

Федеральное агентство по образованию

АМУРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

ГОУ ВПО «АмГУ»

УТВЕРЖДАЮ

Зав. кафедрой энергетики

\_\_\_\_\_ Н.В. Савина

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2007 г.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТЕПЛОТЕХНИКИ. ТЕПЛОМАССОБМЕН

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС ПО ДИСЦИПЛИНЕ

для специальности 140101 – «Тепловые электрические станции»

Составители: ст. преп. Гриценко М.В.,  
проф. Присяжная С.П.

Благовещенск

2007 г.

**Печатается по решению**  
редакционно-издательского совета  
энергетического факультета  
Амурского государственного  
университета

*Гриценко М.В.*

Учебно-методический комплекс по дисциплине «Теоретические основы теплотехники. Тепломассообмен» для студентов специальности 140101 «Тепловые электрические станции». – Благовещенск: Амурский гос. ун-т, 2007. – 58 с.

Учебно-методический комплекс предназначен для оказания помощи студентам специальности 140101 «Тепловые электрические станции» в изучении дисциплины «Теоретические основы теплотехники. Тепломассообмен»: формирования знаний о закономерностях основных процессов переноса тепла и массы, освоение методов решения различных задач тепломассообмена, приобретение навыков экспериментального исследования процессов тепломассообмена посредством физического и математического моделирования.

© Гриценко Марина Викторовна

## АННОТАЦИЯ

В рамках направления 650800 «Теплоэнергетика» на кафедре Энергетики реализуется подготовка дипломированного специалиста по специальности 140101. Государственный образовательный стандарт подготовки инженера по специальности 140101 «Тепловые электрические станции» включает изучение дисциплины «Теоретические основы теплотехники. Тепломассообмен» в разделе ОПД.Ф.11.

Согласно учебному плану специальности данная дисциплина изучается на втором и третьем курсах обучения (четвертый, пятый семестр), предусмотрены следующие виды занятий и формы контроля

Наименование	Всего часов	3-й семестр	4-й семестр
Лекции	72	36	36
Практические занятия	54	36	18
Лабораторные занятия	36	18	18
Самостоятельная работа	58	+	+
Курсовая работа			+
Вид итогового контроля		зачет*	экзамен
Общая трудоемкость дисциплины	250		

Учебно-методический комплекс дисциплины «Теоретические основы теплотехники. Термодинамика» включает в себя:

1. Примерную программу дисциплины «Теоретические основы теплотехники» (Министерство образования Российской Федерации, 2001 г. Авторы: Александров А.А., профессор МЭИ, Алтунин В.В., доцент МЭИ, Величко В.И., доцент МЭИ, Цветков Ф.Ф., доцент МЭИ);
2. Рабочую учебную программу дисциплины «Теоретические основы теплотехники. Тепломассообмен» (Амурский государственный университет, кафедра «Энергетика», 2006. Автор – Присяжная С.П., проф. каф. «Энергетика»);
3. Настоящий учебно-методический комплекс.

В настоящем учебно-методическом комплексе приведен краткий конспект лекций (с указанием тем для самостоятельного изучения и вопросов для самопроверки), методические рекомендации и методические указания по проведению практических и лабораторных занятий, график самостоятельной работы и методические указания по выполнению, примеры заданий для проверочных работ, а также материалы по контролю качества образования (ме-

тодические указания по организации контроля знаний студентов, критерии оценки знаний студентов и фонды тестовых заданий).

## **1. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ДИСЦИПЛИНЫ, ЕЕ МЕСТО В УЧЕБНОМ ПРОЦЕССЕ**

### **1.1. Цель преподавания дисциплины**

Предметом изучения дисциплины «Теоретические основы теплотехники. Тепломассообмен» являются закономерности процессов распространения теплоты в твердых, жидких и газообразных телах, которые по своей физико-механической природе многообразны, отличаются большой сложностью и развиваются в виде целого комплекса разнородных явлений.

Целью дисциплины является изучение закономерностей основных процессов переноса тепла и массы, освоение методов решения различных задач тепломассообмена, приобретение навыков экспериментального исследования процессов тепломассообмена посредством физического и математического моделирования.

### **1.2. Задачи изучения дисциплины**

Задачей изучения дисциплины является обеспечение знаний студентов в области передачи теплоты и их закономерностей; создание фундамента для усвоения профилирующих дисциплин специальности; развитие навыков и умения творческого использования элементов теории тепломассообмена при решении конкретных задач.

В результате изучения дисциплины студенты должны знать:

- Способы теплообмена
- Дифференциальное уравнение теплопроводности и его решения
- Система дифференциальных уравнений конвективного теплообмена, применение методов подобия и его размерностей к изучению процессов конвективного теплообмена
- Теплоотдача и гидравлическое сопротивление при вынужденном течении в каналах, обтекание трубы или пучка труб
- Расчет коэффициента теплоотдачи при свободной конвекции
- Теплообмен при фазовых превращениях
- Теплообмен излучением, сложный теплообмен
- Массообмен
- Массоотдача, математическое описание и аналогия процессов массо- и теплообмена

- Теплогидравлический расчет теплообменных аппаратов

Уметь:

- Применять уравнения и справочную литературу для расчета различных задач теплообмена;
- Рассчитывать температурное поле и тепловые потоки в твердых телах, а также в потоках жидкости и газа;
- Рассчитывать величины, характеризующие интенсивность процессов теплообмена, анализировать различные факторы, влияющие на процессы теплообмена;
- Математически сформулировать конкретную задачу теплообмена и выполнять ее решение путем физического или математического моделирования;
- Выполнять тепловой расчет теплообменных аппаратов.

### **1.3. Связь с другими дисциплинами специальности**

*Перечень дисциплин, освоение которых необходимо при изучении данной дисциплины.*

Математика: дифференциальное и интегральное исчисления; функции нескольких переменных; дифференциальные уравнения; основы вычислительного эксперимента; уравнения математической физики.

Физика: молекулярная физика и термодинамика, тепло- и массообмен во влажных коллоидных, капиллярно-пористых телах.

Химия: химическая термодинамика и кинетика: энергетика химических процессов, химическое и фазовое равновесие, скорость реакции и методы ее регулирования.

*Знания и умения, полученные в курсе, являются необходимыми для изучения специальных дисциплин «Котельные установки и парогенераторы», «Турбины тепловых и атомных электрических станций», «Тепломеханическое и вспомогательное оборудование электростанций», «Тепловые и атомные электрические станции», «Тепломассообменное оборудование промышленных предприятий» и используются при выполнении расчетных и лабораторных работ по указанным дисциплинам, а также при выполнении дипломных проектов и работ.*

## 2. КРАТКИЙ КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ

Теоретические сведения, необходимые для изучения дисциплины изложены в [1, 2, 3]. Ниже приведен краткий конспект лекций.

### *Тема 1*

#### **Основные понятия и исходные положения тепломассообмена**

*Способы тепло- и массопереноса: теплопроводность, конвекция, излучение, диффузия. Феноменологический метод изучения явлений тепло- и массообмена. Определение основных понятий: температурное поле, градиент температуры, тепловой поток, плотность теплового потока. Вектор плотности теплового потока. Закон Фурье. Коэффициент теплопроводности газов, жидкостей и твердых тел.*

Самопроизвольный необратимый процесс переноса теплоты в пространстве с неоднородным распределением температуры называется теплообменом.

Теплообмен в общем случае может осуществляться тремя различными способами: теплопроводностью (кондуктивный теплообмен), конвекцией и тепловым излучением (радиацией). Совокупность трех перечисленных выше способов теплообмена называется сложным теплообменом.

Массообменом называют самопроизвольный необратимый процесс переноса массы данного компонента в пространстве с неоднородным полем химического потенциала этого компонента (в простейшем случае с неоднородным полем концентрации или парциального давления этого компонента).

Аналогично переносу теплоты теплопроводностью и конвективной теплоотдачей, различают массопроводность – молекулярную диффузию и конвективную массоотдачу – конвективную диффузию.

Перенос теплоты часто сопровождается переносом массы вещества и наоборот; поэтому закономерности этих двух явлений в последнее время рассматривают совместно как теорию тепломассообмена. Однако, поскольку с массообменом в чистом виде на практике приходится встречаться гораздо реже, чем с теплообменом, основное внимание обычно уделяется последнему.

Исследование многочисленных энергетических процессов связано с решением задач переноса теплоты, электричества и вещества. Перенос этих субстанций в твердых телах вне связи их друг с другом подчиняется условно принятым линейным зависимостям, например:

– перенос теплоты – закону Фурье: удельный тепловой поток пропорционален температурному градиенту;

– перенос электричества в металлах – закону Ома: удельный поток электричества пропорционален градиенту электрического потенциала;

– молекулярный перенос вещества – закону Фика: удельный поток вещества пропорционален градиенту концентрации (или разности диффузионных - химических потенциалов).

Перенос энергии и вещества осуществляется одним или несколькими материальными носителями. Носителями теплоты могут быть любые вещественные системы: атомы, молекулы, молекулярные комплексы, вихревые образования, гидродинамические потоки, а также кванты акустического (фононы) и электромагнитного (фотоны) излучений.

Перенос электричества в металлах осуществляется свободными электронами; в ионных проводниках – ионами; в полупроводниках – электронами и дырками.

В переносе вещества также участвуют разные носители. Например, при диффузии водяного пара в газообразной среде перенос происходит с помощью отдельных молекул или молекулярных комплексов, или вихрей, или гидродинамического потока.

Любой вид переноса характеризуется одинаковыми понятиями: полем, потоком, сопротивлением и т.д.

В общем случае потенциал является функцией координат пространства и времени. Совокупность значений потенциала в данный момент времени для всех точек пространства называют потенциальным полем. Например, если потенциалом является температура, то поле называется температурным.

Если потенциал меняется во времени, то поле называется нестационарным (или неустановившимся); в противном случае – стационарным. Стационарное поле может быть трехмерным, двумерным и одномерным. Наиболее простой вид имеют уравнения одномерных стационарных полей.

Соответствующие полю режимы – установившиеся и неустановившиеся.

Различают также однородные и неоднородные поля. В первом случае потенциал во всех точках поля в каждый момент времени один и тот же, во втором – нет.

Геометрическое место точек, имеющих одинаковый потенциал, образует изопотенциальную поверхность. В температурном поле точки с одинаковым значением температуры образуют изотермическую поверхность. В неоднородном температурном поле возникает перенос теплоты по описанным выше механизмам.

Количество теплоты, проходящее в единицу времени через произвольную поверхность, называется тепловым потоком  $\Phi$ , Вт. Тепловой поток, равномерно распределенный на единице площади поверхности, называется плотностью теплового потока. Различают местную (локальную) и среднюю по поверхности плотность теплового потока.

Тепловой поток и плотность его могут быть выражены как в векторной, так и в скалярной форме. Под вектором плотности теплового потока понимают вектор, проекция которого на произвольное направление есть местная плотность теплового потока, проходящего через площадку, перпендикулярную к выбранному направлению.

Распространение теплоты может происходить в какой-либо среде (твердой, жидкой, газообразной) или в вакууме (излучением). Различают следующие среды: сплошные, однофазные, многофазные:

– сплошная среда – это среда, которую можно рассматривать как континуум, пренебрегая ее дискретным строением;

– однофазная среда – это сплошная одно- или многокомпонентная среда, свойства которой в пространстве могут изменяться только непрерывно;

– многофазная среда – сплошная одно- или многокомпонентная среда, состоящая из ряда однофазных частей, на границах которых физические свойства изменяются скачкообразно.

Для выражения интенсивности массообмена используют понятия потока массы и плотности потока массы.

Под потоком массы данного компонента смеси понимают его массу, проходящую в единицу времени через произвольную поверхность. Если масса вещества выражена в кг, а время в с, то поток массы имеет размерность кг/с.

Поток массы, отнесенный к единице площади поверхности, называют плотностью потока массы кг/(м<sup>2</sup>·с). Поток массы и плотность потока массы могут быть выражены как в скалярной, так и в векторной форме.

## **Тема 2**

### **Дифференциальное уравнение теплопроводности и его решения**

*Дифференциальное уравнение теплопроводности. Условия однозначности. Коэффициент теплопроводности. Закон Ньютона-Рихмана. Перенос тепла в плоской стенке при постоянном и переменном коэффициенте теплопроводности. Теплопередача через однослойную и многослойную плоскую и цилиндрическую стенки. Критический диаметр тепловой изоляции. Передача тепла через шаровую стенку. Оребрение поверхности нагрева, как способ интенсификации процесса теплопередачи. Перенос тепла по стержню (ребру). Тепловой поток с поверхности стержня (ребра). Теплопередача через оребренную стенку. Коэффициент эффективности ребра. Численные методы решения задач стационарной теплопроводности.*

*Температурное поле в процессе охлаждения (нагрева) пластины. Метод Фурье. Безразмерная форма решения задачи о нестационарной теплопроводности пластины. Число Био. Безразмерное время (число Фурье).*

*Температурное поле в процессе охлаждения (нагревания) бесконечно длинного цилиндра, шара и некоторых тел конечных размеров.*

*Охлаждение (нагревание) тел конечных размеров и произвольной формы. Регулярный режим охлаждения. Определение теплофизических свойств материалов методом регулярного режима.*

Основной закон теплопроводности устанавливает количественную взаимосвязь между тепловым потоком, вызванным теплопроводностью, и температурными неоднородностями в среде.

Основной закон теплопроводности: плотность теплового потока прямо пропорциональна градиенту температуры (градиент – вектор, показывающий направление наискорейшего возрастания некоторой функции на единицу длины).

Анализируя уравнение теплопроводности, можно установить физический смысл теплопроводности: теплопроводность – это количество теплоты, проходящее в единицу времени через единицу изотермической поверхности при градиенте температуры, равном единице.

Перенос вещества в смеси, обусловленный тепловым движением микрочастиц (например, молекул), называется молекулярной диффузией. Она может происходить в твердых, жидких и газообразных средах.

Молекулярную диффузию, вызываемую неоднородным распределением концентраций компонентов в смеси, называют концентрационной диффузией. Концентрационная диффузия описывается обычно на основе закона, согласно которому плотность потока массы диффундирующего компонента прямо пропорциональна градиенту его концентрации.

Для одномерного случая (перенос вещества вдоль только одной координаты) закон концентрационной диффузии был впервые установлен Фиком и поэтому носит его имя. Для трехмерного случая – закон Нернста.

Стационарный (установившийся) режим теплопроводности наиболее часто встречается в производстве (теплопотери через ограждающие конструкции помещений, теплопотери через стенки и теплоизоляцию теплообменных аппаратов и т.д.).

Рассмотрим процесс теплопроводности соответственно в плоской и цилиндрической стенке при условии, что температура на поверхности стенки поддерживается постоянной.

*Плоская стенка.* Допустим, что тепловой поток распространяется только в направлении координаты  $x$ , а теплопроводность не зависит от температуры.

В стационарном режиме тепловой поток и температура поверхности стенок постоянны.

Из анализа уравнения видно, что в стационарном режиме тепловой поток через плоскую стенку прямо пропорционален разности температур поверхностей стенки и обратно пропорционален толщине стенки.

Величина, численно равная отношению разности температур между двумя изотермическими поверхностями поверхности тела к плотности теп-

лового потока в какой-либо точке на одной из этих поверхностей, называется внутренним термическим сопротивлением. Распределение температуры в плоской стенке, следует линейному закону.

Термическое сопротивление плоской многослойной стенки равно сумме термических сопротивлений составляющих ее слоев. В пределах каждого слоя наблюдается линейное распределение температуры, а при переходе от слоя к слою угловой коэффициент меняется вследствие изменения теплопроводности.

*Цилиндрическая оболочка.* Подвод теплоносителя к потребителю обычно осуществляется по трубам, а сами трубы имеют цилиндрический корпус. Рассмотрим цилиндрическую трубу с внутренним диаметром  $d_1$  и наружным  $d_2$ . В рассматриваемом случае температура изменяется только вдоль радиуса, и поэтому в цилиндрических координатах эта задача одномерна.

Из уравнения следует, что так же, как и для плоской стенки, тепловой поток через цилиндрическую оболочку прямо пропорционален разности температур поверхности стенки. Поэтому при стационарной теплопроводности в цилиндрической оболочке распределение температуры подчиняется логарифмическому закону.

### **Тема 3**

#### **Система дифференциальных уравнений конвективного теплообмена; применение методов подобия и размерностей к изучению процессов конвективного теплообмена)**

*Математическое описание процесса конвективного теплообмена: дифференциальные уравнения энергии, движения, неразрывности.*

*Физические свойства жидкостей и газов, существенные для процесса конвективного теплообмена. Классификация теплоносителей по числу Прандтля.*

*Безразмерный вид математического описания конвективного теплообмена. Безразмерные комплексы: число Рейнольдса, число Грасгофа, число Рэлея, число Нуссельта, число Фурье, число Эйлера, число Прандтля, число Био, число Фруда, число Пекле. Теория подобия и размерности. Пи – теорема.*

*Пограничный слой. Турбулентность. Рейнольдсовы преобразования дифференциальных уравнений конвективного теплообмена. Турбулентная теплопроводность. Турбулентная вязкость. Турбулентное число Прандтля.*

В промышленности широко применяются различные теплообменные устройства, предназначенные для передачи теплоты от одной среды к другой (обогрев зданий и сооружений с помощью отопительных приборов, нагрев молока при его пастеризации, нагрев воды и генерация пара в котель-

ных установках, нагрев воздуха в калориферах и т.д.). В этих устройствах, как правило, происходит теплообмен между движущимися средами через поверхность раздела фаз или разделяющую их стенку.

Движущаяся среда, используемая для переноса теплоты, называется теплоносителем.

Конвективный теплообмен между движущейся средой и поверхностью раздела с другой средой – твердым телом (например, стенкой), жидкостью или газом - называется теплоотдачей.

Поверхность раздела, через которую происходит перенос теплоты, носит название поверхности теплообмена или теплоотдающей поверхности.

Интенсивность теплоотдачи в большинстве случаев зависит от скорости движения теплоносителя относительно поверхности теплообмена. Движение может быть свободным или вынужденным.

Свободная конвекция жидкости на практике часто происходит за счет разности плотностей нагретых и холодных частиц жидкости, находящихся в поле гравитационных сил (гравитационная свободная конвекция), а вынужденная конвекция – в результате действия насоса или вентилятора.

В движущейся среде масса переносится одновременно конвекцией (за счет движения самой среды) и диффузией. Массообмен, обусловленный совместным действием конвективного переноса вещества и молекулярной диффузии, носит название конвективного массообмена.

В практических задачах большое значение имеет конвективный массообмен между жидкой или твердой поверхностью и окружающей средой. По аналогии с теплоотдачей конвективный массообмен между движущейся средой и поверхностью раздела с другой средой (твердым телом, жидкостью или газом) называют массоотдачей.

Для количественного описания теплоотдачи широко используется закон теплоотдачи – плотность теплового потока, переносимого путем конвекции от поверхности теплообмена в среду (или, наоборот, из среды к поверхности теплообмена), пропорциональна разности температур поверхности теплообмена  $t_c$  и среды  $t_{ж}$ , взятой по абсолютной величине.

Различают местный (локальный) коэффициент теплообмена, который относится к рассматриваемой точке поверхности теплообмена, и средний коэффициент теплообмена, равный всему тепловому потоку  $\Phi$  (Вт) через поверхность теплообмена  $A$  ( $m^2$ ), деленному на средний температурный напор  $t_{cp}$  и площадь поверхности теплообмена.

Коэффициент теплообмена – важный теплофизический параметр, необходимый для расчета тепло обменного аппарата. В общем случае он зависит от физических свойств жидкости, конфигурации и размеров поверхности теплообмена и от условий обтекания ее жидкостью. Коэффициент теплообмена – это расчетная величина, находящаяся обычно из уравнений, полученных экспериментально.

Для количественного описания массоотдачи используется закон массоотдачи (закон Шукарева).

Уравнение массоотдачи является аналогом уравнения теплоотдачи.

Градиент концентрации в диффузионном слое может быть направлен как к поверхности массообмена (сушка, сублимация, испарение со свободной поверхности жидкости, десорбция, растворение), так и от нее (конденсация, абсорбция (поглощение газов и паров жидкостями), адсорбция, десублимация). В совместно протекающих процессах тепло- и массоотдачи он может либо совпадать по направлению с градиентом температуры в тепловом пограничном слое (конденсация), либо нет (испарение со свободной поверхности жидкости, конвективная сушка).

В процессах испарения со свободной поверхности, сушки, сублимации и конденсации пара из парогазовой смеси, поверхность массообмена является полупроницаемой, т. е. проницаемой для пара и непроницаемой для газа. Диффузия пара через пограничный слой вызывает встречную диффузию газа (взаимодиффузия). Поскольку общее давление парогазовой смеси в пограничном слое постоянно, то перемещение газа к поверхности массообмена (при испарении, сушке, сублимации) или от нее (конденсация, десублимация) должно компенсироваться общим конвективным потоком парогазовой смеси.

Основные положения теории подобия формулируются в виде трех теорем. Первая и вторая теоремы подобия формулируют основные свойства подобных между собой явлений, третья устанавливает признаки, по которым можно определить, подобны ли рассматриваемые явления.

Сущность теорем подобия:

- первой – в подобных явлениях все одноименные числа подобия (в том числе и критерии подобия) должны быть численно одинаковы;
- второй – зависимость между переменными, характеризующими какой-либо процесс, может быть представлена в виде зависимости между числами подобия;
- третьей – подобны те явления, у которых одноименные критерии подобия одинаковы.

Теория подобия дает возможность на основе анализа математического описания того или иного процесса ответить на вопрос, сколько должно быть критериев в критериальном уравнении, и раскрывает содержание всех критериев, однако не позволяет – найти конкретную функциональную зависимость определяемого критерия от определяющих. Последняя задача решается путем постановки экспериментов, моделирующих исследуемый процесс, и соответствующей обработки полученных данных. Критериальные уравнения используются для расчета искомой величины, входящей в определяемый критерий.

Все критерии подобия безразмерные величины. Их можно умножать и делить один на другой, возводить в степень. Получаемые при этом комплексы безразмерных величин также являются критериями подобия.

В конвективном теплообмене очень часто по критериальным уравнениям рассчитывают коэффициент теплообмена. Определяемый критерий, содержащий коэффициент теплообмена, можно получить, переходя к безразмерным переменным в дифференциальном уравнении теплоотдачи. Вводя новые переменные, получим уравнение с безразмерным комплексом, стоя-

щим в левой части. Он представляет собой безразмерный коэффициент теплоотдачи и называется числом Нуссельта.

Числа подобия, составленные только из заданных параметров математического описания задачи, называются критериями подобия. Анализ уравнений конвективного теплообмена позволяет получить следующие основные критерии подобия:

- критерий Рейнольдса, представляющий собой отношение сил инерции к силам вязкости;
- критерий Грасгофа, характеризующий подъемную силу, возникшую вследствие разности плотности жидкости;
- критерий Прандтля, определяющий физические свойства жидкости.

Входящие в эти критерии параметры должны быть заданы условиями однозначности. Конкретный вид уравнения, получаемого обычно экспериментальным путем, зависит от характера рассматриваемого явления теплоотдачи, геометрических параметров системы и условий проведения процесса.

#### **Тема 4**

### **Теплоотдача и гидравлическое сопротивление при вынужденном течении в каналах, обтекание трубы и пучка труб**

*Теплообмен и сопротивление при ламинарном и турбулентном пограничном слое на пластине. Теплообмен при вынужденном внешнем обтекании трубы и пучка труб.*

*Теплообмен при движении теплоносителей в трубах и каналах. Первое начало термодинамики для течения в трубах. Местный и средний коэффициенты теплоотдачи.*

*Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении в трубе. Вязкостный и вязкостно-гравитационный режимы. Турбулентное движение в трубах. Формулы Михеева и Петухова.*

*Теплоотдача при течении жидких металлов. Теплообмен при сверхкритическом состоянии жидкостей.*

*Интенсификация конвективного теплообмена при течении теплоносителя в трубах и каналах.*

Омывание трубы поперечным неограниченным потоком жидкости характеризуется рядом особенностей. Плавное, безотрывное обтекание цилиндра имеет место только при  $Re \leq 5$ . При больших значениях  $Re$  условия омывания лобовой и кормовой половин трубы совершенно различны. Ламинарный пограничный слой, образующийся в лобовой части трубы около вертикального диаметра, отрывается от ее поверхности, и в кормовой части образуются два симметричных вихря. Только 45-47% поверхности или при углах  $\varphi = 80-85^\circ$ , считая от лобовой точки, поверхность трубы омывается по-

током жидкости безотрывно, вся остальная ее часть находится в вихревой зоне. Чем больше скорость потока, тем при больших углах  $\varphi$  происходит отрыв ламинарного пограничного слоя. При больших значениях числа Re ламинарный пограничный слой переходит в турбулентный, а отрыв слоя происходит при  $\varphi = 120-130^\circ$ . Это смещение приводит к уменьшению вихревой зоны в кормовой части трубы и обтекание ее улучшается. Турбулентный пограничный слой появляется при значительных числах  $Re=1 \cdot 10^5-4 \cdot 10^5$ . на появление турбулентного пограничного слоя большое влияние оказывает начальная турбулентность потока; чем она больше, тем при меньших значениях числа Re появится турбулентный пограничный слой. Такая своеобразная картина движения жидкости при поперечном обтекании одиночной трубы в значительной мере отражается на коэффициенте теплоотдачи по ее окружности.

В лобовой части трубы (при  $\varphi = 0$ ) коэффициент теплоотдачи имеет наибольшее значение, так как пограничный слой имеет наименьшую толщину. По мере движения жидкости вдоль поверхности толщина пограничного слоя увеличивается и достигает максимального значения почти у экватора, что примерно соответствует месту отрыва пограничного слоя (рис. ). Благодаря увеличению толщины пограничного слоя коэффициент теплоотдачи уменьшается, и у экватора достигает наименьшего значения. За экватором кормовая часть цилиндра омывается жидкостью, имеющей сложный вихревой характер движения, толщина его уменьшается, а коэффициент теплоотдачи увеличивается, достигая максимального значения при  $\varphi = 180^\circ$ , и может сравняться с теплоотдачей в лобовой части трубы. Описанная картина движения жидкости справедлива для значений чисел Рейнольдса  $Re=5-2 \cdot 10^5$ . При больших значениях числа  $Re>2 \cdot 10^5$  теплоотдача круговой трубы исследована недостаточно и наши познания о вихревой зоне весьма ограничены.

Из изложенного следует, что теплоотдача по окружности одиночной трубы при поперечном обтекании тесно связана с характером омывания ее поверхности, зависит от скорости и направления потока жидкости, от температуры и диаметра трубы, от направления теплового потока, от внешних тел, изменяющих степень турбулизации потока, и т.п. Все эти моменты указывают на трудность теоретического решения данной задачи.

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

при  $Re_{жд}=5-1 \cdot 10^3$

$$\overline{Nu}_{жд} = 0,5 Re_{жд}^{0,5} Pr_{жд}^{0,38} \left( \frac{Pr_{жд}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25};$$

для воздуха

$$Nu_{\text{жсд}} = 0,43 Re_{\text{жсд}}^{0,5}.$$

При  $Re_{\text{жсд}} = 1 \cdot 10^3 - 2 \cdot 10^5$

$$Nu_{\text{жсд}} = 0,25 Re_{\text{жсд}}^{0,6} Pr_{\text{жс}}^{0,38} \left( \frac{Pr_{\text{жс}}}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25};$$

для воздуха

$$Nu_{\text{жсд}} = 0,216 Re_{\text{жсд}}^{0,6}.$$

При вычислении чисел подобия за определяющий линейный размер принят внешний диаметр трубы; за определяющую температуру – средняя температура жидкости. Скорость отнесена к самому узкому сечению канала. Приведенные формулы справедливы для цилиндра, который располагается перпендикулярно направлению потока. Если угол атаки  $\varphi < 90^\circ$ , то коэффициент теплоотдачи для  $\varphi = 90^\circ$  нужно умножить на поправочный коэффициент  $\varepsilon_\varphi$ , значения которого приведены ниже, и  $\bar{\alpha}_\varphi = \varepsilon_\varphi \cdot \bar{\alpha}_{90^\circ}$ :

$\varphi$ , град	90	80	70	60	50	40	30	20	10
$\varepsilon_\varphi$	1	1	0,98	0,95	0,87	0,77	0,67	0,6	0,55

Теплообменные устройства сравнительно редко выполняются из одной поперечно-омываемой трубы, так как поверхность теплообмена при этом невелика. Обычно трубы собираются в пучок. В технике чаще встречаются два основных типа трубных пучков: шахматный и коридорный.

Характеристикой пучка являются поперечный шаг  $s_1$  (расстояние между осями труб в направлении, поперечном потоку жидкости) и продольный шаг  $s_2$  (расстояние между осями соседних двух рядов труб, расположенных один за другим в направлении течения жидкости). Помимо  $s_1$  и  $s_2$ , пучки характеризуются внешним диаметром труб и количеством рядов труб по ходу жидкости. Для определенного пучка шаги  $s_1$  и  $s_2$  и диаметр труб  $d$  обычно являются постоянными, не изменяющимися как поперек, так и вдоль течения жидкости. Течение жидкости в пучке имеет достаточно сложный характер. Рядом стоящие трубы пучка оказывают воздействие на омывание соседних, в результате теплообмен труб пучка отличается от теплоотдачи одиночной трубы. Обычно пучок труб устанавливают в каком-либо канале. Поэтому течение в пучке может быть связано с течением в канале.

Известны два основных режима течения жидкости: ламинарный и турбулентный. Эти же режимы могут иметь место и при движении жидкости в пучке. Форма течения жидкости в пучке во многом зависит от характера течения в канале перед пучком. Если при данном расходе и температурах течение в канале, где установлен пучок, было бы турбулентным при отсут-

ствии пучка, то оно обязательно будет турбулентным и в пучке, так как пучок является прекрасным турбулизатором. Однако если пучок помещен в канал, в котором до его установки имел бы место ламинарный режим течения, то в этом случае в зависимости от числа  $Re$  можно иметь как одну, так и другую формы течения. Чем меньше число  $Re$ , тем устойчивее ламинарное течение, чем больше – тем легче перевести его в турбулентное. При низких значениях числа  $Re$  течение может остаться ламинарным. При этом межтрубные зазоры как бы образуют отдельные щелевидные каналы переменного сечения (исключение составляет предельный случай, когда расстояния между трубами очень велики).

В технике чаще всего встречается турбулентная форма течения жидкости в пучках. Так, например, поперечно-омываемые трубные поверхности нагрева котельных агрегатов омываются турбулентным потоком.

Однако и при турбулентном течении имеют место различные законы теплообмена. Это объясняется различным характером течения на стенках труб. Закон теплоотдачи изменяется при появлении на поверхности труб турбулентного пограничного слоя. Согласно опытам с одиночными трубами турбулентный пограничный слой на стенке появляется при  $Re > 2 \cdot 10^5$ . На трубах пучка турбулентный слой может появиться при меньших числах  $Re$ . Для пучков приближенно можно принять, что  $Re_{кр} = 1 \cdot 10^5$ . При этом в  $Re$  вводят скорость, подсчитанную по самому узкому поперечному сечению пучка; определяющий размер – внешний диаметр труб.

При  $Re < 1 \cdot 10^5$  передняя часть трубы омывается ламинарным пограничным слоем, а кормовая – неупорядоченными вихрями. Таким образом, в то время как течение в пространстве между трубами является турбулентным, на передней половине трубы имеется слой ламинарно текущей жидкости – имеет место *смешанное* движение жидкости.

Изменение характера омывания сказывается и на теплоотдаче. Можно выделить три основных режима омывания и теплоотдачи в поперечно-омываемых трубных пучках. Назовем их соответственно ламинарным, смешанным и турбулентными режимами.

В настоящее время наиболее изученным является смешанный режим. Он часто встречается в технике, в том числе и в котельных агрегатах. Смешанному режиму соответствуют числа  $Re$  примерно от  $1 \cdot 10^3$  до  $1 \cdot 10^5$ . Рассмотрим его основные особенности.

Омывание первого ряда труб и шахматного и коридорного пучков аналогично омыванию одиночного цилиндра. Характер омывания остальных труб в сильной мере зависит от типа пучка. В коридорных пучках все трубы второго и последующего рядов находятся в вихревой зоне впереди стоящих труб, причем циркуляция жидкости в вихревой зоне слабая, так как поток в основном проходит в продольных зазорах между трубами (в «коридорах»). Поэтому в коридорных пучках как лобовая, так и кормовая части трубок омываются со значительно меньшей интенсивностью, чем те же части одиночной трубки или лобовая часть трубки первого ряда в пучке. В шахматных

пучках характер омывания глубоко расположенных трубок качественно мало отличается от характера омывания трубок первого ряда.

Описанному характеру движения жидкости в пучках из круглых труб соответствует и распределение местных коэффициентов теплоотдачи по окружности труб различных рядов. Распределение местных  $\alpha$  при определенном значении числа  $Re$  представлено на рис. ; здесь  $\varphi$  – угол, отсчитываемый от лобовой точки трубы, цифры обозначают номера рядов.

Из рассмотренных кривых следует, что изменение местных  $\alpha$  по окружности труб первого ряда коридорного и шахматного пучков соответствует распределению  $\alpha$  для одиночной трубки. Для вторых и всех последующих рядов коридорного пучка характер кривых меняется: максимум теплоотдачи наблюдается не в лобовой точке, а при  $\varphi \approx 50^\circ$ . Таких максимумов два и расположены они как раз в тех областях поверхности труб, где происходит удар набегающих струй.

Лобовая же часть непосредственно воздействию потока не подвергается, поэтому здесь теплоотдача невысока. В шахматных пучках максимум теплоотдачи для всех рядов остается в лобовой точке (исключение может иметь место только при больших  $Re$  или малых  $s_2/d$ ).

Изменяется в начальных рядах пучков и средняя теплоотдача. На основании многочисленных исследований теплоотдачи пучков Н.В. Кузнецовым, В.М. Антуфьевым и другими можно сделать ряд общих выводов:

а) средняя теплоотдача первого ряда различна и определяется начальной турбулентностью потока;

б) начиная примерно с третьего ряда средняя теплоотдача стабилизируется, так как в глубинных рядах степень турбулентности потока определяется компоновкой пучка, являющегося по существу системой турбулизирующих устройств.

При невысокой степени турбулентности набегающего потока теплоотдача первого ряда шахматного пучка составляет примерно 60% теплоотдачи третьего и последующего рядов, теплоотдача второго ряда составляет примерно 70%. В коридорном пучке теплоотдача первого ряда также составляет примерно 60% теплоотдачи третьего и последующих рядов, а теплоотдача второго 90%. Изменение теплоотдачи по рядам приведено на диаграммах; по вертикали отложены отношения  $\varepsilon_i$  среднего коэффициента теплоотдачи произвольного ряда к той же величине для третьего ряда, по горизонтали – номера рядов.

Возрастание теплоотдачи по рядам, как указывалось, объясняется дополнительной турбулизацией потока в пучке. Однако если поток, набегающий на пучок труб, значительно искусственно турбулирован (например, с помощью различных турбулизирующих устройств: в результате резкого расширения, после прохождения через вентилятор или насос и др.), то теплоотдача начальных рядов может быть как равна теплоотдаче глубинных рядов, так и больше ее. В глубинных рядах течение и теплоотдача определяются компоновкой пучка и не зависят от начальной турбулентности.

Таким образом, при высокой степени турбулентности набегающего потока пучок уже может явиться детербулизирующим устройством. В этом случае нет достоверности данных для определения  $\alpha$  первых двух рядов. Расчет можно вести, полагая, что для всех рядов  $\varepsilon_i = 1$ .

Если пучок многорядный, то доля теплоотдачи начальных рядов незначительна по сравнению с теплоотдачей всего пучка и неточность в определении  $\varepsilon_i$  не приведет к существенным ошибкам при расчете среднего коэффициента теплоотдачи всего пучка  $\bar{\alpha}$ .

Теплоотдача пучков труб зависит также от расстояния между трубами. Это расстояние принято выражать в виде безразмерных характеристик  $s_1/d$  и  $s_2/d$ , называемых соответственно *относительными поперечными* и *продольными* шагами.

Согласно при смешанном режиме ( $Re_{жcd} \approx 10^3 - 10^5$ ) средний коэффициент теплоотдачи определенного ряда пучка может быть определен по уравнению

$$Nu_{жcd} = C Re_{жcd}^n Pr_{жc}^{0,33} \left( \frac{Pr_{жc}}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \varepsilon_i \varepsilon_s,$$

где для шахматных пучков  $C=0,41$  и  $n=0,6$  и для коридорных  $C=0,26$  и  $n=0,65$ . В формуле определяющим размером является внешний диаметр трубок пучка. Скорость жидкости, входящая в критерий  $Re_{жcd}$ , подсчитывается по самому узкому поперечному сечению ряда пучка. Определяющей температурой является средняя температура жидкости (исключение оставляет число  $Pr_c$ , выбираемое по температуре стенки).

Поправочный коэффициент  $\varepsilon_s$  учитывает влияние относительных шагов. Для глубинных рядов коридорного пучка

$$\varepsilon_s = \left( \frac{s_2}{d} \right)^{-0,15};$$

$$\text{для шахматного при } s_1/s_2 < 2 \quad \varepsilon_s = \left( \frac{s_1}{s_2} \right)^{1/6};$$

$$\text{при } s_1/s_2 \geq 2 \quad \varepsilon_s = 1,12.$$

Относительные шаги изменялись в пределах от 1,24 до 4,04; в [48]

$$s_1/d = 1,3 - 2,6; s_2/d = 0,61 - 3,9 \text{ и } \frac{s_1/d}{s_2/d} \approx 0,33 - 3,4.$$

В соответствии с этим изменением относительных шагов теплоотдача глубинных рядов коридорного пучка изменялась в опытах при  $w_{v3} = \text{const}$  примерно на 20%, а шахматных – на 30%.

Для определения коэффициента теплоотдачи всего пучка в целом необходимо произвести осреднение средних значений  $\alpha$ , полученных для отдельных рядов:

$$\alpha = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} \bar{\alpha}_i F_i}{\sum_{i=1}^{i=n} F_i},$$

где  $\bar{\alpha}_i$  - средний коэффициент теплоотдачи  $i$ -го ряда;  $F_i$  – суммарная поверхность теплообмена трубок  $i$ -го ряда;  $n$  – число рядов в пучке.

Если  $F_1=F_2=\dots=F_n$ , то формула упрощается:

$$\alpha = \frac{\bar{\alpha}_1 + \bar{\alpha}_2 + (n - 2)\bar{\alpha}_3}{n};$$

при этом

$$\bar{\alpha}_1 = \varepsilon_1 \cdot \bar{\alpha}_3 \text{ и } \bar{\alpha}_2 = \varepsilon_2 \cdot \bar{\alpha}_3.$$

Поправочный множитель  $\varepsilon_i$  учитывает изменение теплоотдачи в начальных рядах труб. При  $s_2/d \leq 4$  и невысокой степени турбулентности набегающего потока поправку  $\varepsilon_i$  можно определить по диаграмме рис. 9-9.

По сравнению со смешанным режимом процесс течения и теплоотдачи в ламинарной и турбулентной областях изучен гораздо хуже. Однако имеющиеся в настоящее время данные позволяют сделать вывод, что и при турбулентном режиме теплоотдача первого и второго рядов меньше, чем глубинных. Начиная с третьего ряда теплоотдача стабилизируется.

В работе Бергелина и др. изучалась средняя теплоотдача тесных десятирядных шахматного и коридорного пучков ( $s_1/d$  и  $s_2/d$  равны или меньше 1,25). Теплоотдача в этом случае описывается уравнением

$$Nu_{\text{сд}} = C Re_{\text{сд}}^{1/3} Pr_{\text{жс}}^{1/3} \left( \frac{Pr_{\text{жс}}}{Pr_{\text{см}}} \right)^{0,25},$$

где для шахматного пучка  $C=1,8$ , для коридорного  $C=1,2$ . Все определяющие величины выбираются так же, как и для формулы (9-4). Формула (9-5) справедлива при  $Re_{\text{сд}}=10-200$  для шахматных и при  $Re_{\text{сд}}=10-150$  – для коридорных пучков.

Возможное влияние свободной конвекции данной формулой не учитывается.

При прочих равных условиях в ламинарной области теплоотдача шахматных пучков в полтора раза больше теплоотдачи коридорных. В смешанной области эта разница уменьшается, и в пределе при  $Re \approx 10^5$  практически исчезает. В турбулентной области теплоотдача шахматных и коридорных пучков различаться сравнительно мало.

При  $Re > 2 \cdot 10^5$  теплоотдача глубинных рядов шахматного и коридорного пучков труб может быть рассчитана по формуле

$$Nu_{\text{жсд}} = 0,021 Re_{\text{жсд}}^{0,84} Pr_{\text{жс}}^{0,36} \left( \frac{Pr_{\text{жс}}}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25}.$$

Опыты показывают, что переход от одного режима к другому происходит не при определенном значении числа Рейнольдса, а в некоторой сравнительно небольшой области. Поэтому значения чисел  $Re=150$  или  $200$  и  $Re=10^5$  нужно понимать как некоторые осредненные величины. Их значение зависит также от относительных шагов. Например, у ярко выраженных коридорус [пучков ( $s_1/d \gg s_2/d$ )] изменение режима теплоотдачи происходит при больших значениях  $Re$ , чем у «решетчатых» коридорных пучков ( $s_1/d \ll s_2/d$ ) [62].

Формула применима лишь в случае, когда поток жидкости перпендикулярен оси труб пучка (угол атаки  $\varphi = 90^\circ$ ). Если  $\varphi < 90^\circ$ , то изменение теплоотдачи может быть учтено путем введения в формулу поправочного коэффициента

$$\varepsilon_\varphi = \frac{\bar{\alpha}_\varphi}{\bar{\alpha}_{\varphi=90^\circ}},$$

представляющего собой отношение коэффициента теплоотдачи при угле атаки  $\varphi$  к коэффициенту теплоотдачи при  $\varphi = 90^\circ$ .

Значения  $\varepsilon_\varphi = f(\varphi)$  можно взять из графика.

При значениях  $\varphi$ , близких к нулю, теплоотдача рассчитывается по формуле продольно-омываемых пучков труб.

Напомним, что приведенные здесь данные относятся к случаю  $Pr \geq 1$ .

## Тема 5

### Расчет коэффициентов теплоотдачи при свободной конвекции

*Теплоотдача при свободном движении жидкости около тел (пластина, труба), находящихся в неограниченном объеме жидкости. Свободная конвекция в ограниченном объеме.*

Свободное движение возникает за счет неоднородного распределения в рассматриваемой жидкости массовых (объемных) сил. Такими силами являются сила тяжести, центробежная сила и силы за счет наведения в жидкости электромагнитного поля высокой напряженности. Наиболее хорошо изучено свободное движение жидкости, вызванное гравитационными силами.

В уравнении движения гравитационные силы учитываются членом  $\rho \vec{g}$ , имеющим размерность силы, отнесенной к единице объема. При теплообмене температура жидкости переменна, поэтому возникает разность плотностей, и как следствие, разность гравитационных сил, представляющих собой архимедову или подъемную (опускную) силу.

В технических задачах ускорение силы тяжести от точки к точке рассматриваемого пространства практически не изменяется. Объемные же

силы, вызванные центробежным эффектом или электромагнитным полем, могут изменяться в изучаемой жидкости за счет изменения вектора  $\vec{F}$ , представляющего собой отношение силы, действующей на данный элемент жидкости, к массе этого элемента. Если учитывается только сила тяжести, то  $\vec{F} = \vec{g}$ .

Здесь рассмотрена теплоотдача только при свободном гравитационном движении. Иногда результаты, полученные для гравитационной конвекции, применяют для оценки свободного движения под действием других массовых сил. Тогда ускорение силы тяжести заменяют суммой ускорения  $g$  и ускорения, соответствующего дополнительно действующей массовой силе (например, центробежного ускорения  $\frac{w^2}{r}$ ). Полученный таким образом результат следует рассматривать как приближенный, так как поле ускорений, соответствующих различным силам, может отличаться от поля гравитационного ускорения.

Далее рассмотрено свободное гравитационное течение для наиболее простых форм поверхности твердого тела (вертикальная плита, горизонтальный цилиндр). Предполагается, что объем жидкости настолько велик, что свободное движение, возникающее у других тел, расположенных в этом объеме, не сказывается на рассматриваемом течении. Как и при вынужденной конвекции, свободное движение жидкости может быть как ламинарным, так и турбулентным.

Пусть вертикальная пластина с неизменной температурой поверхности, равной  $t_c$ , находится в жидкости или газе. Жидкость вдали от пластины неподвижна (вынужденное течение отсутствует), температура жидкости вдали от пластины постоянна и равна  $t_0$ . Для простоты вычисления примем, что  $t_c > t_0$  (однако полученные результаты будут справедливы и для обратного соотношения температур). При этом у пластины появляется подъемное движение нагретого слоя жидкости. Вдали от пластины скорость по-прежнему равна нулю.

Расположим начало координату нижней кромки пластины, а ось  $Oy$  нормально к ее поверхности. Будем полагать, что пластина вдоль оси  $Oz$  бесконечна. Процесс стационарный.

Для упрощения решения задачи примем следующие допущения:

- 1) силы инерции пренебрежимо малы по сравнению с силами тяжести и вязкости;
- 2) конвективный перенос теплоты, а также теплопроводность вдоль движущегося слоя жидкости можно не учитывать;
- 3) градиент давления равен нулю;
- 4) физические параметры жидкости (исключая плотность) постоянны; плотность является линейной функцией температуры.

Будем полагать, что температура в движущемся слое жидкости изменяется по уравнению

$$\vartheta = \vartheta_c \left(1 - \frac{y}{\delta}\right)^2,$$

где  $\vartheta = t - t_0$  и  $\vartheta_c = t_c - t_0$ ; согласно условию задачи  $\vartheta_c = \text{const}$ .

Уравнение удовлетворяет граничным условиям:

$$\vartheta = \vartheta_c \text{ при } y=0 \text{ и } \vartheta = 0 \text{ при } y=\delta.$$

Коэффициент теплоотдачи определяется уравнением

$$\alpha = - \frac{\lambda}{\vartheta_c} \cdot \left( \frac{d\vartheta}{dy} \right)_{y=0}.$$

Из уравнения следует, что

$$\frac{d\vartheta}{dy} = - \frac{2\vartheta_c}{\delta} + \frac{2\vartheta_c}{\delta^2} y = - \frac{2\vartheta_c}{\delta} \left(1 - \frac{y}{\delta}\right);$$

$$\left( \frac{d\vartheta}{dy} \right)_{y=0} = - \frac{2\vartheta_c}{\delta}.$$

Подставляя значение  $\left( \frac{d\vartheta}{dy} \right)_{y=0}$  в уравнение теплоотдачи, получаем:

$$\alpha = \frac{2\lambda}{\delta}.$$

Толщина движущегося слоя жидкости переменна по высоте и связана со скоростью движения в этом слое. Поле скоростей описывается уравнением движения. При принятых условиях течение происходит в основном в направлении оси  $Ox$ , поэтому используем уравнение движения только в проекциях на ось  $Ox$ . Для стационарного течения и с учетом ранее принятых допущений уравнение движения упрощается. В результате будем иметь:

$$\mu \frac{d^2 w_x}{dy^2} = -g(\rho_0 - \rho).$$

при линейной зависимости плотности от температуры

$$\rho = \rho_0(1 - \beta \vartheta),$$

где  $\beta = \text{const}$ . Отсюда

$$\rho_0 - \rho = \rho_0 \beta \vartheta.$$

Подставляя значение  $\vartheta$  в уравнение, и учитывая последнее соотношение для плотности, уравнение движения можно написать следующим образом:

$$\frac{d^2 w_x}{dy^2} = - \frac{\rho_0 g \beta \vartheta_c}{\mu} \left(1 - \frac{y}{\delta}\right)^2$$

или

$$\frac{d^2 w_x}{dy^2} = -A \left( 1 - 2 \frac{y}{\sigma} + \frac{y^2}{\sigma^2} \right);$$

здесь

$$A = \frac{\rho_0 g \beta \vartheta_c}{\mu} \neq f(y).$$

Интегрирование уравнения движения дает:

$$\frac{dw_x}{dy} = -A \left( y - \frac{1}{\delta} y^2 + \frac{1}{3\delta^2} y^3 \right) + C_1$$

и

$$w_x = -A \left( \frac{y^2}{2} - \frac{1}{3\delta} y^3 + \frac{1}{12\delta^2} y^4 \right) + C_1 y + C_2.$$

Примем следующие граничные условия для скорости:  $w_x=0$  как при  $y=0$ , так и при  $y=\delta$ . Отметим, что, строго говоря, при  $y=\delta$  ( $\vartheta=0$ ) скорость может быть не равна нулю. Это объясняется действием сил вязкости. Движущиеся частицы могут увлекать за собой слои жидкости, находящиеся в изотермических условиях.

При принятых граничных условиях из уравнения (б) следует, что

$$C_1 = \frac{A}{4} \delta \quad \text{и} \quad C_2 = 0.$$

Подставив значения  $C_1$  и  $C_2$  в уравнение (б) и произведя некоторые преобразования, получим следующее уравнение распределения скоростей в движущемся слое жидкости:

$$w_x = A \left( \frac{\delta}{4} y - \frac{1}{2} y^2 + \frac{1}{3\delta} y^3 - \frac{1}{12\delta^2} y^4 \right).$$

На рис. 10-2 приведено распределение скоростей. Здесь же представлена кривая температур. Максимум скорости соответствует значению

$$y = 0,38\delta \approx \frac{\delta}{3}.$$

Заметим, что распределение скоростей при  $y=\delta$  не удовлетворяет условию  $(dw_x/dy)_{y=\delta} = 0$ . Производная при  $y=\delta$  имеет конечное значение. Это обстоятельство является следствием приближенности решения. Характер изменения скорости на внешней границе движущегося слоя показан пунктирной линией.

Среднеинтегральная скорость равна:

$$\bar{w}_x = \frac{1}{\delta} \int_0^{\delta} w_x dy = \frac{\rho_0 g \beta \vartheta_c \delta^2}{40\mu}.$$

Для простоты решения среднюю температуру жидкости в слое определим приближенно как среднеинтегральную по сечению слоя:

$$\bar{\vartheta} = \frac{1}{\delta} \int_0^{\delta} \vartheta dy = \frac{1}{\delta} \int_0^{\delta} \vartheta_c \left(1 - \frac{y}{\delta}\right)^2 dy = \frac{\vartheta_c}{3}.$$

Таким образом, при принятых условиях величина средней температуры слоя не зависит от координаты  $x$ .

Расход жидкости через поперечное сечение слоя  $\delta \cdot 1$  равен:

$$G = \rho_0 \bar{w}_x \delta \cdot 1$$

и

$$dG = d(\rho_0 \bar{w}_x \delta).$$

Расход жидкости определен по плотности  $\rho_0$ . При этом полагаем, что жидкость плотностью  $\rho_0$ , вовлекаясь в движущийся слой, приобретает в среднем скорость  $\bar{w}_x$ .

Поставляя значение  $\bar{w}_x$ , получаем:

$$dG = d\left(\frac{\rho_0^2 g \beta \vartheta_c \delta^3}{40\mu}\right) = \frac{3\rho_0^2 g \beta \vartheta_c}{40\mu} \delta^2 d\delta.$$

В движение вовлекается жидкость с первоначальной температурой  $t_0$ . В движущемся слое эта жидкость нагревается до различных температур, лежащих в интервале от  $t_0$  до  $t_c$ . Можно считать, что в среднем жидкость нагревается до температуры  $\bar{\vartheta}$ . На этот нагрев затрачивается теплота

$$dQ = c_p \vartheta dG = \alpha \vartheta_c dx \cdot 1 = \frac{2\lambda}{\delta} \vartheta_c dx \cdot 1.$$

Из уравнения (е) следует, что

$$dQ = \frac{2\lambda}{\delta c_p} \cdot \frac{\vartheta_c}{\vartheta} dx = \frac{6\lambda}{\delta c_p} dx.$$

приравнявая правые части уравнений, получаем дифференциальное уравнение, описывающее изменение  $\delta$  по высоте стенки:

$$\frac{3\rho_0^2 g \beta \vartheta_c}{40\mu} \delta^2 d\delta = \frac{6\lambda}{c_p} dx.$$

Интегрируя это уравнение, получаем:

$$\frac{3\rho_0^2 g \beta \vartheta_c}{160\mu} \delta^4 = \frac{6\lambda}{c_p} x + c.$$

Постоянную интегрирования  $c$  найдем из условия, что при  $x=0$   $\delta = 0$ . Отсюда  $c=0$ .

Из уравнения следует, что

$$\delta = 4,234 \sqrt[4]{\frac{\mu \lambda x}{c_p \beta \rho_0^2 g \vartheta_c}}.$$

$\alpha = 2\lambda / \delta$ , подставляя сюда значение  $\delta$ , получаем:

$$\alpha = \frac{2\lambda}{\delta} = 0,473 \sqrt[4]{\frac{c_p \beta \rho_0^2 g \vartheta_c \lambda^3}{\mu x}}$$

Приведем данное уравнение к безразмерному виду, для чего левую и правую части уравнения умножим на  $x$  и разделим на  $\lambda$ .

После некоторых преобразований получим:

$$Nu_x \equiv \frac{\alpha x}{\lambda} = \sqrt[4]{\frac{g \beta \vartheta_c x^3}{\mu^2 / \rho_0^2}} \cdot \frac{\mu c_p}{\lambda} = 0,473 (Gr_x Pr)^{1/4},$$

где

$$Gr \equiv \frac{g \beta \vartheta_c x^3}{\mu^2 / \rho_0^2}.$$

## Тема 6

### Теплообмен при фазовых превращениях

*Теплообмен при конденсации пара. Пленочная и капельная конденсация. Теория Нуссельта. Поправочные коэффициенты к теории Нуссельта (на волновое течение и переменность физических свойств конденсата). Турбулентное течение пленки конденсата, расчет коэффициента теплоотдачи. Теория Нуссельта для пленочной конденсации на горизонтальной трубе.*

*Влияние скорости пара, состояния поверхности, влажности и перегрева пара, примесей воздуха в паре. Теплообмен при конденсации пара в трубах. Теплообмен при кипении жидкостей. Кривая кипения. Пузырьковое и пленочное кипение. Критический радиус пузырька. Скорость роста пузырька. Отрывной диаметр пузырька. Частота отрыва пузырьков. Расчет коэффициента теплоотдачи при пузырьковом кипении в большом объеме. Критические тепловые нагрузки при кипении. Теплоотдача при пленочном кипении.*

*Конденсацией* называют переход вещества из газообразного состояния в жидкое или твердое. Конденсация насыщенного или перегретого пара происходит при его охлаждении ниже температуры насыщения. Она может протекать в объеме пара или парогазовой смеси либо на поверхности твердого тела или жидкости, с которыми пар (парогазовая смесь) находится в контакте. На поверхности тела или жидкости возможны различные случаи протекания процесса конденсации: пленочная, капельная и смешанная.

Пленочной конденсацией называют конденсацию в жидкое состояние на лиофильной (хорошо смачиваемой жидкостью) поверхности твердого тела с образованием сплошной пленки конденсата.

Капельная конденсация – это конденсация в жидкое состояние на лиофобной (несмачиваемой жидкостью) поверхности твердого тела с образованием отдельных капель конденсата.

Смешанная конденсация – это конденсация в жидкое состояние на поверхности твердого тела, при которой на различных участках поверхности одновременно наблюдается как пленочная, так и капельная конденсация.

Контактная конденсация происходит непосредственно на поверхности жидкости (капель, струй и т. д.).

При пленочной конденсации выделяющаяся теплота отводится через охлаждаемую стенку и образовавшуюся на ней пленку конденсата. Термическое сопротивление в этом случае складывается из термического сопротивления пленки конденсата и фазового перехода на границе раздела жидкой и паровой фаз. Коэффициенты теплообмена при пленочной конденсации и прочих равных условиях на порядок меньше, чем при капельной.

Теплота при пленочной конденсации зависит от толщины пленки на поверхности теплообмена, от режима ее течения и от теплопроводности жидкости. На величину коэффициента теплообмена при конденсации большое влияние оказывает также присутствие в парах неконденсирующихся газов (например, воздуха), приводящее к снижению величины коэффициента теплообмена из-за экранирования поверхности теплообмена газовой прослойкой, имеющей низкую теплопроводность.

*Кипением* называется процесс образования пара внутри объема жидкости и на твердой поверхности нагрева, при котором паровые пузырьки образуются в отдельных точках поверхности – центрах парообразования. Различают два режима кипения – пузырьковый и пленочный. Пузырьковое кипение – это такое кипение, при котором пар образуется в виде периодически рождающихся и растущих пузырей. Пленочным кипением называют кипение, при котором на поверхности нагрева образуется сплошная пленка пара, периодически прорывающегося в объем жидкости.

Изменение механизма (закономерностей) теплоотдачи в начале перехода от пузырькового режима кипения к пленочному или от пленочного к пузырьковому в теплотехнике называют кризисом теплоотдачи при кипении, а максимально возможную (при данных условиях) плотность теплового потока при пузырьковом кипении – первой критической плотностью теплового потока.

По достижении первой критической плотности теплового потока, дальнейшее увеличение температурного напора (разности температур стенки и жидкости) вызывает вначале существенное снижение плотности теплового потока до достижения минимально возможной (при данных условиях) плотности теплового потока при пленочном кипении, называемой второй критической плотностью теплового потока.

На практике стремятся обеспечить бескритический режим работы парогенератора. Для расчета коэффициента теплообмена при кипении предложено большое количество эмпирических зависимостей.

## **Тема 7**

### **Теплообмен излучением, сложный теплообмен.**

*Физическая природа, понятия и законы теплового излучения. Интегральный и спектральные характеристики энергии излучения: поток, плотность потока и интенсивность излучения.*

*Метод многократных отражений и метод полных потоков излучения. Классификация потоков излучения. Лучистый теплообмен между двумя безграничными пластинами, двумя concentрическими сферами и произвольно расположенными телами.*

*Угловые коэффициенты излучения. Теоретические основы современных зональных методов расчета теплообмена излучением. Интегральные уравнения излучения. Основы методов расчета теплообмена излучения от излучающей и поглощающей среды к поверхностям нагрева теплообменных устройств. Поглощательная способность и степень черноты среды (продуктов сгорания).*

*Понятие о методах расчета сложного теплообмена (радиоационно-кондуктивного и радиоационно-конвективного).*

Все нагретые тела излучают энергию в виде электромагнитных волн, распространяющихся в вакууме со скоростью света  $c = 299,8 \cdot 10^6$  м/с.

От длины волны зависит действие излучения при падении его на вещество (табл. 1).

Таблица 1

Примерная классификация электромагнитных колебаний

Виды излучения	Длина волны излучения $\lambda$ , м
Космическое (корпускулярное)	порядка $0,05 \cdot 10^{-12}$
$\gamma$ - излучение	$0,5 \cdot 10^{-12} - 0,1 \cdot 10^{-12}$
Рентгеновское	$1,10^{-12} - 20 \cdot 10^{-9}$
Ультрафиолетовое	$20 \cdot 10^{-9} - 0,4 \cdot 10^{-6}$
Видимое (световое)	$0,4 \cdot 10^{-6} - 0,8 \cdot 10^{-6}$
Тепловое (инфракрасное)	$0,8 \cdot 10^{-6} - 0,8 \cdot 10^{-3}$
Электромагнитные волны	$0,2 \cdot 10^{-3} - 10^3$

Тепловое излучение, заполняющее некоторую область пространства, как процесс распространения электромагнитных волн, испускаемых телом, совершенно не зависит от температуры окружающей среды. В противоположность лучистому переносу энергии тепловой поток, возникающий в твердых, жидких и газовых телах под влиянием теплопроводности и конвекции, связан с температурным полем через градиент температуры.

Большинство твердых и жидких тел излучают энергию всех длин волн, т.е. имеют сплошной спектр излучения с длиной волны от 0 до  $\infty$ . К таким телам относятся непроводники и полупроводники электричества, а также металлы с окисленной шероховатой поверхностью. Чистые металлы с полированной поверхностью, газы и пары излучают энергию дискретно в определенных интервалах длин волн, т.е. имеют прерывистый спектр. Твердые и жидкие тела

имеют значительные поглощательную и излучательную способности. Эти процессы у них протекают в тонких поверхностных слоях.

Интенсивность излучения зависит от природы тела, его теплового состояния (температуры), длины волны, состояния поверхности, а для газов и паров еще от толщины слоя и давления, так как их излучение и поглощение осуществляются всеми частицами объема вещества.

Процесс лучистого теплообмена между телами – это процесс превращения тепловой энергии в лучистую и обратно. Лучеиспускание свойственно всем телам при температурах, отличных от абсолютного нуля. Количество энергии излучения, передаваемое в единицу времени через произвольную поверхность  $F$  называется потоком излучения (различают монохроматический и интегральный потоки излучения)  $Q$ , Вт. Из энергии излучения абсолютно черного тела  $Q_0$ , которая падает на тело в результате излучения других тел, часть поглощается телом  $Q_A$ , часть отражается  $Q_R$ , часть проходит сквозь него  $Q_D$ , следовательно:

$$\frac{Q_A}{Q_0} + \frac{Q_R}{Q_0} + \frac{Q_D}{Q_0} = 1$$

где  $A$ ,  $R$ ,  $D$  – поглощательная, отражательная и пропускательная способности тела соответственно:

$$A = \frac{Q_A}{Q_0}; \quad R = \frac{Q_R}{Q_0}; \quad D = \frac{Q_D}{Q_0}$$

Отсюда

$$A + R + D = 1$$

В природе не существуют идеальные тела. Нет ни абсолютно черного тела (подстрочный индекс – 0), у которого  $A=1$ , ни абсолютно белого –  $R = 1$ , ни абсолютно прозрачного (диатермичного)  $D=1$ .

Введение в рассмотрение процессов идеальных тел необходимо, так как они дают предельные значения свойств, которые не достижимы реальными телами. Так, при переносе теплоты излучением между реальными телами для каждого из них

$$A \neq R \neq D \neq 1,$$

но в общем случае справедливо предыдущее соотношение.

Значения  $A$ ,  $R$  и  $D$  зависят от природы тела, состояния поверхности, температуры и длины волны излучения. Например, обычное стекло пропускает видимые лучи и является непроницаемым для ультрафиолетовых лучей и в очень малой степени проницаемо для тепловых лучей.

Законы теплового излучения получены применительно к идеальному абсолютно черному телу и термодинамическому равновесию. Равновесным тепловым излучением называют тепловое излучение тел в замкнутых изотермических системах. Тепловое излучение имеет динамический характер. Тела в равновесной термодинамической системе одновременно излучают и поглощают энергию в одинаковых количествах, а результирующий поток энергии равен нулю ( $Q_{рез} = 0$ ).

Отношение плотности потока излучения, испускаемого в бесконечно малом интервале длин волн, к величине этого интервала длин волн называется спектральной плотностью потока излучения  $E_{\lambda}$ .

Зависимость спектральной плотности потока излучения от длины волны и температуры для абсолютно черного тела устанавливается законом Планка:

$$E_{oi} = \frac{c_1 \cdot \lambda^{-5}}{e^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1},$$

где  $E_{oi}$  – спектральная плотность потока излучения (спектральная интенсивность излучения) абсолютно черного тела, Вт;  $e$  – основание натуральных логарифмов;  $c_1 = 3,74 \cdot 10^{-16}$  Вт/м<sup>2</sup> и  $c_2 = 1,438 \cdot 10^{-2}$  м·К – постоянные Планка;  $\lambda$  – длина волны, м;  $T$  – абсолютная температура, К.

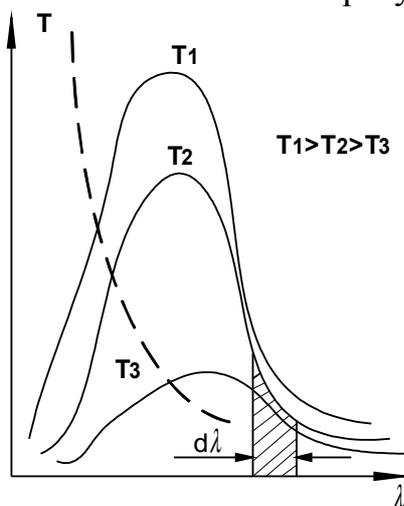


Рис. 1 Спектры излучения абсолютно черного тела

Излучение абсолютно черного тела имеет непрерывный спектр и зависит только от температуры и длины волны. При длинах волн  $\lambda = 0$  и  $\lambda = \infty$  спектральная плотность излучения равна нулю. С повышением температуры при данной длине волны  $E_{oi}$  возрастает. Спектральная плотность потока излучения  $E_{oi}$  имеет свое максимальное значение при каждой температуре излучения (рис. 5.1). С увеличением температуры абсолютно черного тела максимум излучения смещается в сторону коротких волн.

Длина волны  $\lambda_{\max}$ , на которую приходится максимум при данной температуре  $T$ , определяется следующим образом:

$$\lambda_{\max} T = 2,8978 \cdot 10^{-3} \text{ м} \cdot \text{К}$$

Данное соотношение составляет содержание закона Вина.

Пользуясь этим уравнением, можно вычислить температуру тела по распределению интенсивности в его спектре, рассматривая тело как черное или серое. Для Солнца  $\lambda_{\max} \approx 0,48$  мкм, тогда температура его поверхности  $T \approx 6000\text{К}$ . Закон Планка получен для абсолютно черного тела, а для не

черных тел он выражает максимально возможную плотность потока излучения.

Закон Стефана-Больцмана устанавливает зависимость плотности потока интегрального полусферического излучения абсолютно черного тела  $E_0$  от температуры:

$$E_0 = \int_0^{\infty} E_{o\lambda} d\lambda = c_0 \left( \frac{T}{100} \right)^4,$$

где  $E_0$  – плотность потока интегрального полусферического излучения абсолютно черного тела, Вт/м<sup>2</sup>;  $c_0$  – коэффициент излучения абсолютно черного тела;  $c_0 = 5,6687$  Вт/(м<sup>2</sup>·К<sup>4</sup>). Закон Стефана-Больцмана строго справедлив для серого излучения (рис. 2). Спектральная плотность излучения для каждого серого тела  $E_\lambda$  составляет некоторую, и притом одинаковую для всех длин волн и температур, долю от спектральной плотности излучения  $E_{o\lambda}$  абсолютно черного тела, то есть

$$\frac{E_\lambda}{E_{o\lambda}} = const = \varepsilon_\lambda$$

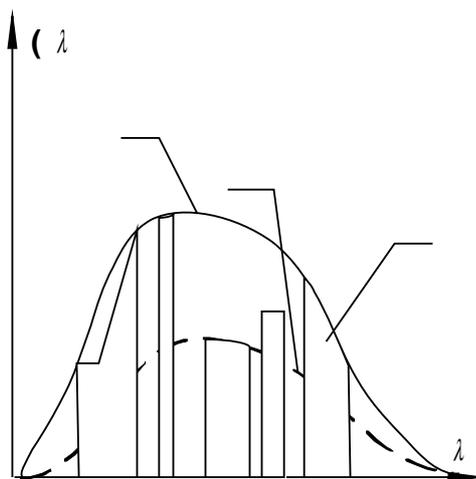


Рис. 2. Плотность потока излучения в зависимости от длины волны при одинаковой температуре:  
1 – абсолютно черное тело; 2 – серое тело; 3 – селективное излучение.

Величина  $\varepsilon_\lambda$  называется спектральной степенью черноты (спектральная относительная испускательная способность), численное значение которой зависит от физических свойств, качества поверхности того или иного серого тела. Очевидно, что согласно условиям, определяющим серое излучение, спектры излучения серого и абсолютно черного тел при одинаковых температурах подобны друг другу, а интегральная степень черноты  $\varepsilon$  равна спектральной  $\varepsilon_\lambda$ :

$$\frac{E}{E_0} = \varepsilon \quad \text{и} \quad \varepsilon = \varepsilon_\lambda$$

Закон Стефана-Больцмана для определения плотности потока интегрального полусферического излучения серого тела записывается в виде:

$$E = \int_0^\infty E_\lambda d\lambda = \varepsilon \int_0^\infty E_{o\lambda} d\lambda = \varepsilon c_0 \left( \frac{T}{100} \right)^4 = c \left( \frac{T}{100} \right)^4,$$

где  $c = \varepsilon c_0$  коэффициент излучения серого тела, Вт/(м<sup>2</sup> · К<sup>4</sup>).

Сопоставляя энергии интегрального излучения серого и абсолютно черного тела, степень черноты  $\varepsilon$  серого тела можно представить через отношение коэффициентов излучения:

$$\varepsilon = \frac{E}{E_0} = \frac{c \left( \frac{T}{100} \right)^4}{c_0 \left( \frac{T}{100} \right)^4} = \frac{c}{c_0}.$$

Значение  $\varepsilon$  для серых тел лежит в пределах от 0 до 1, а коэффициента излучения от 0 до 5,6687 Вт/(м<sup>2</sup> · К<sup>4</sup>).

Как показали опыты, большинство технических материалов (непроводники и полупроводники электричества, металлы в окисленном состоянии) в достаточной степени отвечают требованиям серого тела.

Применение закона Стефана-Больцмана к реальным телам, принимаемым за серые тела, является справедливым лишь в той мере, в какой можно допустить, что коэффициент излучения постоянен и не зависит от температуры. В действительности коэффициент излучения (степень черноты) этих тел определяется не только его природой и температурой излучающей поверхности, но и ее состоянием. С увеличением шероховатости поверхности величина  $\varepsilon$  заметно возрастает. Так, например, для тщательно полированной электролитной меди  $\varepsilon = 0,018$ , а для продолжительно нагревавшейся, покрытой тонким слоем окиси,  $\varepsilon = 0,78$ .

Коэффициент излучения или степень черноты в большинстве случаев определяются экспериментально.

В отличие от серых тел, тела с селективным излучением (рис. 2, область 3) могут излучать и поглощать энергию в определенных, характерных для каждого тела областях спектра.

Закон Кирхгофа устанавливает связь между свойствами тела как поглотителя энергии, и как излучателя ее и формулируется так: отношение лучеиспускательной способности тела к поглотительной способности одинаково для всех серых тел, находящихся при одной и той же температуре, и равно лучеиспускательной способности абсолютно черного тела при той же температуре.

$$\frac{E_1}{A_1} = \frac{E_2}{A_2} = \dots = \frac{E}{A} = \frac{E_o}{A_o} = \frac{E_o}{1} = E_o = C_o \left( \frac{T}{100} \right)^4 = f(T)$$

Уравнение можно представить в виде

$$\varepsilon = \frac{E}{E_o} = \frac{A}{A_o} = A, \text{ т.е. } \square = A.$$

Следовательно, степень черноты  $\square$  какого-либо тела во всем интервале черного излучения равна поглотительной способности того же тела при той же температуре.

Для монохроматического излучения для каждой длины волны в отдельности

$$\frac{E_\lambda}{A_\lambda} = \frac{E_{o\lambda}}{A_{o\lambda}} = \frac{E_{o\lambda}}{1} = E_{o\lambda} = \psi(\lambda, T), \text{ а } \varepsilon_\lambda = A_\lambda.$$

Закон утверждает, что «отношение спектральной плотности излучения, какого-либо тела при определенной длине волны к его поглотительной способности при той же длине волны одинаково для всех тел, находящихся при одной и той же температуре, и равно спектральной плотности излучения абсолютно черного тела при той же температуре и длине волны».

Из закона Кирхгофа следует, что если тело обладает малым коэффициентом поглощения, то оно одновременно обладает и малой излучательной способностью (полированные металлы). Абсолютно черное тело, обладающее максимальным коэффициентом поглощения, имеет и наибольшую излучательную способность.

## **Тема 8**

### **Теплогидравлический расчет теплообменных аппаратов**

*Классификация теплообменных аппаратов. Характерные конструктивные схемы теплообменных аппаратов. Основные схемы движения теплоносителей в теплообменниках: прямоток, противоток, перекрестный ток, смешанная схема и многократный перекрестный ток.*

*Основные положения и уравнения теплового расчета. Средняя разность температур и метод ее вычисления. Температурный напор и его определение для основных схем движения теплоносителей. Сравнение прямотока и противотока. Определение поверхности теплообмена при переменном коэффициенте теплопередачи и переменных теплоемкостях теплоносителей. Вычисление коэффициента теплопередачи для различной формы поверхностей теплообмена. Вычисление конечной температуры теплоносителей. Интенсификация процессов теплопередачи.*

*Особенности в методике теплового расчета регенеративных теплообменников. Выражение полного падения давления в теплообменнике. Гидравлические сопротивления и местные сопротивления. Затраты напора, обусловленные ускорением потока и преодолением гидростатического давления*

*столба жидкости. Мощность, необходимая для перемещения теплоносителя.*

Теплообменником называют аппарат, в котором осуществляется теплообмен между двумя или несколькими теплоносителями или между теплоносителями и твердыми телами (стенкой, насадкой).

Теплообменники можно классифицировать по принципу Действия, назначению, способу организации движения теплоносителей и другим признакам.

*Смесительные теплообменники.* В данных теплообменниках теплопередача происходит при непосредственном смешении теплоносителей. Эти аппараты просты и компактны и используются в том случае, если не требуется дальнейшее разделение теплоносителей (например, нагрев воды водяным паром или горячей водой). Так, при обогреве теплиц, а также в системе водяного отопления зданий горячую воду из котельной или от ТЭЦ смешивают с охлажденной обратной водой, поступающей от потребителя.

*Рекуперативные теплообменники.* У этого вида теплообменников передача теплоты от горячего теплоносителя к холодному осуществляется через разделяющую их стенку.

Простейшим рекуперативным теплообменником является теплообменник типа «труба в трубе». Простота конструкции, но громоздкость при больших поверхностях теплообмена. Развитием их является *кожухотрубный теплообменник*. Компактность, возможность развивать большие поверхности теплообмена в одном аппарате, но затруднена очистка межтрубного пространства.

В последние годы широкое распространение получили *пластинчатые рекуперативные теплообменники*, которые отличаются компактностью, низким гидравлическим сопротивлением и удобством очистки поверхностей теплообмена.

*Регенеративные теплообменники.* В данных теплообменниках горячий и холодный теплоносители поочередно омывают одну и ту же теплообменную поверхность.

*Теплообменники с промежуточным теплоносителем.* У этого вида горячий теплоноситель отдает теплоту некоторому промежуточному теплоносителю (жидкости или твердому зернистому материалу), а тот, в свою очередь, – холодному теплоносителю.

*Теплообменники с внутренними источниками теплоты.* В данных теплообменниках нагрев холодного теплоносителя осуществляется с помощью тепловыделений в самом аппарате за счет Действия электронагревателей или генератора токов высокой частоты.

Различают *конструктивный* и *поверочный* расчет теплообменника.

Конструктивный:

– известно: расход нагреваемого теплоносителя, начальная и конечная температура обоих теплоносителей;

– выбирают: тип теплообменника, его тепловую мощность, расход горячего теплоносителя, поверхность теплообмена по которой габариты аппарата.

Поверочный расчет:

– известно: тип, размеры теплообменника, поверхность теплообмена, расход теплоносителей, их начальная температура, удельные теплоемкости, коэффициент теплопередачи;

– определяют: тепловую мощность аппарата, конечную температуру теплоносителей, то есть проверяется применимость имеющегося теплообменника при стационарном режиме.

### **3. ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАНЯТИЯ**

#### **3.1. Методические рекомендации по проведению практических занятий**

Практические занятия предусматривают решение задач по темам дисциплины. Основные расчетные формулы, необходимые для решения задач, задачи (с ответами), примеры решения типовых задач и необходимый справочный материал приведены в [4].

В начале практического занятия следует вспомнить необходимые для решения задач теоретические сведения (работа с аудиторией). Далее разбираются несколько (три, четыре – в зависимости от объема) типовых задач. Приводится алгоритм решения типовых задач. Разбираются примеры типовых ошибок. Далее для решения предлагаются более сложные задачи (одна, две), требующие креативного подхода.

#### **3.2. Перечень тем практических занятий.**

1. Теплопроводность при стационарном режиме. (10 час.)
2. Теплопроводность при нестационарном режиме. (6 час.)
3. Основные положения конвективного теплообмена, теория подобия. (4 час.)
4. Теплоотдача при вынужденном продольном омывании плоской поверхности. (4 час.)
5. Теплоотдача при вынужденном движении жидкости в трубах. (6 час.)
6. Теплоотдача при вынужденном поперечном омывании труб и пучков труб. (4 час.)
7. Теплоотдача при свободном движении жидкости. (4 час.)
8. Теплоотдача при конденсации пара. (4 час.)
9. Теплоотдача при кипении однокомпонентных жидкостей. (4 час.)
10. Тепловое излучение. (4 час.)
11. Расчет теплообменных аппаратов. (4 час.)

### 3.3. Методические указания к практическим занятиям

Таблица 2

№	Темы практических занятий	Объем в часах	Номера задач	Формы контроля
1	2	3	4	5
1	Теплопроводность при стационарном режиме	10	1-3, 1-5, 1-6*, 1-8, 1-9, 1-15, 1-16, 1-22, 1-20*, 1-26, 1-29	Проверочная работа № 1
2	Теплопроводность при нестационарном режиме	6	2-1, 2-3*, 2-4, 2-6, 2-9, 2-10, 2-11, 2-15	Проверочная работа № 2
3	Основные положения конвективного теплообмена, теория подобия	4	3-1, 3-2, 3-4, 3-5, 3-10, 3-11*	
4	Теплоотдача при вынужденном продольном омывании плоской поверхности	4	4-1, 4-2, 4-4, 4-5, 4-7, 4-8*, 4-10	Проверочная работа № 3
5	Теплоотдача при вынужденном движении жидкости в трубах	6	5-3, 5-4, 5-8, 5-11, 5-21, 5-23*, 5-45, 5-46, 5-55	
6	Теплоотдача при вынужденном поперечном омывании труб и пучков труб	4	6-1, 6-4, 6-7*, 6-8, 6-13, 6-19, 6-23	Проверочная работа № 4
7	Теплоотдача при свободном движении жидкости	4	7-2, 7-3, 7-6, 7-10, 7-13, 7-14*, 7-18	
8	Теплоотдача при конденсации пара	4	8-3, 8-6, 8-10, 8-12*, 8-15, 8-23, 8-27, 8-30	Проверочная работа № 5
9	Теплоотдача при кипении однокомпонентных жидкостей	4	9-2, 9-6, 9-8, 9-10*, 9-15, 9-17, 9-18	
10	Тепловое излучение	4	10-1, 10-3*, 10-11, 10-20, 11-5, 11-7*, 11-11	Проверочная работа № 6
11	Расчет теплообменных аппаратов	4	12-3, 12-4*, 12-5, 12-7, 12-9, 12-10, 12-16, 12-18	Выполнение и защита КР

Задачи, отмеченные \* рекомендуются для самостоятельного решения.

## 4. ЛАБОРАТОРНЫЕ ЗАНЯТИЯ

### 4.1. Методические рекомендации по проведению лабораторных занятий

Лабораторные занятия предусматривают проведение эксперимента на лабораторных стендах (используется компьютерный лабораторный стенд, где реализуется имитационное моделирование процессов теплообмена). Методические указания по выполнению лабораторных работ, контрольные вопросы и необходимый справочный материал приведены в [3].

На первом занятии зав. лабораторией проводит инструктаж по технике безопасности, делается соответствующая запись в журнале по ТБ лаборато-

рии. Студенты, не прошедшие инструктаж по технике безопасности, к выполнению лабораторных работ не допускаются.

В начале лабораторного занятия осуществляется допуск к выполнению работы. Для допуска необходимо знать цель и содержание работы, пояснить схему рабочего участка и порядок проведения эксперимента.

Лабораторная работа выполняется подгруппой (два, три человека), каждой подгруппе выдается индивидуальное задание (исходные данные).

Отчет по лабораторной работе оформляется каждым студентом индивидуально и должен содержать:

- тему и цель работы;
- схему экспериментального участка;
- протокол эксперимента (в табличной форме);
- обработку результатов исследования (в отчете приводятся подробные расчеты для одного экспериментального режима, при выполнении нескольких аналогичных расчетов результаты приводятся в табличной форме);
- результаты обработки опытных данных (в табличной форме);
- графические зависимости, полученные в работе;
- выводы.

Текст отчета выполняется на листах формата А4 в рукописном или машинописном виде, графические зависимости следует выполнять на миллиметровой бумаге формата А4 или А5. Обязательно указание единиц измерения приводимых (полученных экспериментально или рассчитанных) величин. Допускается выполнение расчетов и построение графических зависимостей с помощью прикладных расчетных программ (например, Mathcad).

Для защиты результатов лабораторной работы следует представить преподавателю отчет и ответить (письменно или устно) на контрольные вопросы.

Темы лабораторных занятий приведены в рабочей программе дисциплины и настоящем учебно-методическом комплексе.

## **4.2. Перечень тем лабораторных занятий**

1. Определение коэффициента теплопроводности твердых материалов методом пластины.
2. Исследование теплоотдачи при вынужденном движении воздуха в трубе.
3. Исследование теплоотдачи при естественной конвекции около горизонтального цилиндра.
4. Исследование теплоотдачи при естественной конвекции около вертикального цилиндра в атмосфере различных газов.
5. Определение коэффициента излучения электропроводящих материалов калориметрическим методом.
6. Исследование работы теплообменного аппарата.
7. Интенсификация работы теплообменного аппарата.

### 4.3. Методические указания по выполнению лабораторных работ

Методические указания по выполнению лабораторных работ приведены в [3].

Методические указания содержат: тему и цель работы, теоретические сведения, описание рабочего участка (экспериментальной установки), порядок проведения эксперимента, обработку результатов исследования, контрольные вопросы и необходимый справочный материал.

## 5. САМОСТОЯТЕЛЬНАЯ РАБОТА СТУДЕНТОВ

### 5.1. Методические рекомендации по выполнению самостоятельной работы

Самостоятельная работа предусматривает:

- подготовку студентов к аудиторным лекционным и практическим занятиям;
- подготовку к выполнению и защите лабораторных работ;
- выполнение курсовой работы.

Для усвоения дисциплины необходима систематическая самостоятельная работа, контроль которой осуществляется с помощью графика самостоятельной работы (табл. 3).

Темы аудиторных лекционных, практических и лабораторных занятий; темы и примеры заданий для проверочных работ и курсовой работы; рекомендуемая литература приведены в рабочей программе дисциплины и настоящем учебно-методическом комплексе.

### 5.2. График самостоятельной работы студентов

Таблица 3

№	Содержание	Объем в часах	Формы контроля	Сроки (недели)
1	2	3	4	5
1	Подготовка к лекционным и практическим занятиям (тема 1)	1 2	Тестирование на лекции. Проверочная работа № 1	1
2	Подготовка к лекционным и практическим занятиям (тема 2)  Подготовка к лабораторной работе	6  2 2	Тестирование на лекции Проверочная работа № 2 Защита лаб. работы	2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9
3	Подготовка к лекционным и практическим занятиям (тема 3)	3 2	Тестирование на лекции Проверочная работа № 2 (по темам 2, 3)	10, 11, 12, 13, 14, 15, 16
4	Подготовка к лекционным и практическим занятиям (тема 4)  Подготовка к лабораторной работе	5 2 2	Тестирование на лекции. Проверочная работа № 3 Защита лаб. работы	17, 18, 19, 20, 21

1	2	3	4	5
5	Подготовка к лекционным и практическим занятиям (тема 5) Подготовка к лабораторной работе	1 2 4	Тестирование на лекции Проверочная работа № 4 Защита лаб. работы	22
6	Подготовка к лекционным и практическим занятиям (тема 6)	5 2	Тестирование на лекции Проверочная работа № 5	24, 25, 26, 27, 28
7	Подготовка к лекционным занятиям (тема 7)  Подготовка к лабораторной работе	2 2 2	Тестирование на лекции Проверочная работа № 6 Защита лаб. работы	29, 30, 31, 32
8	Подготовка к лекционным и практическим занятиям (тема 8) Подготовка к лабораторной работе	3 2 4	Тестирование на лекции  Защита лаб. работы	33, 34, 35, 36

### 5.3. Методические рекомендации по выполнению курсовой работы

Учебным рабочим планом специальности предусматривается выполнение курсовой работы по дисциплине «Теоретические основы теплотехники. Теплообмен» на тему «Тепловой и гидравлический расчет теплообменного аппарата». Выполнение и защита курсовой работы является важной составляющей самостоятельной работы студентов. При выполнении курсовой работы определяются геометрические характеристики теплообменного аппарата (число секций, длина) – конструкторский тепловой расчет, и мощность, необходимая для перемещения теплоносителя – гидравлический расчет. Порядок и пример расчета, исходные данные для проектирования приведены в п. 5.4.

Курсовая работа выполняется на листах формата А4 в объеме 25-30 страниц и графической части (2 листа), выполняемой в виде приложений на листах формата А3 (лист № 1) и формата А4 (лист № 2).

Задание на курсовую работу выдается преподавателем индивидуально на отдельном листе, который включается в курсовую работу. В задании указывается: тема курсовой работы, исходные данные, содержание курсовой работы, дата выдачи задания и срок сдачи выполненной курсовой работы.

График выполнения курсовой работы.

Таблица 4

№	Содержание	Объем в часах	Формы контроля	Сроки (недели)
1	2	3	4	5
1	Тепловой расчет. Определение скорости и режима движения теплоносителей.	6	Проверка расчета	1
2	Тепловой расчет. Определение коэффициента теплопередачи.	6	Проверка расчета	2
1	2	3	4	5

3	Тепловой расчет. Определение геометрических характеристик.	6	Проверка расчета	3
4	Гидравлический расчет. Определение мощности, необходимой для перемещения теплоносителей.	6	Проверка расчета	4
5	Оформление курсовой работы	6	Нормоконтроль	5

Выполненная курсовая работа сдается преподавателю для проверки (два-три дня), защита курсовой работы производится в соответствии с графиком, по итогам защиты выставляется оценка. Студенты, не выполнившие или не защитившие курсовую работу, к экзаменационной сессии не допускаются.

#### 5.4. Методические указания по выполнению курсовой работы

##### «Тепловой и гидравлический расчет теплообменного аппарата»

**Задание:** Выполнить тепловой расчет и определить основные размеры вертикального многоходового пароводяного трубчатого теплообменника жесткой конструкции, предназначенного для нагрева воды ( $G_1$ , т/ч) от  $t_{ж}^I$  до  $t_{ж}^{II}$ , °С.

Выполнить гидравлический расчет и определить потери давления  $\Delta p$  в проточной части аппарата и потребную мощность насоса.

Вода движется внутри латунных трубок [ $\lambda_{л} = 104,5 \frac{Вт}{м \times c}$ ] диаметром  $\frac{d_2}{d_1}$ , мм со скоростью  $\omega$ , м/с. Греющим теплоносителем служит сухой насыщенный водяной пар с давлением  $P$ , Па, который конденсируется на внешней поверхности трубок. При расчете тепловые потери в окружающую среду принимают до 10 % от количества подводимой теплоты.

##### Варианты заданий для выполнения курсовой работы

	$P_m$ , Па	$\frac{d_2}{d_1}$ мм	$G_1$ , т/ч	$\omega$ , м/с	$P_T$ , Па	$t_{ж}^I$ , °С	$t_{ж}^{II}$ , °С	$\eta$
1	10 <input type="text"/> $10^4$	12/10	15	0,3	3,8 <input type="text"/> $10^4$	14	65	0,98
2	12 <input type="text"/> $10^4$	14/12	17	0,4	4,1 <input type="text"/> $10^4$	16	70	0,96
3	14 <input type="text"/> $10^4$	16/14	18	0,45	4,2 <input type="text"/> $10^4$	18	73	0,95
4	16 <input type="text"/> $10^4$	18/14	20	0,5	4,5 <input type="text"/> $10^4$	20	75	0,97
5	18 <input type="text"/> $10^4$	20/18	22	0,55	4,8 <input type="text"/> $10^4$	22	78	0,98
6	20 <input type="text"/> $10^4$	22/20	24	0,6	5,0 <input type="text"/> $10^4$	24	80	0,95

7	22□ 10 <sup>4</sup>	24/22	26	0,65	5,5□ 10 <sup>4</sup>	26	82	0,96
8	24□ 10 <sup>4</sup>	26/24	28	0,7	6,0□ 10 <sup>4</sup>	28	84	0,97
9	26□ 10 <sup>4</sup>	28/26	30	0,75	6,5□ 10 <sup>4</sup>	30	86	0,95
10	28□ 10 <sup>4</sup>	30/28	32	0,8	7,0□ 10 <sup>4</sup>	32	88	0,96
11	30□ 10 <sup>4</sup>	32/30	34	0,85	7,5□ 10 <sup>4</sup>	34	90	0,97
12	32□ 10 <sup>4</sup>	34/32	35	0,9	8,0□ 10 <sup>4</sup>	36	93	0,98
13	35□ 10 <sup>4</sup>	36/34	36	0,95	8,5□ 10 <sup>4</sup>	38	95	0,96
14	38□ 10 <sup>4</sup>	38/36	37	1,0	9,0□ 10 <sup>4</sup>	40	98	0,95
15	40□ 10 <sup>4</sup>	40/38	38	1,05	9,5□ 10 <sup>4</sup>	42	100	0,94

Определяем количество передаваемой теплоты

$$Q = G_1 C_{p1} (t_{ж''} - t_{ж'}), \text{ кВт}$$

Определяем расход пара  $G_2$ .

При  $p = \dots$  кПа,  $t_s = \dots$  °С,  $i'' = \dots$  кДж/кг,  $i' = \dots$  кДж/кг

$$G_2 = \frac{Q}{0,98 \times (i'' - i')}, \text{ кг/с}$$

Для расчета коэффициента теплоотдачи внешней поверхности трубки при конденсации пара необходимо знать температуру внешней поверхности стенки  $t_{c2}$  и высоту трубки  $H$ . Так как значения этих величин неизвестны, то расчет проводим методом последовательных приближений.

Определяем среднелогарифмический температурный напор

$$\Delta t_{\text{л}} = \frac{t_{\text{жс1}}'' - t_{\text{жс1}}'}{\ln \frac{t_s - t_{\text{жс1}}'}{t_s - t_{\text{жс1}}''}}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

В первом приближении задаемся

$$t_{c2} \approx t_s - \frac{\Delta t_{\text{л}}}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

Кроме того, задаемся высотой трубок  $H = 2$  м.

Приведенная длина трубки

$$Z = \Delta t_2 \text{ НА}$$

При  $t_s = \dots$  °C по таблице находим  $A = \dots \frac{1}{\text{м}^0\text{с}}$  и  $B = \dots \times 10^{-3}$  м/Вт.

Тогда  $Z = (t_s - t_{c2}) \text{ НА} < 2300$

Течение пленки конденсата – ламинарное по всей высоте трубок; расчет ведем по формуле

$$\text{Re} = 3,8 Z^{0,78}$$
$$\alpha_2 = \frac{\text{Re}}{\Delta t_2 \text{HB}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{°C}}$$

Определяем коэффициент теплоотдачи к воде. Среднеарифметическая температура воды  $t_{ж1} = 0,5(t_{ж1}' + t_{ж1}'')$ , °C.

При этой температуре

$$v_{ж1} = \dots \times 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}} \quad \lambda_{ж1} = \dots \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{°C}}$$

$$\rho_{ж1} = \dots \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad \text{Pr}_{ж1} = \dots$$

$$\text{Re}_{ж1} = \frac{\omega d_1}{v_1}$$

Течение воды турбулентное; расчет ведем для турбулентного режима движения. Перепад температур по толщине стенки оцениваем примерно в 1 °C, тогда  $t_{c1} \approx t_{c2} - 1$ , °C и  $\text{Pr}_{c1} = \dots$

$$\text{Nu}_{ж1} = 0,021 \text{Re}_{ж1}^{0,8} \text{Re}_{ж1}^{0,43} \left( \frac{\text{Re}_{ж1}}{\text{Pr}_{c1}} \right)^{0,25}$$

$$\alpha_1 = \text{Nu}_{ж1} \frac{\lambda_{ж1}}{d_1}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{°C}}$$

Коэффициент теплопередачи

$$\kappa = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{°C}}$$

Средняя плотность теплового потока

$$g = \kappa \Delta t_l, \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}$$

Площадь поверхности нагрева в первом приближении

$$F = \frac{Q}{g}, \text{ м}^2$$

Число трубок в одном ходе

$$m = \frac{4G_1}{\rho_{ж1} \omega \pi d_1^2}$$

Число ходов 4 и всего трубок  $n = 4 \times 50 = 200$

Высота трубок в первом приближении

$$H = \frac{F}{\pi d_{cp} n}, \text{ м}$$

Температура стенок трубок

$$t_{c2} = t_s - \frac{g}{\alpha_2}$$

$$t_{c1} = t_{c2} - \frac{g}{\lambda} \delta$$

Т.к. полученные значения величин  $H$ ,  $t_{c2}$  и  $t_{c1}$  не совпадают с принятыми, производят повторный расчет, принимая  $H = \dots$  м,  $t_{c2} = \dots$  °С и  $t_{c1} = \dots$  °С.

В результате повторного расчета с пункта 4 получаем  $\alpha_1 = \dots \frac{Вт}{м^2 \text{ } ^\circ\text{С}}$ ,  $\alpha_2 = \dots \frac{Вт}{м^2 \text{ } ^\circ\text{С}}$ ,  $\kappa = \dots \frac{Вт}{м^2 \text{ } ^\circ\text{С}}$ ,  $g = \dots \frac{Вт}{м^2 \text{ } ^\circ\text{С}}$ ,  $F = \dots$  м<sup>2</sup>. Высота трубок во втором приближении  $H = \dots$  м. Температура поверхности стенок трубок во втором приближении  $t_{c2} = \dots$  °С и  $t_{c1} = \dots$  °С. Совпадение полученных значений с ранее принятыми лежит в пределах точности расчета, и, таким образом, окончательно принимаем  $F = \dots$  м<sup>2</sup> и  $H = \dots$  м.

### ***Конструктивный расчет теплообменных аппаратов***

1. Определяем минимальный шаг расположения труб

$$l_{\min} = (1.25 \dots 1.35) d_n$$

$d_n$  – наружный диаметр трубы

$$l_{\min} = (1.35) d_n \approx 18 \text{ мм}$$

Ширина простенка должна быть связана условием

$$l_3 = (l - d_n) \geq 6 \text{ мм}$$

2. Определяем количество труб, расположенных на его диагоналях

$$n_0 = 0.75 (n_g - 1) + 1$$

$n_0$  – общее количество труб в аппарате

$n_g$  – количество труб на его диагоналях

$$200 = 0.75 (n_g - 0,75) + 1$$

$$n_g = \sqrt{\frac{199,75}{0,75}} = 16,31 \approx 16$$

3. Количество труб, расположенных на стороне наибольшего шестиугольника

$$2a - 1 = n_g \qquad a = \frac{16 + 1}{2} = 8,5 \approx 8$$

$a$  – количество труб на стороне наибольшего шестиугольника

4. Внутренний диаметр корпуса аппарата при расположении труб по сторонам правильных шестиугольников определяют по выражению

$$D_b = l(n_g - 1) + d_n + 2(l - d_n)$$

$$D_b = 18(16 - 1) + 12 + 2(18 - 12) = 294 \text{ мм} \approx 300 \text{ мм}$$

5. В случае наличия перегородок, внутренний диаметр аппарата определяется зависимостью

$$D_b = 1,13 l \sqrt{\frac{n_0}{\psi} \sin \varphi_0}$$

$\psi$  – коэффициент заполнения трубной решетки (для многоходовых  $\psi = 0,6 \dots 0,8$ , одноходовых  $= 0,8 \dots 0,9$ )

$\phi$  – угол, образуемый центральными линиями трубных рядов, градус

$$D_b = 1,13 \times 18 \sqrt{\frac{200}{0,8} \cdot 0,809} = 289,26 \approx 290$$

Расчет пункта 4 верен.

6. Толщина трубной решетки

$$h = \sqrt{\frac{KP(D_b^2 - n_0 d_b^2)}{[\sigma_u]H}} + \delta, \quad \delta = 1 - 4 \text{ мм}$$

$K$  – коэффициент закрепления, 0,162;

$P$  – перепад давлений по сторонам трубной решетки, Па;

$[\sigma_u]$  – допускаемое напряжение на изгибе, па;

$H$  – коэффициент ослабления трубной решетки отверстиями

$$H = \frac{(l - d_n)}{l} = \frac{18 - 12}{18} = 0,333$$

7. Толщина трубной стальной решетки, исходя из надежной развальцовки труб должна быть больше, чем найденная.

$$h_{\min} = 0,005 + 0,125 d_n$$

### **Гидравлический расчет**

Гидравлический расчет состоит в определении потерь давления  $\Delta p$  в проточной части аппарата. В данном случае проточных частей две – трубная и кожухотрубная. Расчеты должны выполняться для обеих полостей. Гидравлические потери складываются из потерь на трение ( $\Delta p_{\text{тр}}$ ) и на преодоление местных сопротивлений ( $\Delta p_{\text{мс}}$ ).

$$\Delta p_{\text{тр}} = \left( \lambda \frac{l}{d_b} + \sum \xi_{\text{мс}} \right) \frac{\omega^2 \rho}{2};$$

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \lg \text{Re}_{\text{мс}} - 1,5)^2} = \frac{1}{(1,8 \lg 81942 - 1,5)^2} = \frac{1}{53,94} = 0,0185$$

$$\text{Re}_{\text{ж}} = \frac{\omega d}{\nu} = \frac{0,45 \times 0,012}{0,659 \times 10^{-6}} = 81942$$

Коэффициенты местных сопротивлений определяем по таблице

Вход и выход  $2(1,5 + 1) = 5$

Поворот между ходами  $2,5 \times 3 = 7,5$

Итого  $\sum \xi_{\text{мс}} = 12,5$

Гидравлическое сопротивление трубного пространства

$$\Delta p_{\text{тр}} = \left( 0,0185 \frac{2,5 \times 4 \times 50}{0,012} + \sum 12,5 \right) \frac{0,45^2 \cdot 992,5}{2} = 78725$$

Потребная мощность насоса, побуждающая движение жидкости через аппарат

$$N = \frac{\Delta p V}{\eta} = \frac{78725 \times 4,72}{1000 \times 0,65 \times 992,2} = 0,5761 \text{ Вт} = 576,1 \text{ кВт}$$

$$N = \frac{\Delta p V}{1000 \rho \eta}, \text{ кВт}$$

$\eta$  насоса = 0,6...0,65

## 5.5. Комплекты заданий для проверочных работ

### Проверочная работа № 1

«Определение теплопроводности плоской и цилиндрической стенок»

1. Стальная труба паропровода ( $d_1/d_2 = 50/60$  мм) покрыта слоем теплоизоляции с теплопроводностью  $\lambda_{из} = 0,07$  Вт/(м·К) и толщиной  $\delta_{из} = 60$  мм. Найти суточную потерю теплоты с 1 м длины изолированного паропровода и определить, во сколько раз при наличии изоляции потеря теплоты меньше, чем при неизолированном паропроводе. Определить температуру на внутренней и наружной поверхности теплоизоляции. При расчете принять:  $\lambda_{ст} = 50$  Вт/(м·К), температура пара  $t_1 = 170$  °С, температура окружающей среды  $t_2 = 15$  °С;  $\alpha_1 = 2000$  Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\alpha_2 = 10$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

2. Плоская стенка бака площадью  $F = 12$  м<sup>2</sup> покрыта двухслойной изоляцией. Стенка бака стальная, толщиной  $\delta_1 = 9$  мм с коэффициентом теплопроводности  $\lambda_1 = 45,3$  Вт/(м·К). Первый слой изоляции выполнен из материала толщиной  $\delta_2 = 50$  мм, коэффициент теплопроводности которого определяется уравнением  $\lambda_2 = 0,143 + 0,00019 t$ .

Второй слой  $\delta_3 = 10$  мм,  $\lambda_3 = 0,72$  Вт/(м·К).

Температура внутренней поверхности стенки бака  $t_{c1} = 280$  °С и внешней поверхности изоляции  $t_{c4} = 50$  °С. Вычислить количество теплоты, передаваемой через стенку, температуры на границах слоев изоляции.

### Проверочная работа № 2

«Нестационарный теплообмен. Теория подобия»

1. Изделие в форме параллелепипеда размером  $l_1 \times l_2 \times l_3$  ( $l_1$  – толщина,  $l_2$  – ширина,  $l_3$  – длина), выполненное из однородного материала с известными теплофизическими свойствами – коэффициентом теплопроводности  $\lambda$ , удельной теплоемкостью  $c_p$  и плотностью  $\rho$ , имея одинаковую по объему температуру  $t_0$ , помещается в среду с постоянной температурой  $t_{ж}$ . Коэффициент теплоотдачи между средой и стенками изделия в процессе нагревания изделия остается постоянным, равным  $\alpha$ .

Определить, в каких точках нагреваемого изделия будет наблюдаться минимум и максимум температуры, и вычислить эти температуры через время  $\tau$  после помещения тела в горячую среду.

Размеры изделия, мм	Материал пластины	$\lambda$ , Вт/(м·К)	$c_p$ Дж/(кг·К)	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$t_0$ , °С	среда	$t_{ж}$ , °С	$\alpha$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$\tau$ , с
6х6х10	металл	20	330	6050	10	масло	110	670	9

2. Исследования тепловых потерь с поверхности горизонтальных паропроводов в условиях естественной конвекции проводилось на лабораторной установке, где производились на горизонтальной трубе диаметром  $d = 30$  мм.

Опыты проводились при различных температурах стенки трубы. При этом были получены следующие значения коэффициента теплоотдачи:

$\alpha, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	11,75	12,34	12,87	13,34	13,75
$t_c, ^\circ\text{C}$	210	250	290	330	370

Температура окружающего воздуха  $t_{\text{ж}}$  вдали от поверхности трубы оставалась постоянной и равной  $30$   $^\circ\text{C}$ .

На основании полученных опытных значений коэффициентов теплоотдачи найти обобщенную зависимость для расчета теплоотдачи в условиях естественной конвекции. Учитывая, что критерий  $\text{Pr}$  для воздуха в широком интервале температур остается практически постоянным, зависимость искать в виде  $Nu = f(\text{Gr})$ .

При обработке опытных данных в качестве определяющей температуры принять температуру воздуха вдали от поверхности трубы.

### **Проверочная работа № 3**

#### **«Теплоотдача при вынужденном движении жидкости»**

1. Тонкая пластина длиной  $l_0 = 125$  мм обтекается продольным потоком жидкости. Температура набегающего потока  $t_0 = 10$   $^\circ\text{C}$ .

Вычислить критическую длину  $x_{\text{кр}}$ , предельную толщину ламинарного пограничного слоя  $\delta_{\text{кр}}$ , значения местных коэффициентов теплоотдачи и толщину ламинарного пограничного слоя на расстояниях  $x = 0,1 l_0; 0,5 l_0$  и  $1,0 l_0$  от передней кромки пластины.

Расчет произвести для двух случаев:

а) пластина обтекается воздухом при скорости набегающего потока  $w_0 = 10$  м/с;

б) пластина обтекается водой при  $w_0 = 2$  м/с.

При расчете принять  $\text{Re}_{x \text{кр}} = 5 \cdot 10^5$ .

2. Вычислить средний коэффициент теплоотдачи при течении трансформаторного масла в трубе диаметром  $d = 10$  мм и длиной  $l = 1$  м, если средняя по длине трубы температура масла  $t_{\text{ж}} = 70$   $^\circ\text{C}$ , средняя температура стенки трубки  $t_c = 10$   $^\circ\text{C}$  и скорость масла  $w = 0,5$  м/с.

### **Проверочная работа № 4**

#### **«Теплоотдача при вынужденном поперечном обтекании цилиндра.**

#### **Теплоотдача при естественной конвекции»**

1. Медный шинопровод круглого сечения диаметром  $d = 15$  мм охлаждается поперечным потоком сухого воздуха. Скорость и температура набегающего потока воздуха равны соответственно:  $w = 0,5$  м/с и  $t_{\text{ж}} = 20$   $^\circ\text{C}$ .

Вычислить коэффициент теплоотдачи от поверхности шинпровода к воздуху и допустимую силу тока в шинпроводе при условии, что температура его поверхности не должна превышать  $t_c=80\text{ }^\circ\text{C}$ .

Удельное электрическое сопротивление меди  $\rho = 0,0175\text{ Ом}\cdot\text{мм}^2/\text{м}$ .

2. Вычислить потери теплоты в единицу времени с  $1\text{ м}^2$  поверхности горизонтального теплообменника, корпус которого имеет цилиндрическую форму и охлаждается свободным потоком воздуха. Наружный диаметр корпуса теплообменника  $d=300\text{ мм}$ , температура поверхности  $t_c=200\text{ }^\circ\text{C}$  и температура воздуха в помещении  $t_{\text{ж}}=40\text{ }^\circ\text{C}$ .

### **Проверочная работа № 5**

#### **«Теплоотдача при изменении агрегатного состояния вещества»**

1. На поверхности вертикальной трубы высотой  $H=3\text{ м}$  происходит пленочная конденсация сухого насыщенного водяного пара. Давление пара  $p=3,5\cdot 10^5\text{ Па}$ . Температура поверхности трубы  $t_c=133\text{ }^\circ\text{C}$ .

Определить толщину пленки конденсата  $\delta_x$  и значение местного коэффициента теплоотдачи  $\alpha_x$  в зависимости от расстояния  $x$  от верхнего конца трубы. Расчет произвести для расстояний  $x$ , равных  $0,1$ ;  $0,2$ ;  $0,6$ ;  $1,0$ ;  $1,5$ ;  $2,0$  и  $3\text{ м}$ .

Построить график изменений  $\delta_x$  и  $\alpha_x$  по высоте трубы.

При расчете считать режим течения пленки конденсата ламинарным по всей высоте трубы.

2. Определить коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности трубки испарителя к кипящей воде, если тепловая нагрузка поверхности нагрева  $q=2\cdot 10^5\text{ Вт}/\text{м}^2$ , режим кипения пузырьковый и вода находится под давлением  $p$ , равным  $1$  и  $5\text{ МПа}$ .

Определить также разность температур между поверхностью нагрева и кипящей водой  $\Delta t$  при этих давлениях.

### **Проверочная работа № 6**

#### **«Теплообмен излучением»**

1. Поверхность стального изделия имеет температуру  $t_c=627\text{ }^\circ\text{C}$  и степень черноты  $\varepsilon_c=0,7$ . Излучающую поверхность можно считать серой.

Вычислить плотность собственного излучения поверхности изделия и длину волны, которой будет соответствовать максимальное значение спектральной интенсивности излучения.

2. В нагревательной печи температура газов по всему объему постоянна и равна  $1200^{\circ}\text{C}$ . Объем печи  $V=12\text{ м}^3$ , и полная поверхность ограждения  $F=28\text{ м}^2$ .

Общее давление продуктов сгорания  $p = 98,1\text{ кПа}$ , парциальное давление водяных паров  $p_{\text{H}_2\text{O}} = 1 \cdot 10^4\text{ кПа}$  и углекислоты  $p_{\text{CO}_2} = 1 \cdot 10^4\text{ кПа}$ .

Вычислить степень черноты излучающей газовой смеси и собственное излучение продуктов сгорания.

## 6. МАТЕРИАЛЫ ПО КОНТРОЛЮ КАЧЕСТВА ОБРАЗОВАНИЯ

### 6.1. Методические указания по организации контроля знаний студентов

Важнейшей составляющей изучения дисциплины является контроль знаний студентов, в том числе тестовый контроль качества освоения профессиональной образовательной программы (проверка остаточных знаний). Приведенные ниже комплекты заданий позволяют оценить степень усвоения теоретического материала и практических навыков и умений по термодинамике в рамках учебной программы для энергетических специальностей вузов.

Предусмотрены следующие виды контроля знаний студентов:

#### ***Входной контроль***

Входной контроль по дисциплине представляет собой задания, позволяющие оценить знание понятий, определений и закономерностей, используемых в данной дисциплине и изучаемых ранее в других курсах (физика, химия, математика), т.е. подготовленность студентов для освоения данной дисциплины.

#### ***Межсессионный контроль***

Межсессионный контроль включает теоретические задания по изучаемым темам, выполнение проверочных работ, выполнение проверочных работ, выполнение и защиту лабораторных работ, выполнение и защиту курсовой работы. Текущий контроль осуществляется систематически в течение семестра (см. график самостоятельной работы п. 5.2), по результатам контроля выставляется промежуточная аттестация (контрольные точки), экзаменационная оценка по дисциплине выставляется с учетом результатов межсессионного контроля.

#### ***Экзаменационный контроль***

Итоговой формой контроля знаний студентов является экзамен. В ответах студентов на экзамене знания и умения оцениваются по четырехбалльной системе. Опрос студентов осуществляется в письменно-устной форме. Экзаменационный билет включает два теоретических вопроса по изученному курсу.

су и задачу (каждый вопрос и задача – по разным темам дисциплины). Для подготовки ответа на вопросы и решения задачи дается 40 мин.

### ***Контроль остаточных знаний***

Проверка качества освоения профессиональной образовательной программы осуществляется после изучения дисциплины в виде тестирования.

## **6.2. Критерии оценки знаний студентов**

### ***Входной контроль, межсессионный контроль (теоретические задания) и контроль остаточных знаний***

Знания оцениваются по четырехбалльной шкале.

*Отлично* – не менее 85% правильно выполненных заданий; *хорошо* – не менее 75% правильно выполненных заданий; *удовлетворительно* – не менее 50% правильно выполненных заданий; *неудовлетворительно* – менее 50% правильно выполненных заданий.

### ***Межсессионный контроль (проверочные работы)***

Каждая проверочная работа включает две задачи. Практические умения решения задач оцениваются по четырех балльной шкале.

*Отлично* – правильно решены обе задачи. *Хорошо* – одна задача решена правильно, при решении второй задачи допущены ошибки (задача не решена до конца, неправильно найдены некоторые величины) или решение обеих задач содержит ошибки не принципиального характера. *Удовлетворительно* – правильно решена одна задача или решение обеих задач содержит принципиальные ошибки. *Неудовлетворительно* – обе задачи решены неверно.

### ***Экзаменационный контроль***

Итоговая аттестация по дисциплине включает рейтингово-модульную систему оценки знаний студентов в следующем соотношении: промежуточный контроль знаний студентов составляет 30 %, остальные 70 % определяются результатами итогового экзамена.

В ответах студентов на экзамене знания и умения оцениваются по четырехбалльной шкале.

Оценка «*отлично*» ставится в случае правильных и полных ответов на оба теоретические вопросы билета и правильного решения задачи.

Оценка «*хорошо*» ставится в случае:

- правильного, но неполного ответа на один из теоретических вопросов билета, требующего уточняющих дополнительных вопросов со стороны преподавателя или ответа, содержащего ошибки не принципиального характера, которые студент исправляет после замечаний (дополнительных вопросов) преподавателя; правильного решения задачи;

- правильных и полных ответа на оба теоретических вопроса билета; затруднений при решении задачи, с которыми студент справляется после помощи преподавателя.

Оценка «удовлетворительно» ставится в случае:

- ответов, содержащего ошибки принципиального характера на теоретические вопросы билета; правильного решения задачи;

- неверного ответа (отсутствия ответа) на один из теоретических вопросов билета; решения задачи после незначительной помощи преподавателя;

- правильных и полных ответов на оба теоретических вопроса билета; неверного решения задачи (не справился с задачей после помощи преподавателя).

Оценка «неудовлетворительно» ставится в случае:

неверных ответов (отсутствия ответов) на оба теоретических вопроса билета;

неверного ответа (отсутствия ответов) на один из теоретических вопросов билета и неверного решения задачи.

### 6.3. Фонды тестовых заданий

#### *Входной контроль*

1. Какие способы передачи теплоты существуют? Дайте их краткую характеристику.
2. Что такое тепловой поток?
3. Что такое температурное поле? Изотермическая поверхность?
4. Какие тела – твердые или жидкие – лучше проводят тепло?
5. Как возникает свободная поверхность?
6. По какой величине классифицируют электромагнитные волны? Назовите виды излучения?
7. Что такое теплообменный аппарат?
8. Какие теплообменные аппараты имеются в технологической схеме ТЭС?

#### *Межсессионный контроль*

##### Задания для текущей проверки знаний

#### *По темам 1 и 2*

1. Можно ли электрическую мощность и поток теплоты выражать в одних и тех же единицах?
2. Теплопроводность характерна для:  
а) твердых тел; б) жидкостей; в) газов.
3. Какое утверждение является справедливым:  
а)  $\text{grad } t \perp$  изотерме; б)  $\text{grad } t //$  изотерме?
4. Верно ли, что градиент температуры и вектор плотности теплового потока направлены в противоположные стороны?

5. Что такое температурный градиент, в чем он измеряется
6. Коэффициент теплопроводности зависит:
  - а) от температуры; б) от геометрических размеров; в) от материала;
  - г) от давления; д) от величины теплового потока,
7. Можно ли коэффициент теплопроводности  $\lambda$  и коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  выразить в одинаковых единицах? В каких?
8. Верно ли, что при стационарном режиме теплообмена перепад температур на стенке прямо пропорционален ее термическому сопротивлению?
9. Запишите закон Фурье; укажите величины, входящие в уравнение и единицы их измерения.

*По темам 3, 4, 5, 6*

1. Число Рейнольдса является определяющим при:
  - а) свободной конвекции; б) вынужденной конвекции.
2. Верно ли, что зависимость коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  от температуры представлена в таблицах теплофизических свойств наряду с  $\lambda$ ,  $a$ ,  $\nu$  и другими величинами?
3. Конвекция возможна:
  - а) в твердых телах; б) в жидкостях; в) в газах.
4. Верно ли, что  $Nu_{ж,х}$  при турбулентном течении вдоль пластины увеличивается с увеличением скорости обтекания?
5. Тепловой пограничный слой – это...
6. При обтекании одиночного цилиндра при изменении угла атаки от  $0^\circ$  до  $90^\circ$  интенсивность теплообмена:
  - а) уменьшается; б) увеличивается.
7. Интенсивность переноса теплоты от поверхности твердого тела к обтекающей его жидкости зависит от:
  - а) физических свойств жидкости; б) физических свойств твердого тела;
  - в) температуры жидкости; г) температуры твердого тела; д) разности температур твердого тела и жидкости; е) скорости движения жидкости;
8. Запишите закон теплоотдачи Ньютона-Рихмана, укажите величины, входящие в уравнение и единицы их измерения.
9. Всегда ли на участке ламинарной свободной конвекции местный коэффициент теплоотдачи уменьшается по мере перемещения жидкости вдоль вертикальной стенки?
10. Возможна ли свободная конвекция вдоль вертикальной стенки без участка с турбулентным движением?
11. Конденсация – это ...
12. Бывают следующие режимы кипения  
Возникновение того или иного режима зависит от ...

*По темам 7 и 8*

1. Теплообмен между жидкими телами через разделяющую их стенку – это:
  - а) теплоотдача; б) теплопроводность; в) теплопередача.

2. Верно ли, что между стенками, разделенными слоем газа, может существовать как конвективный теплообмен, так и обмен излучением?
3. Является ли перенос теплоты через стекло примером сложного теплообмена?
4. Лучистый теплообмен – это...
5. Какое тело называется абсолютно белым? Существуют ли такие тела в природе?
6. Укажите особенности излучения твердых тел и газов
7. Эффективное излучение тела:
  - а) больше собственного излучения на величину ...
  - б) меньше собственного излучения на величину ...
  - в) равно собственному излучению тела
8. Может ли собственное излучение тела быть меньше отраженного этим телом излучения?
9. Может ли серое тело излучать больше энергии, чем черное тело таких же размеров и в такой же окружающей среде, если температуры серого и черного тел одинаковы?
10. Верно ли, что с помощью экранов можно как уменьшить, так и увеличить лучистый теплообмен?
11. Для защиты тела от излучения в качестве экрана следует использовать материал, у которого:
  - а) большое значение  $\varepsilon_{\lambda}$ ;    б) малое значение  $\varepsilon_{\lambda}$ .
12. Степень черноты изменяется в интервале ...  
Для черного тела она равна...
13. Запишите закон Вина, укажите величины, входящие в это уравнение и единицы их измерения.
14. Закон для черного тела Стефана-Больцмана записывается:  
Укажите величины, входящие в это уравнение и единицы их измерения.

#### *По теме 16*

1. Контактные теплообменные аппараты – такие, ...
2. Виды теплового расчета теплообменных аппаратов  
Результатом расчета является определение...
3. Уравнение теплопередачи  
Укажите величины, входящие в уравнение и единицы их измерения
4. Какие преимущества имеет противоточная схема по сравнению с прямой?
5. Как изменяются температуры горячего и холодного теплоносителей по длине канала для прямого и противотока? (зарисовать)

Примеры заданий для проверочных работ приведены в п. 5.5.

#### ***Экзаменационный контроль***

#### Вопросы к экзамену

Основные понятия и определения теплопередачи (способы переноса тепла, тепловой поток).

2. Температурное поле. Закон Фурье, коэффициент теплопроводности.

3. Дифференциальное уравнение теплопроводности.

4. Условия однозначности для процессов теплопроводности.

5. Уравнение для стационарной теплопроводности.

6. Теплопроводность плоской стенки.

7. Теплопередача через плоскую стенку.

8. Теплопроводность цилиндрической стенки.

9. Теплопередача через цилиндрической стенку.

10. Теплопроводность и теплопередача через шаровую стенку.

11. Критический диаметр цилиндрической стенки.

12. Тепловая изоляция.

14. Пути интенсификации теплопередачи. Теплопередача через ребристую стенку.

15. Теплопроводность в стержне постоянного сечения.

16. Аналитическое описание нестационарных процессов теплопроводности.

18. Охлаждение неограниченной пластины.

19. Анализ решения Охлаждение неограниченной пластины

20. Определение количества теплоты, отданного пластиной в процессе охлаждения.

21. охлаждение и нагревание тел конечных размеров.

22. Зависимость процесса охлаждения (нагревания) от Формы тела.

23. Регулярный режим охлаждения (нагревания) тела.

24. Основные понятия и определения конвективного теплообмена.

25. Основные физические свойства жидкости.

26. Дифференциальные уравнения неразрывности к движения для однородной жидкости,

27. Дифференциальное уравнение теплообмена.

28. Краевые условия, используемые для решения задач конвективного теплообмена.

28. основные понятия и определения конвективного теплообмена

29. Основные Физические свойства жидкости

30. Дифференциальные уравнения конвективного теплообмена

31. Краевые условия

32. Гидравлический и тепловой пограничные слои

33. Основные положения теории подобия, условия гидродинамического и теплового подобия. Физический смысл основных чисел подобия.

34. Обработка и обобщение результатов опытов.

35. Эмпирические формулы в критериальном виде

36. Теплоотдача при свободном движении жидкости в неограниченном пространстве.

37. Теплообмен при свободном движении жидкости в ограниченном пространстве.

38. Теплоотдача при вынужденном продольном обтекании плоской поверхности
39. Особенности движения и теплообмена в трубах.
40. Теплоотдача, при ламинарном и турбулентном движении жидкости в горизонтальных трубах.
41. Теплоотдача при течении жидкости в трубах некруглого сечения изогнутых и шероховатых трубах.
42. Теплоотдача при вынужденном поперечном обтекании одиночной трубы.
43. Теплоотдача при поперечном вынужденном обтекании пучков труб.
44. Теплообмен при конденсации чистого пара: основные положения, виды конденсации.
45. Теплоотдача при пленочной конденсации неподвижного газа.
46. Зависимость конденсации от перегрева пара, состояния поверхности, содержания в паре неконденсирующихся газов, скорости и направления течения пара, влияние компоновки поверхности нагрева.
47. Теплоотдача при конденсации пара в трубах.
1. Основные понятия и определения из теории кипения, режимы кипения.
49. Расчет теплоотдачи при пузырьковом кипении в большом объеме,
50. Расчет теплоотдачи при пузырьковом кипении в условиях вынужденной конвекции в трубах.
51. Дифференциальные уравнения тепло- и массообмена.
52. Тепло - и массоотдача.
53. Аналогия процессов теплообмена и массообмена.
54. Тепло- и массообмен при конденсации пара из газовой смеси.
55. Тепло- и массообмен при испарении в парогазовую среду.
56. Основные сведения о тепло и массообмене при химических превращениях.
57. Описание процесса излучением. Основные понятия и определения.
58. основные законы теплового излучения
59. Теплообмен излучением между телами.
60. Теплообмен излучением при наличии экранов.
61. Тепловое излучение газов.
62. Теплообмен излучением между газом и оболочкой.
63. Закон Бугера.
64. Классификация теплообменных аппаратов.
65. Основные положения и уравнения теплового расчета рекуперативных теплообменных аппаратов.
66. Средняя разность температур и методы ее вычисления.
67. Расчет конечных температур рабочих жидкостей.
68. Общие сведения о тепловом расчете регенеративных теплообменных аппаратов.
69. Задачи гидромеханического расчета теплообменных аппаратов.
70. Гидравлическое сопротивление элементов теплообменного аппарата. Расчет мощности, необходимой для перемещения теплоносителей.

## ***Контроль остаточных знаний***

Тестовые задания для проверки остаточных знаний  
по дисциплине «Тепломассобмен» для специальности 140101

25 заданий

время тестирования 40 минут

*Инструкция:* При ответе следует выбрать один ответ из предложенных (задания 1 (вар.1), 2 (вар. 2), 6, 8 (вар.1), 16 (вар.2) содержат несколько правильных ответов).

Результаты тестирования оценивают по 4-х балльной шкале (*отлично* – не менее 85 % правильно выполненных заданий; *хорошо* – не менее 70 % правильно выполненных заданий; *удовлетворительно* – не менее 50 % правильно выполненных заданий; *неудовлетворительно* – менее 50 % правильно выполненных заданий)

### Вариант 1

1. Теплопроводность возможна:  
а) в твердых телах; б) в жидкостях; в) в газах.
2. Градиент температуры – это ...  
Он измеряется:
3. Изобразите изменение температуры по толщине цилиндрической стенки. Укажите на рисунке направление теплового потока и направление градиента температуры.
4. Для материалов, в которых температура по толщине стенки изменяется указанным образом справедливо следующее соотношение:  
а)  $\lambda_1 > \lambda_2$ ; б)  $\lambda_1 < \lambda_2$ .
5. Распределением температуры на поверхности тела для любого момента времени задается граничное условие:  
а) первого рода; б) второго рода; в) третьего рода.
6. Основными числами подобия, определяемыми при нестационарном режиме, являются:  
а) Gr; б) Nu; в) Fo; г) Ar; д) Bi; е) Fr.
7. Теплообмен между твердой поверхностью и окружающей средой – это:  
а) теплоотдача; б) теплопроводность; в) теплопередача.
8. Интенсивность переноса теплоты от поверхности твердого тела к обтекающей его жидкости зависит от:  
а) физических свойств жидкости; б) физических свойств твердого тела;  
в) температуры жидкости; г) температуры твердого тела; д) разности температур твердого тела и жидкости; е) скорости движения жидкости;
9. Динамический пограничный слой – это...
10. Существуют такие режимы движения жидкостей и газов:

11. При свободной конвекции функциональная зависимость определяемых критериев подобия от определяющих имеет следующий вид:  
где коэффициент и показатель степени зависят от ...
12. Возможна ли свободная конвекция вдоль вертикальной стенки без участка с ламинарным движением?
13. При обтекании одиночного цилиндра при изменении угла атаки от  $0^0$  до  $90^0$  интенсивность теплообмена:  
а) уменьшается; б) увеличивается.
14. При движении жидкости через пучок труб степень турбулизации от ряда к ряду:  
а) увеличивается; б) уменьшается; в) не зависит от количества рядов труб.
15. При кипении жидкости возможны следующие режимы:  
а) пленочный; б) капельный; в) пузырьковый.  
Наиболее интенсивным теплообменом характеризуется ... режим.
16. Возникновение того или иного режима зависит от:  
а) состояния поверхности; б) физических свойств вещества; в) величины температурного напора; д) значения поверхностной плотности теплового потока.
17. Может ли собственное излучение тела быть больше поглощенного этим телом излучения?
18. Может ли серое тело поглощать больше энергии, чем черное тело таких же размеров и в такой же окружающей среде, если температуры серого и черного тел одинаковы?
19. Из закона Кирхгофа следует, что если тело обладает малым коэффициентом поглощения, то оно обладает:  
а) малым коэффициентом излучения; б) большим коэффициентом излучения; в) малым коэффициентом отражения; г) большим коэффициентом отражения.
20. Степень черноты изменяется в интервале ...  
Для абсолютно белого тела она равна...
21. Теплообменные аппараты, в которых одна и та же поверхность попеременно омывается то одним, то другим теплоносителем относятся к:  
а) рекуперативным; б) барботажным; в) регенеративным; г) смешительным.
22. Запишите уравнение теплового баланса для теплообменного аппарата. Укажите величины, входящие в уравнение и единицы их измерения.
23. Какие преимущества имеет противоточная схема движения теплоносителей по сравнению с прямоточной?
24. Как изменяются температуры горячего и холодного теплоносителей по длине теплообменного аппарата для прямотока и противотока? (зарисовать)
25. Задачей поверочного теплового расчета теплообменных аппаратов является:  
а) определение температур теплоносителей на выходе из теплообменника;  
б) определение коэффициента теплопередачи; в) определение площади поверхности и длины труб; г) определение количества передаваемого тепла.

## Вариант 2

1. Температурное поле – это ...
2. Коэффициент теплопроводности зависит от:
  - а) температуры; б) геометрических размеров; в) материала;
  - г) давления; д) величины теплового потока; е) влажности.
3. Изобразите изменение температуры по толщине плоской стенке.  
Укажите на рисунке направление теплового потока и направление градиента температуры.
4. Для материалов, в которых температура по толщине стенки изменяется указанным образом справедливо следующее соотношение:
  - а)  $\lambda_1 > \lambda_2$ ; б)  $\lambda_1 < \lambda_2$ .
5. Поверхностной плотностью теплового потока в каждой точке поверхности тела для любого момента времени задается граничное условие:
  - а) первого рода; б) второго рода; в) третьего рода.
6. Перенос теплоты от одной подвижной среды к другой через стенку – это:
  - а) теплоотдача; б) теплопроводность; в) теплопередача.
7. Физический смысл коэффициента теплоотдачи – ...
8. Существуют такие режимы движения жидкостей и газов:
9. При вынужденной конвекции функциональная зависимость определяемых критериев подобия от определяющих имеет следующий вид:  
где коэффициент и показатель степени зависят от ...
10. Тепловой пограничный слой – это...
11. При увеличении толщины пограничного слоя коэффициент теплоотдачи:
  - а) увеличивается; б) уменьшается; в) не изменяется;
  - г) изменение коэффициента теплоотдачи зависит от режима движения.
12. Возможна ли свободная конвекция вдоль вертикальной стенки без участка с турбулентным движением?
13. При обтекании одиночного цилиндра при изменении угла атаки от  $90^\circ$  до  $0^\circ$  интенсивность теплообмена:
  - а) уменьшается; б) увеличивается.
14. В случае поперечного омывания пучка труб при одинаковых условиях коэффициент теплоотдачи выше при:
  - а) шахматном расположении труб; б) коридорном расположении труб.
15. При конденсации пара возможны следующие режимы:
  - а) пленочный; б) капельный; в) пузырьковый.Наиболее интенсивным теплообменом характеризуется ... режим.
16. Возникновение того или иного режима зависит от:
  - а) состояния поверхности; б) физических свойств вещества; в) величины температурного напора; д) значения поверхностной плотности теплового потока.
17. Укажите основные особенности излучения твердых тел и газов.
18. Может ли собственное излучение тела быть меньше отраженного этим телом излучения?

19. Может ли серое тело излучать больше энергии, чем черное тело таких же размеров и в такой же окружающей среде, если температуры серого и черного тел одинаковы?

20. Из закона Вина следует, что при увеличении температуры тела:

а) максимум интенсивности смещается в сторону коротких волн; б) максимум интенсивности смещается в сторону длинных волн; в) излучение носит дискретный характер.

21. Степень черноты изменяется в интервале ...

Для абсолютно черного тела она равна...

22. Теплообменные аппараты, в которых одна сторона поверхности все время омывается горячим теплоносителем, а другая – холодным, относятся к:

а) рекуперативным; б) барботажным; в) регенеративным; г) смешительным.

23. Запишите уравнение теплопередачи.

Укажите величины, входящие в уравнение и единицы их измерения.

24. Как изменяются температуры горячего и холодного теплоносителей по длине теплообменного аппарата для прямотока и противотока? (зарисовать)

25. Задачей конструкторского теплового расчета теплообменных аппаратов является:

а) определение температур теплоносителей на выходе из теплообменника; б) определение коэффициента теплопередачи; в) определение площади поверхности и длины труб; г) определение количества передаваемого тепла.

## 7. СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

### Основная литература

1. Исаченко Б. П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. М.-Л.: Энергия. 1991.
2. Теплотехника: Учеб. для вузов/В.Н. Луканин, М.Г. Шатров, Г.М. Камфер и др. ; Под ред В.Н. Луканина. – 4-е изд., испр. – М.: Высш. шк., 2003.
3. Гриценко М.В., Гриценко А.В. Теплотехника. Лабораторный практикум. Благовещенск, 2006.
4. Краснощеков Е.А., Сукомел А.С. Задачник по теплопередаче: Учеб. пособие для вузов. – 4-е изд. перераб. – М.: Энергия, 1980.

### Дополнительная литература

5. Теплоэнергетика и теплотехника. Кн. 1. Общие вопросы. /Под. общей ред. Клименко А.В. и Зорина В.М. М: Издательство МЭИ, 2000.



## Содержание

Аннотация	3
1. Цели и задачи дисциплины, ее связь с другими курсами специальности	4
2. Краткий конспект лекций	6
3. Практические занятия	
3.1. Методические рекомендации по проведению практических занятий	34
3.2. Перечень тем практических занятий (с указанием объема в часах)	34 35
3.3. Методические указания к практическим занятиям	
4. Лабораторные работы	
4.1. Методические рекомендации по проведению лабораторных занятий	35
4.2. Перечень тем лабораторных занятий (с указанием объема в часах)	36 37
4.3. Методические указания по выполнению лабораторных работ	
5. Самостоятельная работа студентов	
5.1. Методические рекомендации по выполнению самостоятельной работы	37
5.2. График самостоятельной работы студентов	37
5.3. Методические рекомендации по выполнению курсовой работы	38
5.4. Методические указания по выполнению курсовой работы	39
5.5. Комплекты заданий для проверочных работ	43
6. Материалы по контролю качества образования	
6.1. Методические указания по организации контроля знаний студентов	47
6.2. Критерии оценки знаний студентов	48
6.3. Фонды тестовых заданий	49
7. Список рекомендуемой литературы	57