции к окружающей среде, Вт/м:

$$q_l = \alpha \pi d_2 (t_{c2} - t_{\text{окр. ср.}}),$$

где  $d_2$  – диаметр изоляции, м.

Приравниваем тепловые потоки и выражаем диаметр изоляции для трубопроводов с горячей водой и горячим молоком, м:

$$d_2 = \frac{d + \sqrt{\left[ d^2 + \frac{8 \lambda (t_{c1} - t_{c2})}{\alpha (t_{c2} - t_{\text{окр. ср.}})} \right]}}{2}, \text{ м.}$$

Для предотвращения образования конденсата на поверхностях холодных трубопроводов необходимо на них наложить изоляцию. По  $i$ -д-

диаграмме влажного воздуха (приложение Е) определяется точка росы для температуры помещения с температурой  $t_{\text{окр. ср.}}$  (°С) и влажностью  $\varphi$  (%), возможен запас. Определяем точку росы  $t_p$  при  $\varphi = 100$  %. Наружная температура изоляции должна быть выше данной точки росы.

Для трубопроводов с ледяной водой и холодным молоком определяем диаметр изоляции по формуле:

$$d_2 = \frac{d + \sqrt{\left[ d^2 + \frac{8 \lambda (t_{c2} - t_{c1})}{\alpha (t_{\text{окр. ср.}} - t_{c2})} \right]}}{2}.$$

## **8 Компоновка оборудования в производственных помещениях**

Основное и вспомогательное оборудование следует размещать в помещении в соответствии с технологической схемой по ходу рабочих сред. Рациональное расположение оборудования позволит сократить протяженность соединительных трубопроводов и упростить монтаж.

При размещении оборудования следует предусмотреть проходы:

- между выступающими частями аппаратов не менее 1,0 м;
- вдоль фронта обслуживания, а также между электрическими щитами и оборудованием не менее 1,5 м;
- между оборудованием и стенами не менее 0,7 м.

Допускается отсутствие прохода со стороны, где не требуется обслуживание оборудования. При его расположении необходимо обеспечить возможность разборки и ремонта. Возле него должны быть предусмотрены площадки, достаточные для размещения отдельных деталей и частей эксплуатируемого оборудования. Для размещения холодильных установок предусматривают отдельные помещения.

## Список литературы

1. Стратегия развития энергетического потенциала Республики Беларусь на 2011–2015 гг.: постановление Совета Министров Респ. Беларусь, 9 авг. 2010 г., № 1180.
2. Михеев, М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – 2-е изд. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.
3. Ковалев, Ю. Н. Молочное оборудование животноводческих ферм и комплексов: справочник / Ю. Н. Ковалев. – Н.: Россельхозиздат, 1987. – 343 с.
4. Механизация животноводства: учеб. для с.-х. вузов / под ред. В. К. Гриба. – Минск: Ураджай, 1997.
5. Цыганок, Т. П. Практикум по машинному доению коров и обработке молока / Т. П. Цыганок, В. А. Шаршунов. – Минск: Ураджай, 1997.
6. Барановский, Н. В. Пластинчатые и спиральные теплообменники / Н. В. Барановский, Л. М. Коваленко, А. Р. Ястребекецкий. – М.: Машиностроение, 1973.
7. Брагинец, Н. В. Курсовое и дипломное проектирование по механизации животноводства / Н. В. Брагинец, Д. А. Палишкин. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1991.
8. Босин, И. Н. Охлаждение молока на комплексах и фермах / И. Н. Босин. – М.: Колос, 1993.
9. Мельников, С. В. Технологическое оборудование животноводческих ферм и комплексов / С. В. Мельников. – 2-е изд. перераб. и доп. – Л.: Агропромиздат, 1935.
10. Механизация технологических процессов / Н. В. Белянчиков [и др.]. – М.: Агрпролиздат, 1999.
11. Митин, В. В. Курсовое и дипломное проектирование оборудования предприятий мясной и молочной промышленности / В. В. Митин. – М.: Колос, 1992.
12. Промышленные теплообменные процессы и установки: учебник для вузов / А. М. Балластов [и др.]; под ред. А. М. Бакластова. – М.: Энергоатомиздат, 1986.



## Приложение А

### ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К КУРСОВОМУ ПРОЕКТИРОВАНИЮ

#### А.1. Данные по последней цифре номера зачетной книжки

Последняя цифра номера	$Q_V$ , л/ч	Вид расчета	Тип пластины	$\Delta P_m$ , кПа	$\varepsilon$
0	8000	проектный	0,5Е	400	0,92
1	500	проектный	АДМ	100	0,85
2	1000	поверочный	П-1	по расчету	0,8
3	1000	проектный	П-1	250	0,9
4	2000	поверочный	П-2	по расчету	0,82
5	2000	проектный	0,3	250	0,88
6	3000	поверочный	П-2	по расчету	0,82
7	3000	проектный	0,3	400	0,85
8	5000	поверочный	П-2	по расчету	0,82
9	5000	проектный	0,3	200	0,85

#### А.2. Данные по предпоследней цифре номера зачетной книжки

Предпоследняя цифра номера	Назначение молока *	Температура, °С			$\Delta P_{**}$ , кПа	Схема компоновки теплообменника
		$t_1$	$t_2$	$t_b$		
0	А	15	76	8	200	а
1	Б	20	80	10	300	б
2	А	25	85	12	400	в
3	Б	30	90	8	400	г
4	А	35	93	10	200	а
5	Б	15	93	12	300	б
6	А	20	90	8	200	в
7	Б	25	76	10	300	г
8	А	30	80	12	400	а
9	Б	35	85	8	200	б

\*А – сырье для молочных заводов; Б – для реализации населению.

\*\* При выполнении поверочных расчетов определяется по методу соответствующих подсчетов.

## Приложение Б (справочное)

### ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛАСТИН

Наименование характеристик	Ед. изм.	Тип пластин с гольфами				
		горизонтальными			в «елочку»	
		от АДГ	П-1	П-2	0,3	0,5Е
Площадь поверхности теплообмена	м <sup>2</sup>	0,038	0,14	0,2	0,3	0,5
Толщина пластин	мм	0,7	1,2	1,2	1,0	1,0
Зазор между пластинами	мм	1,1	4,4	2,8	4,0	4,0
Эквивалентный диаметр канала	м	0,0022	0,0088	0,0056	0,008	0,008
Приведенная длина канала	м	0,49	0,56	0,81	1,12	1,15
Площадь сечения канала	м <sup>2</sup>	0,000077	0,0088	0,00076	0,0011	0,018
Габаритные размеры:						
длина	мм	640	800	1025	1370	1380
ширина	мм	90	225	315	300	500
масса	кг	0,3	1,7	3,05	3,2	5,4

## Приложение В

### ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ВОДЫ И МОЛОКА ПРИ АТМОСФЕРНОМ ДАВЛЕНИИ

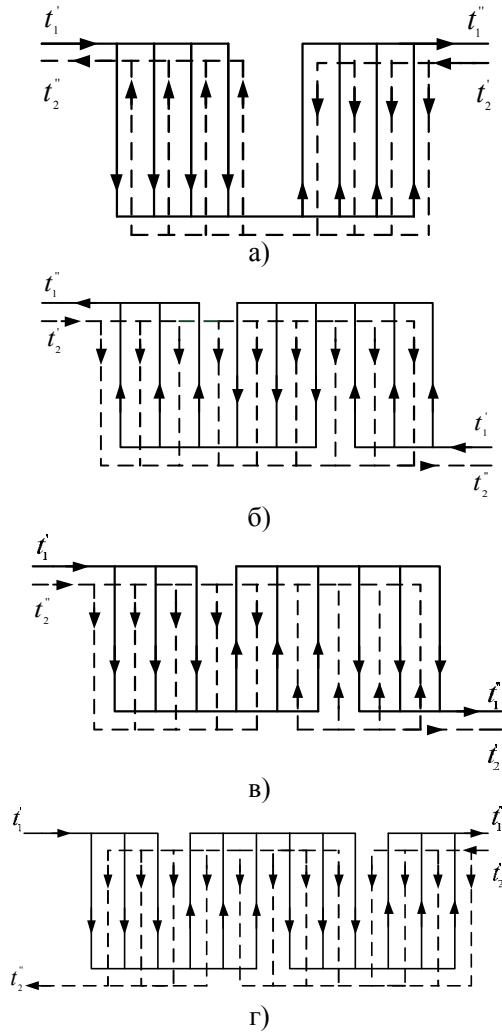
Вещество	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho,$ $\text{кг/м}^3$	$C_p,$ $\text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$	$\lambda,$ $\text{Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$\alpha\cdot 10^6,$ $\text{м}^2/\text{с}$	$\nu\cdot 10^6,$ $\text{м}^2/\text{с}$	Pr
Вода	0	1000	4,215	0,561	0,133	1,79	13,46
	10	1000	4,19	0,58	0,138	1,307	9,47
	20	1000	4,18	0,598	0,143	1,003	7,01
	30	995	4,18	0,616	0,148	0,802	5,41
	40	993	4,18	0,631	0,152	0,658	4,33
	50	988	4,18	0,644	0,156	0,554	3,55
	60	983	4,18	0,655	0,159	0,475	2,98
	70	978	4,19	0,663	0,162	0,413	2,55
	80	972	4,195	0,67	0,164	0,365	2,22
	90	965	4,205	0,675	0,166	0,327	1,97
100	958	4,215	0,679	0,168	0,295	1,75	
Молоко	0	1040	3,85	0,52	0,13	2,98	22,92
	10	1033	3,88	0,531	0,132	2,393	18,12
	20	1028	3,94	0,542	0,134	1,74	12,99
	30	1024	3,94	0,553	0,137	1,3	9,49
	40	1020	3,96	0,564	0,14	1,02	7,29
	50	1015	3,97	0,575	0,143	0,837	5,85
	60	1010	3,98	0,586	0,146	0,703	4,82
	70	1005	3,99	0,597	0,149	0,617	4,14
	80	1000	4,0	0,608	0,152	0,57	3,75
	90	993	4,0	0,619	0,156	0,55	3,53

## Приложение Г

### КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ МАТЕРИАЛОВ

Материал	$\lambda$ , Вт/(м·К)
Алюминий	204
Асбест	0,151
Асбозурит	0,213
Асбослюда	0,208
Бетон	1,28
Бронза	48
Вата минеральная	0,052
Вермикулит	0,328
Вермикулитовые плиты	0 186
Ви питает	0,165
Диатомит молотый	0,314
Кирпич	
диатомовый	0,25
динасовый	0,35
красный	0,76
силикатный	0,82
шамотный	1,14
Латунь	93
Лед	2,22
Масляный слой загрязнения	0,15
Медь	384
Накипь	1,75
Новоасбозрит	0,175
Ньювель	0,11
Пенопласт	0,05
Пеношамот	0,29
Поперечные волокон сосны	0,151
Пористые отложения, пропитанные нефтепродуктами	0,1
Потнэтилен	0,29
Пробковые плиты	0,047
Резина	0,16
Ржавчина	1,15
Сажа	0,09
Снег уплотненный	0,46
Совелит	0,09
Сталь углеродистая	45
Сталь нержавеющая	18
Стекловата	0,047
Стекло обыкновенное	0,745
Титан	15
Чугун	90
Шлаковата	0,16
Фарфор	1,04

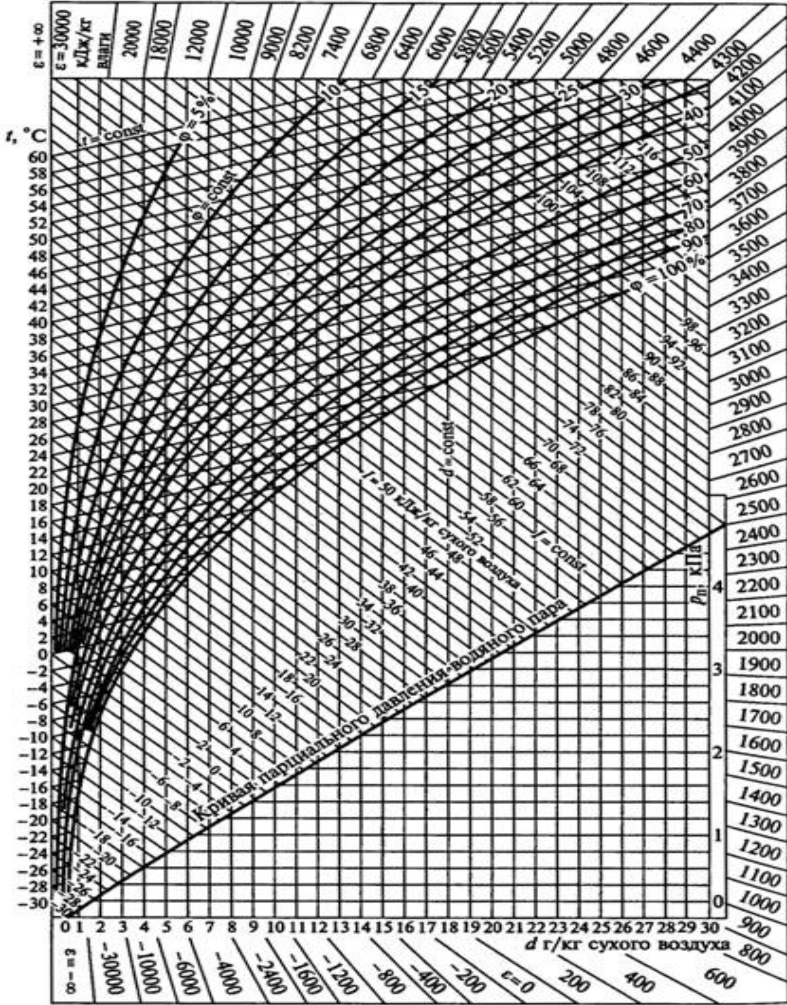
СХЕМЫ КОМПОНОВОК ТЕПЛООБМЕННИКОВ



- а) симметричные схемы;  
 б) несимметричные схемы с объединением каналов одной из сред в один пакет;  
 в, г) несимметричные схемы с разными числами каналов и пакетов.

# Приложение Е

## I-D ДИАГРАММА ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА



**Учебное издание**

**Пашинский** Василий Антонович  
**Левин** М Л  
**Антух** А А

## **РАСЧЕТ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА**

### **МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ**

Редактор *И. В. Перковец*  
Корректор *И. В. Перковец, С. М. Курбыко*  
Компьютерная верстка *И. В. Перковец*

Подписано в печать 21.07.2011. Формат 60×90<sup>1/16</sup>.  
Бумага офсетная. Гарнитура Times. Ризография.  
Усл. печ. л. 1,75. Уч.-изд. л. 0,91.  
Тираж 50 экз. Заказ № 30.

Издатель и полиграфическое исполнение  
учреждение образования «Международный государственный  
экологический университет имени А. Д. Сахарова»

ЛИ № 02330/993 от 31.08.2011 г.  
Республика Беларусь, 220070, г. Минск, ул. Долгобродская, 23

Е-mail: [info@iseu.by](mailto:info@iseu.by)  
<http://www.iseu.by>

## РАЗДЕЛ КОНТРОЛЯ ЗНАНИЙ

### ВОПРОСЫ ЭКЗАМЕНАЦИОННЫХ БИЛЕТОВ.

1. Основные механизмы передачи теплоты: теплопроводность, конвекция, излучение.
2. Основные количественные характеристики процессов переноса теплоты: количество теплоты, тепловой поток, плотность теплового потока, мощность внутренних источников теплоты.
3. Механизм процесса теплопроводности в газах, жидкостях, металлах, твердых диэлектриках.
4. Температурное поле. Закон теплопроводности Фурье. Коэффициент теплопроводности и его зависимость от различных факторов.
5. Дифференциальное уравнение теплопроводности.
6. Коэффициент температуропроводности: граничные условия первого, второго и третьего рода.
7. Сопряженные задачи. Закон Ньютона – Рихмана для теплоотдачи.
8. Стационарные процессы теплопроводности. Закон Ньютона – Рихмана для теплоотдачи.
9. Нестационарные процессы теплопроводности. Методы решения задач теплопроводности при нестационарном режиме.
10. Теплопроводность тонкой пластины при граничных условиях третьего рода.
11. Теплопроводность длинного цилиндра при граничных условиях третьего рода.
12. Теплопроводность шара при граничных условиях третьего рода.
13. Охлаждение (нагревание) тел конечных размеров. Нестационарная теплопроводность в телах сложной конфигурации.
14. Конвективный теплообмен. Основные положения. Конвективный теплообмен как совокупность молярного и молекулярного переноса.
15. Теплоотдача. Основные случаи теплоотдачи: теплоотдача в однофазных жидкостях и при фазовых превращениях, при вынужденной и естественной конвекции.
16. Система дифференциальных уравнений неизотермического движения: уравнение теплоотдачи, энергии, движения и сплошности. Условия однозначности.
17. Подобие и моделирование процессов конвективного теплообмена. Основные числа и критерии подобия.
18. Теплообмен при вынужденном течении жидкости в трубах. Особенности вынужденного течения жидкости и теплообмена в трубах. Ламинарный и турбулентный режимы. Участки гидродинамической и тепловой стабилизации. Стабилизированное течение.
19. Теплоотдача при ламинарном и турбулентном режимах течения жидкости в гладких трубах круглого поперечного сечения. Расчетные уравнения. Переходный режим.



20. Теплоотдача при течении жидкости в трубах некруглого поперечного сечения, в изогнутых и шероховатых трубах.

21. Теплоотдача при вынужденном поперечном омывании труб и пучков труб.

22. Режимы течения в пограничном слое при поперечном омывании цилиндра и их связь с теплоотдачей. Влияние отрыва пограничного слоя.

23. Характер изменения теплоотдачи по окружности цилиндра при различных условиях омывания.

24. Влияние степени турбулентности набегающего потока и угла атаки. Основные типы пучков труб. Ламинарный, смешанный и турбулентный режимы омывания.

25. Изменение теплоотдачи по окружности трубок пучка. Изменение средней по окружности труб теплоотдачи в зависимости от номера ряда. Влияние степени турбулентности потока. Влияние величины относительных шагов.

26. Сравнение теплоотдачи шахматных и коридорных пучков. Влияние угла атаки.

27. Теплообмен при свободной конвекции. Факторы, обуславливающие свободное движение. Распределение температур и скоростей.

28. Изменение коэффициента теплоотдачи по высоте стенки при свободной конвекции. Характер движения жидкости вблизи горизонтальных труб и пластин.

29. Теплообмен при конденсации чистого пара. Условия возникновения конденсации пара. Пленочная и капельная конденсации. Коэффициент конденсации. Термическое сопротивление фазового перехода.

30. Конденсация сухого насыщенного пара на вертикальных стенках; ламинарное и турбулентное течение пленки.

31. Особенности расчета теплоотдачи при ламинарном течении пленки конденсата; поправка на волновое движение пленки конденсата;

32. Расчет средней теплоотдачи при наличии на поверхности ламинарной и турбулентной пленки. Влияние на теплоотдачу скорости пара.

33. Конденсация пара внутри труб.

34. Теплоотдача при конденсации сухого насыщенного пара на горизонтальных трубах и пучках труб; Методика расчета теплоотдачи для одиночной трубки; характер обтекания конденсатом пучков труб, изменение теплоотдачи по рядам, влияние скорости пара и других факторов.

35. Расчет теплоотдачи при конденсации пара на горизонтальных пучках труб. Теплоотдача при капельной конденсации пара.

36. Влияние перегрева и влажности пара на коэффициент теплоотдачи.

37. Конденсация пара на струе жидкости и струй пара в жидкости.

38. Особенности теплоотдачи при конденсации паров металлов.

39. Теплообмен при кипении однокомпонентных жидкостей.

40. Механизм кипения жидкости. Теплообмен между стенкой и жидкой фазой, между жидкой и паровой фазами

41. Пленочный режим кипения жидкости.

42. Первая и вторая критические плотности теплового потока при кипении жидкости.

43. Изменение теплоотдачи и температуры стенки при пленочном режиме кипения жидкости.

44. Теплообмен при кипении жидкости в трубах: характер движения парожидкостной смеси в горизонтальных и вертикальных трубах.

45. Развитие процесса кипения по длине трубы.

46. Зависимость теплоотдачи от скорости циркуляции, объемного паросодержания и плотности теплового потока при кипении жидкости в трубах.

47. Зависимость первой и второй критических плотностей теплового потока от различных факторов. Расчет критических тепловых нагрузок.

48. Кризис теплообмена второго рода, граничнопаросодержание парожидкостной смеси

49. Теплоотдача при кипении жидкости, недогретой до температуры насыщения.

50. Распределение температур жидкости в поперечном сечении канала при кипении недогретой жидкости; протекание процесса.

51. Зависимость теплоотдачи при кипении недогретой жидкости от различных факторов.

52. Тепло- и массообмен в двухкомпонентных средах.

53. Основные положения теории массообмена. Концентрационная, термо- и бародиффузия.

54. Первый закон Фика.

55. Второй закон Фика. Коэффициент молекулярной диффузии.

56. Диффузионный пограничный слой. Система дифференциальных уравнений пограничного слоя.

57. Граничные условия на поверхности раздела фаз. Коэффициент массоотдачи.

58. Применение теории подобия к процессам массообмена. Тройная аналогия.

59. Тепло - и массообмен при конденсации пара из парогазовой смеси, при испарении жидкости в парогазовую среду.

60. Теплообмен излучением. Природа теплового излучения. Виды потоков излучения.

61. Законы излучения абсолютно черного тела. Коэффициенты облученности и взаимные поверхности излучения. Геометрические свойства потоков излучения.

62. Методы определения коэффициентов облученности.

63. Теплообмен излучением в замкнутой системе, состоящей из двух серых тел: общий случай; тела, из которых одно находится в плоскости другого;

64. Теплообмен излучением в замкнутой системе: тела с плоскопараллельными поверхностями. Применение экранов.

65. Особенности теплообмена излучением в поглощающих и излучающих средах.

66. Особенности излучения газов и паров. Сложный теплообмен.

67. Критерии радиационного подобия.

68. Теплообменные аппараты. Общие сведения. Назначение теплообменников. Их классификация по принципу действия.

69. Основы теплового расчета теплообменников; проектный и поверочный расчеты.

70. Уравнение теплового баланса и уравнение теплопередачи при расчете теплообменников.

71. Средний температурный напор. Определение среднего температурного напора для основных схем движения теплоносителей. Сравнение прямотока и противотока.

72. Поверочный расчет рекуперативных теплообменников. Вычисление конечных температур теплоносителей.

73. Методы определения температур поверхности теплообмена.

74. Тепловой расчет регенеративного теплообменника.

75. Гидродинамический расчет теплообменных аппаратов.

76. Расчет мощности, необходимой для перемещения теплоносителя.