

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ

«БРАТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра промышленной теплоэнергетики

УТВЕРЖДАЮ:

Проректор по учебной работе

_____ Е.И. Луковникова

«_____» _____ 201__ г.

**РАБОЧАЯ ПРОГРАММА ДИСЦИПЛИНЫ
ТЕПЛОМАССОБМЕН**

Б1.Б.16

НАПРАВЛЕНИЕ ПОДГОТОВКИ

13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника

ПРОФИЛЬ ПОДГОТОВКИ

Промышленная теплоэнергетика

Программа академического бакалавриата

Квалификация (степень) выпускника: бакалавр

1. ПЕРЕЧЕНЬ ПЛАНИРУЕМЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ ОБУЧЕНИЯ ПО ДИСЦИПЛИНЕ, СООТНЕСЕННЫХ С ПЛАНИРУЕМЫМИ РЕЗУЛЬТАТАМИ ОСВОЕНИЯ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЙ ПРОГРАММЫ	3
2. МЕСТО ДИСЦИПЛИНЫ В СТРУКТУРЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЙ ПРОГРАММЫ	4
3. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЪЕМА ДИСЦИПЛИНЫ	4
3.1 Распределение объёма дисциплины по формам обучения.....	4
3.2 Распределение объёма дисциплины по видам учебных занятий и трудоемкости	5
4. СОДЕРЖАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ	5
4.1 Распределение разделов дисциплины по видам учебных занятий	5
4.2 Содержание дисциплины, структурированное по разделам и темам	21
4.3 Лабораторные работы.....	78
4.4 Семинары / практические занятия.....	78
4.5 Контрольные мероприятия: курсовая работа	79
5. МАТРИЦА СООТНЕСЕНИЯ РАЗДЕЛОВ УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ К ФОРМИРУЕМЫМ В НИХ КОМПЕТЕНЦИЯМ И ОЦЕНКЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ	80
6. ПЕРЕЧЕНЬ УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ ОБУЧАЮЩИХСЯ ПО ДИСЦИПЛИНЕ.....	81
7. ПЕРЕЧЕНЬ ОСНОВНОЙ И ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ, НЕОБХОДИМОЙ ДЛЯ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ.....	81
8. ПЕРЕЧЕНЬ РЕСУРСОВ ИНФОРМАЦИОННО – ТЕЛЕКОММУНИКАЦИОННОЙ СЕТИ «ИНТЕРНЕТ» НЕОБХОДИМЫХ ДЛЯ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ	83
9. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ ОБУЧАЮЩИХСЯ ПО ОСВОЕНИЮ ДИСЦИПЛИНЫ.....	83
9.1. Методические указания для обучающихся по выполнению лабораторных работ/ семинаров / практических работ	83
9.2. Методические указания по выполнению курсовой работы	132
10. ПЕРЕЧЕНЬ ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ПРИ ОСУЩЕСТВЛЕНИИ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО ПРОЦЕССА ПО ДИСЦИПЛИНЕ	134
11. ОПИСАНИЕ МАТЕРИАЛЬНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ БАЗЫ, НЕОБХОДИМОЙ ДЛЯ ОСУЩЕСТВЛЕНИЯ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО ПРОЦЕССА ПО ДИСЦИПЛИНЕ	134
Приложение 1. Фонд оценочных средств для проведения промежуточной аттестации обучающихся по дисциплине.....	135
Приложение 2. Аннотация рабочей программы дисциплины	146
Приложение 3. Протокол о дополнениях и изменениях в рабочей программе	147

1. ПЕРЕЧЕНЬ ПЛАНИРУЕМЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ ОБУЧЕНИЯ ПО ДИСЦИПЛИНЕ, СООТНЕСЕННЫХ С ПЛАНИРУЕМЫМИ РЕЗУЛЬТАТАМИ ОСВОЕНИЯ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЙ ПРОГРАММЫ

Вид деятельности выпускника

Дисциплина охватывает круг вопросов, относящихся к научно-исследовательской и производственно-технологической видам профессиональной деятельности выпускника в соответствии с компетенциями и видами деятельности, указанными в учебном плане.

Цель дисциплины

Формирование четких основных физических законов тепломассообмена.

Задачи дисциплины

Научить будущих специалистов владеть не только теорией, но и методами расчета основных процессов тепло и массообмена.

Код компетенции	Содержание компетенций	Перечень планируемых результатов обучения по дисциплине
1	2	3
ОПК-1	способностью осуществлять поиск, хранение, обработку и анализ информации из различных источников и баз данных, представлять ее в требуемом формате с использованием информационных, компьютерных и сетевых технологий	<p>Знать:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Сущность и значение информации. Основные процессы, происходящие с информацией. <p>Уметь:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Использовать основные методы преобразования и хранения информации. <p>Владеть:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Основными требованиями информационной безопасности.
ОК-7	способностью к самоорганизации и самообразованию	<p>Знать:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Законы и основные физико-математические модели переноса теплоты и массы применительно к теплотехническим установкам и системам <p>Уметь:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Рассчитывать температурные поля (поля концентраций веществ) в потоках технологических жидкостей и газов, в элементах конструкции тепловых и теплотехнологических установок с целью интенсификации процессов тепломассообмена, обеспечения нормального температурного режима работы элементов оборудования и минимизации потерь теплоты. <p>Владеть:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Основами расчета процессов тепломассопереноса в элементах теплотехнического и теплотехнологического оборудования.

2. МЕСТО ДИСЦИПЛИНЫ В СТРУКТУРЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЙ ПРОГРАММЫ

Дисциплина Б1.Б.16 Тепломассообмен относится к базовой части.

Дисциплина тепломассообмен базируется на знаниях, полученных при изучении физики, химии основной общеобразовательной программы.

Основываясь на изучении перечисленных дисциплин, тепломассообмен представляет основу для изучения дисциплин: Технологические энергоносители предприятий, Тепломассообменное оборудование предприятий, Основы трансформации тепла.

Такое системное междисциплинарное изучение направлено на достижение требуемого ФГОС уровня подготовки по квалификации бакалавр.

3. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЪЕМА ДИСЦИПЛИНЫ

3.1. Распределение объема дисциплины по формам обучения

Форма обучения	Курс	Семестр	Трудоемкость дисциплины в часах						Курсовая работа	Вид промежуточной аттестации
			Всего часов (с экз.)	Аудиторных часов	Лекции	лабораторные работы	Практические занятия	Самостоятельная работа		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Очная	2	4	288	108	36	36	36	144	КР	экзамен
Заочная	3	-	288	34	12	10	12	245	КР	экзамен
Заочная (ускоренное обучение)	3	-	288	24	10	8	6	183	КР	экзамен
Очно-заочная	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Распределение объема дисциплины по формам обучения (для набора 2018г.)

Форма обучения	Курс	Семестр	Трудоемкость дисциплины в часах						Курсовая работа	Вид промежуточной аттестации
			Всего часов (с экз.)	Аудиторных часов	Лекции	лабораторные работы	Практические занятия	Самостоятельная работа		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Очная	2	4	288	108	36	36	36	144	кр	экзамен
Заочная	3	-	288	34	12	10	12	245	кр	экзамен
Заочная (ускоренное обучение)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Очно-заочная	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

3.2. Распределение объема дисциплины по видам учебных занятий и трудоемкости

Вид учебных занятий	Трудо- ем- кость (час.)	в т.ч. в ин- терактив- ной, актив- ной, иннова- ционной формах, (час.)	Распределение по семестрам, час
			4
1	2	3	4
I. Контактная работа обучающихся с преподавателем (всего)	108	22	108
Лекции (Лк)	36	10	36
Лабораторные работы (ЛР)	36	7	36
Практические занятия (ПЗ)	36	5	36
Курсовая работа	+	-	+
Консультации	+	-	+
II. Самостоятельная работа обучающихся (СР)	144	-	144
Подготовка к лабораторным работам	36	-	36
Подготовка к экзамену в течение семестра	36	-	36
Подготовка к практическим занятиям	36	-	36
Выполнение курсовой работы	36	-	36
III. Промежуточная аттестация экзамен	36	-	36
Общая трудоемкость дисциплины час. зач. ед.	288	-	288
	8	-	8

4. СОДЕРЖАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ

4.1. Распределение разделов дисциплины по видам учебных занятий

- для очной формы обучения:

№ раз- дела и те- мы	Наименование раздела и тема дисциплины	Трудо- ем- кость, (час.)	Виды учебных занятий, включая самостоятельную работу обучающихся и трудоемкость; (час.)			
			учебные занятия			самосто- ятельная работа обучаю- щихся
			лекции	лабора- торные работы	практи- ческие занятия	
1	2	3	4	5	6	7
1.	Способы теплообмена	16	4	0	0	12
1.1	Предмет курса, общие понятия. Основные процессы передачи тепла: теплопроводность, конвективный теплообмен, радиационный теплообмен.	2,7	0,7	-	-	2
1.2	Теплоотдача и теплопередача. Основные количественные характеристики процесса переноса тепла: количество тепла, тепловой поток, плотность теплового потока, мощность внутренних источников тепла.	2,7	0,7	-	-	2
1.3	Важнейшие этапы развития учения о тепло- и массообмене, вклад российских учёных в развитие учения о теплообмене, перспективы развития.	2,5	0,5	-	-	2
1.4	Механизм процесса теплопроводности в твёрдых телах, в жидкостях и газах.	2,7	0,7	-	-	2
1.5	Температурное поле, градиент температуры, закон Фурье.	2,7	0,7	-	-	2

1.6	Коэффициент теплопроводности, зависимость от параметров процесса.	2,7	0,7	-	-	2
2.	Дифференциальное уравнение теплопроводности и его решения; Система дифференциальных уравнений конвективного теплообмена	22	3	5	4	10
2.1	Дифференциальное уравнение теплопроводности.	4,6	0,6	2	-	2
2.2	Коэффициент температуропроводности, зависимость от параметров процесса.	5,6	0,6	3	-	2
2.3	Краевые условия для процессов теплопроводности: начальные и граничные условия первого, второго, третьего и четвёртого рода.	4,6	0,6	-	2	2
2.4	Общее представление о методах решения задач теплопроводности. Система дифференциальных уравнений конвективного теплообмена.	4,6	0,6	-	2	2
2.5	Закон Ньютона—Рихмана.	2,6	0,6	-	-	2
3.	Применение методов подобия и размерностей к изучению процессов конвективного теплообмена	11	3	0	0	8
3.1	Условия подобия физических процессов, свойства подобных процессов.	2,75	0,75	-	-	2
3.2	Приведение уравнений тепловых потоков к безразмерному виду.	2,75	0,75	-	-	2
3.3	Пи – теорема, основные критерии теплового подобия.	2,75	0,75	-	-	2
3.4	Использование опытных данных для получения полуэмпирических уравнений подобия.	2,75	0,75	-	-	2
4.	Теплоотдача и гидравлическое сопротивление при вынужденном течении в каналах, обтекании трубы и пучка труб; расчет коэффициентов теплоотдачи при свободной конвекции	66	6	15	12	33
4.1	Особенности течения и теплообмена в трубах. Ламинарный и турбулентный режимы. Участки гидродинамической и тепловой стабилизации, стабилизированное течение.	9,35	0,35	5	2	2
4.2	Вязкостный и вязкостно-гравитационный режимы течения. Методы расчёта теплоотдачи при стабилизированном течении в трубах.	2,35	0,35	-	-	2
4.3	Теплоотдача при ламинарном и турбулентном режимах течения жидкости в гладких трубах круглого сечения, расчётные формулы. Теплоотдача при переходном режиме течения жидкости.	2,35	0,35	-	-	2
4.4	Теплоотдача в трубах некруглого поперечного сечения и в изогнутых и шероховатых трубах.	2,35	0,35	-	-	2
4.5	Параметры пограничного слоя при поперечном обтекании цилиндрических поверхностей и их связь с теплоотдачей.	4,35	0,35	-	2	2
4.6	Характер изменения теплоотдачи при различных условиях омывания жидкостью. Средний коэффициент теплоотдачи, расчетные зависимости.	4,35	0,35	-	2	2
4.7	Влияние степени турбулизации набегающего потока и угла атаки на теплоотдачу	10,35	0,35	5	2	3

	цилиндра.					
4.8	Основные типы пучков труб. Ламинарное и турбулентное течение жидкости в пучках.	4,35	0,35	-	2	2
4.9	Изменение теплоотдачи по окружности трубок пучка. Изменение теплоотдачи (средние ряды) в зависимости от номера ряда и межосевых расстояний трубок. Расчетные зависимости. Сравнительная теплоотдача шахматного и коридорного пучков труб.	4,35	0,35	-	2	2
4.10	Факторы, обуславливающие свободное движение жидкости. Характер движения жидкости вдоль вертикальной стенки, распределение в ней температур и скоростей, изменение коэффициента теплоотдачи по высоте стенки. Характер движения жидкости вблизи горизонтальных труб и пластин.	2,4	0,4	-	-	2
4.11	Результаты теоретических и экспериментальных исследований теплоотдачи при естественной конвекции. Расчётные уравнения.	2,35	0,35	-	-	2
4.12	Теплоотдача в ограниченном пространстве, методика расчёта.	2,35	0,35	-	-	2
4.13	Пограничные гидродинамический и тепловой слой: определение границ для ламинарного и турбулентного слоёв.	2,35	0,35	-	-	2
4.14	Интегральное уравнение теплового потока.	2,35	0,35	-	-	2
4.15	Теплоотдача при ламинарном пограничном слое.	1,35	0,35	-	-	1
4.16	Соотношение толщин гидродинамического и теплового пограничных слоёв.	7,35	0,35	5	-	2
4.17	Влияние переменных физических параметров на теплопередачу. Расчёт теплоотдачи при турбулентном пограничном слое на основе гидродинамической теории теплообмена.	1,35	0,35	-	-	1
5.	Теплообмен при фазовых превращениях	21	4	0	2	15
5.1	Условия необходимые для конденсации пара. Плёночная и капельная конденсация. Коэффициент конденсации.	1,28	0,28	-	-	1
5.2	Термическое сопротивление фазового перехода.	1,28	0,28	-	-	1
5.3	Конденсация сухого насыщенного пара на вертикальных стенках; ламинарное и турбулентное течение плёнки; теоретический расчёт теплоотдачи при ламинарном течении плёнки; расчёт средней теплоотдачи при наличии на поверхности ламинарной и турбулентной плёнки.	1,3	0,3	-	-	1
5.4	Влияние на скорость конденсации пара наличия неконденсирующихся газов.	1,28	0,28	-	-	1
5.5	Конденсация пара внутри труб, на поверхности горизонтальных труб и трубных пучков. Теплоотдача при капельной конденсации пара.	1,3	0,3	-	-	1
5.6	Влияние перегрева и влажности пара на коэффициент теплоотдачи. Условия воз-	1,28	0,28	-	-	1

	никновения кипения и его механизм: перегрев жидкости и наличие центров парообразования, возникновение паровой фазы и образование паровых пузырей.					
5.7	Влияние смачиваемости стенки жидкостью. Рост, отрыв и движение пузырей пара. Минимальный радиус центра парообразования, изменение диаметра пузыря во времени, отрывной диаметр.	1,28	0,28	-	-	1
5.8	Теплообмен между стенкой и жидкой фазой. Между жидкой и паровой фазой.	4,3	0,3	-	2	2
5.9	Зависимость коэффициента теплоотдачи и плотности теплового потока от температурного напора при кипении в большом объёме для области пузырчатого кипения.	1,28	0,28	-	-	1
5.10	Плёночный режим. Первая и вторая критические плотности теплового потока. Изменение теплоотдачи и температуры стенки при плёночном режиме кипения.	1,28	0,28	-	-	1
5.11	Зависимость коэффициента теплоотдачи от давления, свойств жидкости, состояния твёрдой поверхности и других факторов при кипении в большом объёме.	1,28	0,28	-	-	1
5.12	Расчётные зависимости для коэффициента теплоотдачи в условиях свободного движения.	1,3	0,3	-	-	1
5.13	Теплообмен при кипении жидкости в трубах: характер движения парожидкостной смеси в горизонтальных и вертикальных трубах.	1,28	0,28	-	-	1
5.14	Механизм плёночного кипения, расчётные зависимости.	1,28	0,28	-	-	1
6.	Теплообмен излучением	28	4	8	2	14
6.1	Физика процесса передачи тепла электромагнитным излучением.	2,57	0,57	-	-	2
6.2	Основные понятия: поток излучения, поверхностная и спектральная плотность потока излучения, интенсивность (яркость) излучения, взаимодействие тела с излучением (поглощение, отражение, пропускание), абсолютно чёрное и серое тело.	2,57	0,57	-	-	2
6.3	Законы излучения абсолютно чёрного тела: закон Планка, закон Вина, закон Стефана - Больцмана. Степень черноты серого тела.	8,57	0,57	4	2	2
6.4	Закон Кирхгофа для монохроматического и интегрального излучения.	2,57	0,57	-	-	2
6.5	Закон Ламберта.	2,57	0,57	-	-	2
6.6	Теплообмен излучением в замкнутой системе, состоящей из двух серых тел: общий случай, тел с плоскопараллельными поверхностями.	6,58	0,58	4	-	2
6.7	Применение экранов. Особенности теплообмена излучением в поглощающих средах.	2,57	0,57	-	-	2
7.	Сложный теплообмен.	26	2	0	2	22
7.1	Передача тепла через плоскую стенку. Распределение температуры в тонкой стенке при постоянном и переменном	2,18	0,18	-	-	2

	коэффициенте теплопроводности.					
7.2	Параметры теплового потока, электрогидротепловая аналогия. Передача тепла через многослойную плоскую стенку.	2,18	0,18	-	-	2
7.3	Передача тепла через цилиндрическую стенку. Распределение температур в стенке длинного цилиндра при постоянном и переменном коэффициенте теплопроводности.	4,2	0,2	-	2	2
7.4	Анализ параметров теплового потока, приближённые формулы.	2,18	0,18	-	-	2
7.5	Многослойная цилиндрическая стенка, критический диаметр тепловой изоляции трубы.	2,18	0,18	-	-	2
7.6	Передача тепла через шаровую стенку.	2,18	0,18	-	-	2
7.7	Теплопроводность в стержне постоянного поперечного сечения конечной и бесконечной длины.	2,18	0,18	-	-	2
7.8	Интенсификация процесса теплопередачи, теплопередача ребристых стенок.	2,18	0,18	-	-	2
7.9	Нагревание (охлаждение) пластин и цилиндров конечной толщины и диаметра, при бесконечной ширине пластины и длинах. Нагревание (охлаждение) тел конечных размеров.	2,18	0,18	-	-	2
7.10	Регулярный режим нагревания (охлаждения) тел: свойства температурного поля в начальный период и в регулярном режиме; темп охлаждения и определение теплофизических характеристик методом регулярного режима.	2,18	0,18	-	-	2
7.11	Численные методы решения задач теплопроводности	2,18	0,18	-	-	2
8.	Массообмен: Поток массы компонента; Вектор плотности потока массы.	12	2	0	0	10
8.1	Конвективный теплообмен как совокупность молекулярного и молярного переноса.	2,4	0,4	-	-	2
8.2	Теплоотдача: в однофазных жидкостях и при фазовых превращениях, при вынужденной и естественной конвекции.	2,4	0,4	-	-	2
8.3	Понятие о тепловом пограничном слое и связь с гидравлическим пограничным слоем.	2,4	0,4	-	-	2
8.4	Ламинарное и турбулентное течение жидкости, связь режима течения с теплообменом.	2,4	0,4	-	-	2
8.5	Система дифференциальных уравнений неизотермического движения: уравнения теплоотдачи, энергии, движения и сплошности.	2,4	0,4	-	-	2
9.	Молекулярная диффузия: концентрационная диффузия, закон Фика; Термо- и бародиффузия; Массоотдача Математическое описание и аналогия процессов массо- и теплообмена	10	2	0	0	8
9.1	Основные положения теории массообмена. Концентрационная, термо- и бародиффузия. Закон Фика. Коэффициент диффузии.	2,5	0,5	-	-	2
9.2	Конвективный массообмен как совокупность молярного и молекулярного пере-	2,5	0,5	-	-	2

	носа вещества. Плотность потока массы в процессе конвективного массообмена.					
9.3	Диффузионный пограничный слой, его описание. Граничные условия на поверхности раздела фаз. Коэффициент массоотдачи.	2,5	0,5	-	-	2
9.4	Применение теории подобия к процессам массообмена, основные числа подобия. Аналогия процессов тепло - и массообмена.	2,5	0,5	-	-	2
10.	Тепломассообмен; теплогидравлический расчет тепло обменных аппаратов.	40	6	8	14	12
10.1	Назначение и классификация теплообменных аппаратов.	6,5	1,5	-	2	3
10.2	Основы теплового и гидравлического расчётов теплообменников: проектный и поверочный расчёты.	6,5	1,5	-	2	3
10.3	Порядок теплового расчёта и основные этапы: выбор теплоносителей и схемы их движения, сведение параметров движения теплоносителей к тепловому балансу, определение конечных параметров теплоносителей, среднего температурного напора, среднего коэффициента теплопередачи, параметров разделительной твёрдой поверхности.	13,5	1,5	4	5	3
10.4	Порядок гидравлического расчёта: определение потерь на трение и в местных сопротивлениях для каждого теплоносителя, выбор необходимых мощностей для обеспечения заданных режимов течения теплоносителей.	13,5	1,5	4	5	3
	ИТОГО	252	36	36	36	144

- для заочной формы обучения:

№ раздела и темы	Наименование раздела и тема дисциплины	Трудоемкость, (час.)	Виды учебных занятий, включая самостоятельную работу обучающихся и трудоемкость; (час.)			
			учебные занятия			самостоятельная работа обучающихся
			лекции	лабораторные работы	практические занятия	
1	2	3	4	5	6	7
1.	Способы теплообмена	19,5	1,5	0	0	18
1.1	Предмет курса, общие понятия. Основные процессы передачи тепла: теплопроводность, конвективный теплообмен, радиационный теплообмен.	3,25	0,25	-	-	3
1.2	Теплоотдача и теплопередача. Основные количественные характеристики процесса переноса тепла: количество тепла, тепловой поток, плотность теплового потока, мощность внутренних источников тепла.	3,25	0,25	-	-	3
1.3	Важнейшие этапы развития учения о тепло- и массообмене, вклад российских учёных в развитие учения о тепломассообмене, перспективы развития.	3,25	0,25	-	-	3
1.4	Механизм процесса теплопроводности в	3,25	0,25	-	-	3

	твёрдых телах, в жидкостях и газах.					
1.5	Температурное поле, градиент температуры, закон Фурье.	3,25	0,25	-	-	3
1.6	Коэффициент теплопроводности, зависимость от параметров процесса.	3,25	0,25	-	-	3
2.	Дифференциальное уравнение теплопроводности и его решения; Система дифференциальных уравнений конвективного теплообмена	18	1	1	1	15
2.1	Дифференциальное уравнение теплопроводности.	3,7	0,2	0,5	-	3
2.2	Коэффициент температуропроводности, зависимость от параметров процесса.	3,7	0,2	0,5	-	3
2.3	Краевые условия для процессов теплопроводности: начальные и граничные условия первого, второго, третьего и четвертого рода.	3,7	0,2	-	0,5	3
2.4	Общее представление о методах решения задач теплопроводности. Система дифференциальных уравнений конвективного теплообмена.	3,7	0,2	-	0,5	3
2.5	Закон Ньютона—Рихмана.	3,2	0,2	-	-	3
3.	Применение методов подобия и размерностей к изучению процессов конвективного теплообмена	12,5	0,5	0	0	12
3.1	Условия подобия физических процессов, свойства подобных процессов.	3,1	0,1	-	-	3
3.2	Приведение уравнений тепловых потоков к безразмерному виду.	3,1	0,1	-	-	3
3.3	Пи – теорема, основные критерии теплового подобия.	3,1	0,1	-	-	3
3.4	Использование опытных данных для получения полуэмпирических уравнений подобия.	3,2	0,2	-	-	3
4.	Теплоотдача и гидравлическое сопротивление при вынужденном течении в каналах, обтекании трубы и пучка труб; расчет коэффициентов теплоотдачи при свободной конвекции	66	1,5	4	3,5	57
4.1	Особенности течения и теплообмена в трубах. Ламинарный и турбулентный режимы. Участки гидродинамической и тепловой стабилизации, стабилизированное течение.	6,15	0,15	2	1	3
4.2	Вязкостный и вязкостно-гравитационный режимы течения. Методы расчёта теплоотдачи при стабилизированном течении в трубах.	3,15	0,15	-	-	3
4.3	Теплоотдача при ламинарном и турбулентном режимах течения жидкости в гладких трубах круглого сечения, расчётные формулы. Теплоотдача при переходном режиме течения жидкости.	3,15	0,15	-	-	3
4.4	Теплоотдача в трубах некруглого поперечного сечения и в изогнутых и шероховатых трубах.	4	-	-	-	4
4.5	Параметры пограничного слоя при поперечном обтекании цилиндрических поверхностей и их связь с теплоотдачей.	4,5	-	-	0,5	4
4.6	Характер изменения теплоотдачи при различных условиях омывания жидкостью. Средний коэффициент теплоотдачи,	4,5	-	-	0,5	4

	расчетные зависимости.					
4.7	Влияние степени турбулизации набегающего потока и угла атаки на теплоотдачу цилиндра.	4,5	-	1	0,5	3
4.8	Основные типы пучков труб. Ламинарное и турбулентное течение жидкости в пучках.	4,5	-	-	0,5	4
4.9	Изменение теплоотдачи по окружности трубок пучка. Изменение теплоотдачи (средние ряды) в зависимости от номера ряда и межосевых расстояний трубок. Расчетные зависимости. Сравнительная теплоотдача шахматного и коридорного пучков труб.	4,5	-	-	0,5	4
4.10	Факторы, обуславливающие свободное движение жидкости. Характер движения жидкости вдоль вертикальной стенки, распределение в ней температур и скоростей, изменение коэффициента теплоотдачи по высоте стенки. Характер движения жидкости вблизи горизонтальных труб и пластин.	4	-	-	-	4
4.11	Результаты теоретических и экспериментальных исследований теплоотдачи при естественной конвекции. Расчётные уравнения.	3,15	0,15	-	-	3
4.12	Теплоотдача в ограниченном пространстве, методика расчёта.	3,15	0,15	-	-	3
4.13	Пограничные гидродинамический и тепловой слой: определение границ для ламинарного и турбулентного слоёв.	3,15	0,15	-	-	3
4.14	Интегральное уравнение теплового потока.	3,15	0,15	-	-	3
4.15	Теплоотдача при ламинарном пограничном слое.	3,15	0,15	-	-	3
4.16	Соотношение толщин гидродинамического и теплового пограничных слоёв.	4,15	0,15	1	-	3
4.17	Влияние переменных физических параметров на теплопередачу. Расчёт теплоотдачи при турбулентном пограничном слое на основе гидродинамической теории теплообмена.	3,15	0,15	-	-	3
5.	Теплообмен при фазовых превращениях	47,5	1	0	0,5	46
5.1	Условия необходимые для конденсации пара. Плёночная и капельная конденсация. Коэффициент конденсации.	3,12	0,12	-	-	3
5.2	Термическое сопротивление фазового перехода.	3,12	0,12	-	-	3
5.3	Конденсация сухого насыщенного пара на вертикальных стенках; ламинарное и турбулентное течение плёнки; теоретический расчёт теплоотдачи при ламинарном течении плёнки; расчёт средней теплоотдачи при наличии на поверхности ламинарной и турбулентной плёнки.	3,15	0,15	-	-	3
5.4	Влияние на скорость конденсации пара наличия неконденсирующихся газов.	4	-	-	-	4
5.5	Конденсация пара внутри труб, на поверхности горизонтальных труб и трубных пучков. Теплоотдача при капельной	4	-	-	-	4

	конденсации пара.					
5.6	Влияние перегрева и влажности пара на коэффициент теплоотдачи. Условия возникновения кипения и его механизм: перегрев жидкости и наличие центров парообразования, возникновение паровой фазы и образование паровых пузырей.	3,12	0,12	-	-	3
5.7	Влияние смачиваемости стенки жидкостью. Рост, отрыв и движение пузырей пара. Минимальный радиус центра парообразования, изменение диаметра пузыря во времени, отрывной диаметр.	4	-	-	-	4
5.8	Теплообмен между стенкой и жидкой фазой. Между жидкой и паровой фазой.	3,63	0,13	-	0,5	3
5.9	Зависимость коэффициента теплоотдачи и плотности теплового потока от температурного напора при кипении в большом объёме для области пузырьчатого кипения.	3,12	0,12	-	-	3
5.10	Плёночный режим. Первая и вторая критические плотности теплового потока. Изменение теплоотдачи и температуры стенки при плёночном режиме кипения.	4	-	-	-	4
5.11	Зависимость коэффициента теплоотдачи от давления, свойств жидкости, состояния твёрдой поверхности и других факторов при кипении в большом объёме.	3	-	-	-	3
5.12	Расчётные зависимости для коэффициента теплоотдачи в условиях свободного движения.	3,12	0,12	-	-	3
5.13	Теплообмен при кипении жидкости в трубах: характер движения парожидкостной смеси в горизонтальных и вертикальных трубах.	3,12	0,12	-	-	3
5.14	Механизм плёночного кипения, расчётные зависимости.	3	-	-	-	3
6.	Теплообмен излучением	23,5	1	1	0,5	21
6.1	Физика процесса передачи тепла электромагнитным излучением.	3,1	0,1	-	-	3
6.2	Основные понятия: поток излучения, поверхностная и спектральная плотность потока излучения, интенсивность (яркость) излучения, взаимодействие тела с излучением (поглощение, отражение, пропускание), абсолютно чёрное и серое тело.	3,15	0,15	-	-	3
6.3	Законы излучения абсолютно чёрного тела: закон Планка, закон Вина, закон Стефана - Больцмана. Степень черноты серого тела.	4,25	0,25	0,5	0,5	3
6.4	Закон Кирхгофа для монохроматического и интегрального излучения.	3,1	0,1	-	-	3
6.5	Закон Ламберта.	3,1	0,1	-	-	3
6.6	Теплообмен излучением в замкнутой системе, состоящей из двух серых тел: общий случай, тел с плоскопараллельными поверхностями.	3,7	0,2	0,5	-	3
6.7	Применение экранов. Особенности теплообмена излучением в поглощающих средах.	3,1	0,1	-	-	3
7.	Сложный теплообмен.	38,5	1	0	0,5	37

7.1	Передача тепла через плоскую стенку. Распределение температуры в тонкой стенке при постоянном и переменном коэффициенте теплопроводности.	3,15	0,15	-	-	3
7.2	Параметры теплового потока, электрогидротепловая аналогия. Передача тепла через многослойную плоскую стенку.	3,14	0,14	-	-	3
7.3	Передача тепла через цилиндрическую стенку. Распределение температур в стенке длинного цилиндра при постоянном и переменном коэффициенте теплопроводности.	3,65	0,15	-	0,5	3
7.4	Анализ параметров теплового потока, приближённые формулы.	4	-	-	-	4
7.5	Многослойная цилиндрическая стенка, критический диаметр тепловой изоляции трубы.	3,14	0,14	-	-	3
7.6	Передача тепла через шаровую стенку.	4	-	-	-	4
7.7	Теплопроводность в стержне постоянного поперечного сечения конечной и бесконечной длины.	3,14	0,14	-	-	3
7.8	Интенсификация процесса теплопередачи, теплопередача ребристых стенок.	3,14	0,14	-	-	3
7.9	Нагревание (охлаждение) пластин и цилиндров конечной толщины и диаметра, при бесконечной ширине пластины и длинах. Нагревание (охлаждение) тел конечных размеров.	3,14	0,14	-	-	3
7.10	Регулярный режим нагревания (охлаждения) тел: свойства температурного поля в начальный период и в регулярном режиме; темп охлаждения и определение теплофизических характеристик методом регулярного режима.	4	-	-	-	4
7.11	Численные методы решения задач теплопроводности	4	-	-	-	4
8.	Массообмен: Поток массы компонента; Вектор плотности потока массы.	16	1	0	0	15
8.1	Конвективный теплообмен как совокупность молекулярного и молярного переноса.	3,2	0,2	-	-	3
8.2	Теплоотдача: в однофазных жидкостях и при фазовых превращениях, при вынужденной и естественной конвекции.	3,2	0,2	-	-	3
8.3	Понятие о тепловом пограничном слое и связь с гидравлическим пограничным слоем.	3,2	0,2	-	-	3
8.4	Ламинарное и турбулентное течение жидкости, связь режима течения с теплообменом.	3,2	0,2	-	-	3
8.5	Система дифференциальных уравнений неизотермического движения: уравнения теплоотдачи, энергии, движения и сплошности.	3,2	0,2	-	-	3
9.	Молекулярная диффузия: концентрационная диффузия, закон Фика; Термо- и бародиффузия; Массоотдача Математическое описание и аналогия процессов массо- и теплообмена	13	1	0	0	12
9.1	Основные положения теории массообмена. Концентрационная, термо- и бародиффузия. Закон Фика. Коэффициент	3,25	0,25	-	-	3

	диффузии.					
9.2	Конвективный массообмен как совокупность молярного и молекулярного переноса вещества. Плотность потока массы в процессе конвективного массообмена.	3,25	0,25	-	-	3
9.3	Диффузионный пограничный слой, его описание. Граничные условия на поверхности раздела фаз. Коэффициент массоотдачи.	3,25	0,25	-	-	3
9.4	Применение теории подобия к процессам массообмена, основные числа подобия. Аналогия процессов тепло - и массообмена.	3,25	0,25	-	-	3
10.	Тепломассообмен; теплогидравлический расчет тепло обменных аппаратов.	24,5	2,5	4	6	12
10.1	Назначение и классификация теплообменных аппаратов.	4,25	0,25	-	1	3
10.2	Основы теплового и гидравлического расчётов теплообменников: проектный и поверочный расчёты.	4,25	0,25	-	1	3
10.3	Порядок теплового расчёта и основные этапы: выбор теплоносителей и схемы их движения, сведение параметров движения теплоносителей к тепловому балансу, определение конечных параметров теплоносителей, среднего температурного напора, среднего коэффициента теплопередачи, параметров разделительной твёрдой поверхности.	8	1	2	2	3
10.4	Порядок гидравлического расчёта: определение потерь на трение и в местных сопротивлениях для каждого теплоносителя, выбор необходимых мощностей для обеспечения заданных режимов течения теплоносителей.	8	1	2	2	3
	ИТОГО	279	12	10	12	245

- для заочной формы обучения (ускоренное обучение):

№ раздела и темы	Наименование раздела и тема дисциплины	Трудоемкость, (час.)	Виды учебных занятий, включая самостоятельную работу обучающихся и трудоемкость; (час.)			
			учебные занятия			самостоятельная работа обучающихся
			лекции	лабораторные работы	практические занятия	
1	2	3	4	5	6	7
1.	Способы теплообмена	18,9	0,9	0	0	18
1.1	Предмет курса, общие понятия. Основные процессы передачи тепла: теплопроводность, конвективный теплообмен, радиационный теплообмен.	3,15	0,15	-	-	3
1.2	Теплоотдача и теплопередача. Основные количественные характеристики процесса переноса тепла: количество тепла, тепловой поток, плотность теплового потока, мощность внутренних источников тепла.	3,15	0,15	-	-	3
1.3	Важнейшие этапы развития учения о тепло- и массообмене, вклад российских учёных в развитие учения о тепломассо-	3,15	0,15	-	-	3

	обмене, перспективы развития.					
1.4	Механизм процесса теплопроводности в твёрдых телах, в жидкостях и газах.	3,15	0,15	-	-	3
1.5	Температурное поле, градиент температуры, закон Фурье.	3,15	0,15	-	-	3
1.6	Коэффициент теплопроводности, зависимость от параметров процесса.	3,15	0,15	-	-	3
2.	Дифференциальное уравнение теплопроводности и его решения; Система дифференциальных уравнений конвективного теплообмена	19,25	0,75	1	0,5	17
2.1	Дифференциальное уравнение теплопроводности.	3,65	0,15	0,5	-	3
2.2	Коэффициент температуропроводности, зависимость от параметров процесса.	3,65	0,15	0,5	-	3
2.3	Краевые условия для процессов теплопроводности: начальные и граничные условия первого, второго, третьего и четвертого рода.	4,4	0,15	-	0,25	4
2.4	Общее представление о методах решения задач теплопроводности. Система дифференциальных уравнений конвективного теплообмена.	4,4	0,15	-	0,25	4
2.5	Закон Ньютона—Рихмана.	3,15	0,15	-	-	3
3.	Применение методов подобия и размерностей к изучению процессов конвективного теплообмена	13,4	0,4	0	0	13
3.1	Условия подобия физических процессов, свойства подобных процессов.	3,1	0,1	-	-	3
3.2	Приведение уравнений тепловых потоков к безразмерному виду.	4		-	-	4
3.3	Пи – теорема, основные критерии теплового подобия.	3,1	0,1	-	-	3
3.4	Использование опытных данных для получения полуэмпирических уравнений подобия.	3,2	0,2	-	-	3
4.	Теплоотдача и гидравлическое сопротивление при вынужденном течении в каналах, обтекании трубы и пучка труб; расчет коэффициентов теплоотдачи при свободной конвекции	30,9	1,4	3	2,5	24
4.1	Особенности течения и теплообмена в трубах. Ламинарный и турбулентный режимы. Участки гидродинамической и тепловой стабилизации, стабилизированное течение.	2,64	0,14	1	0,5	1
4.2	Вязкостный и вязкостно-гравитационный режимы течения. Методы расчёта теплоотдачи при стабилизированном течении в трубах.	1,14	0,14	-	-	1
4.3	Теплоотдача при ламинарном и турбулентном режимах течения жидкости в гладких трубах круглого сечения, расчётные формулы. Теплоотдача при переходном режиме течения жидкости.	1,14	0,14	-	-	1
4.4	Теплоотдача в трубах некруглого поперечного сечения и в изогнутых и шероховатых трубах.	2	-	-	-	2
4.5	Параметры пограничного слоя при поперечном обтекании цилиндрических поверхностей и их связь с теплоотдачей.	2,4	-	-	0,4	2
4.6	Характер изменения теплоотдачи при	2,4	-	-	0,4	2

	различных условиях омывания жидкостью. Средний коэффициент теплоотдачи, расчетные зависимости.					
4.7	Влияние степени турбулизации набегающего потока и угла атаки на теплоотдачу цилиндра.	3,4	-	1	0,4	2
4.8	Основные типы пучков труб. Ламинарное и турбулентное течение жидкости в пучках.	2,4	-	-	0,4	2
4.9	Изменение теплоотдачи по окружности трубок пучка. Изменение теплоотдачи (средние ряды) в зависимости от номера ряда и межосевых расстояний трубок. Расчетные зависимости. Сравнительная теплоотдача шахматного и коридорного пучков труб.	2,4	-	-	0,4	2
4.10	Факторы, обуславливающие свободное движение жидкости. Характер движения жидкости вдоль вертикальной стенки, распределение в ней температур и скоростей, изменение коэффициента теплоотдачи по высоте стенки. Характер движения жидкости вблизи горизонтальных труб и пластин.	2	-	-	-	2
4.11	Результаты теоретических и экспериментальных исследований теплоотдачи при естественной конвекции. Расчетные уравнения.	1,14	0,14	-	-	1
4.12	Теплоотдача в ограниченном пространстве, методика расчёта.	1,14	0,14	-	-	1
4.13	Пограничные гидродинамический и тепловой слои: определение границ для ламинарного и турбулентного слоёв.	1,14	0,14	-	-	1
4.14	Интегральное уравнение теплового потока.	1,14	0,14	-	-	1
4.15	Теплоотдача при ламинарном пограничном слое.	1,14	0,14	-	-	1
4.16	Соотношение толщин гидродинамического и теплового пограничных слоёв.	2,14	0,14	1	-	1
4.17	Влияние переменных физических параметров на теплопередачу. Расчет теплоотдачи при турбулентном пограничном слое на основе гидродинамической теории теплообмена.	1,14	0,14	-	-	1
5.	Теплообмен при фазовых превращениях	21,48	0,98	0	0,5	20
5.1	Условия необходимые для конденсации пара. Плёночная и капельная конденсация. Коэффициент конденсации.	1,12	0,12	-	-	1
5.2	Термическое сопротивление фазового перехода.	1,12	0,12	-	-	1
5.3	Конденсация сухого насыщенного пара на вертикальных стенках; ламинарное и турбулентное течение плёнки; теоретический расчёт теплоотдачи при ламинарном течении плёнки; расчёт средней теплоотдачи при наличии на поверхности ламинарной и турбулентной плёнки.	1,14	0,14	-	-	1
5.4	Влияние на скорость конденсации пара наличия неконденсирующихся газов.	2	-	-	-	2
5.5	Конденсация пара внутри труб, на по-	2	-	-	-	2

	верхности горизонтальных труб и трубных пучков. Теплоотдача при капельной конденсации пара.					
5.6	Влияние перегрева и влажности пара на коэффициент теплоотдачи. Условия возникновения кипения и его механизм: перегрев жидкости и наличие центров парообразования, возникновение паровой фазы и образование паровых пузырей.	1,12	0,12	-	-	1
5.7	Влияние смачиваемости стенки жидкостью. Рост, отрыв и движение пузырей пара. Минимальный радиус центра парообразования, изменение диаметра пузыря во времени, отрывной диаметр.	2	-	-	-	2
5.8	Теплообмен между стенкой и жидкой фазой. Между жидкой и паровой фазой.	1,62	0,12	-	0,5	1
5.9	Зависимость коэффициента теплоотдачи и плотности теплового потока от температурного напора при кипении в большом объёме для области пузырчатого кипения.	1,12	0,12	-	-	1
5.10	Плёночный режим. Первая и вторая критические плотности теплового потока. Изменение теплоотдачи и температуры стенки при плёночном режиме кипения.	2				2
5.11	Зависимость коэффициента теплоотдачи от давления, свойств жидкости, состояния твёрдой поверхности и других факторов при кипении в большом объёме.	2	-	-	-	2
5.12	Расчётные зависимости для коэффициента теплоотдачи в условиях свободного движения.	1,12	0,12	-	-	1
5.13	Теплообмен при кипении жидкости в трубах: характер движения парожидкостной смеси в горизонтальных и вертикальных трубах.	1,12	0,12	-	-	1
5.14	Механизм плёночного кипения, расчётные зависимости.	2	-	-	-	2
6.	Теплообмен излучением	25	0,75	1	0,25	23
6.1	Физика процесса передачи тепла электромагнитным излучением.	3,1	0,1	-	-	3
6.2	Основные понятия: поток излучения, поверхностная и спектральная плотность потока излучения, интенсивность (яркость) излучения, взаимодействие тела с излучением (поглощение, отражение, пропускание), абсолютно чёрное и серое тело.	3,15	0,15	-	-	3
6.3	Законы излучения абсолютно чёрного тела: закон Планка, закон Вина, закон Стефана - Больцмана. Степень черноты серого тела.	3,95	0,2	0,5	0,25	3
6.4	Закон Кирхгофа для монохроматического и интегрального излучения.	4	-	-	-	4
6.5	Закон Ламберта.	4	-	-	-	4
6.6	Теплообмен излучением в замкнутой системе, состоящей из двух серых тел: общий случай, тел с плоскопараллельными поверхностями.	3,7	0,2	0,5	-	3
6.7	Применение экранов. Особенности теплообмена излучением в поглощающих средах.	3,1	0,1	-	-	3

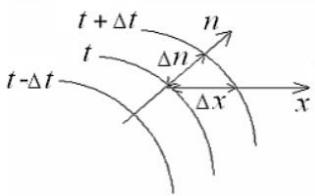
7.	Сложный теплообмен.	26,27	1,02	0	0,25	25
7.1	Передача тепла через плоскую стенку. Распределение температуры в тонкой стенке при постоянном и переменном коэффициенте теплопроводности.	2,15	0,15	-	-	2
7.2	Параметры теплового потока, электрогидротепловая аналогия. Передача тепла через многослойную плоскую стенку.	2,15	0,15	-	-	2
7.3	Передача тепла через цилиндрическую стенку. Распределение температур в стенке длинного цилиндра при постоянном и переменном коэффициенте теплопроводности.	2,4	0,15	-	0,25	2
7.4	Анализ параметров теплового потока, приближённые формулы.	2	-	-	-	2
7.5	Многослойная цилиндрическая стенка, критический диаметр тепловой изоляции трубы.	2,15	0,15	-	-	2
7.6	Передача тепла через шаровую стенку.	3		-	-	3
7.7	Теплопроводность в стержне постоянного поперечного сечения конечной и бесконечной длины.	2,14	0,14	-	-	2
7.8	Интенсификация процесса теплопередачи, теплопередача ребристых стенок.	2,14	0,14	-	-	2
7.9	Нагревание (охлаждение) пластин и цилиндров конечной толщины и диаметра, при бесконечной ширине пластины и длинах. Нагревание (охлаждение) тел конечных размеров.	2,14	0,14	-	-	2
7.10	Регулярный режим нагревания (охлаждения) тел: свойства температурного поля в начальный период и в регулярном режиме; темп охлаждения и определение теплофизических характеристик методом регулярного режима.	3	-	-	-	3
7.11	Численные методы решения задач теплопроводности	3	-	-	-	3
8.	Массообмен: Поток массы компонента; Вектор плотности потока массы.	16	1	0	0	15
8.1	Конвективный теплообмен как совокупность молекулярного и молярного переноса.	3,2	0,2	-	-	3
8.2	Теплоотдача: в однофазных жидкостях и при фазовых превращениях, при вынужденной и естественной конвекции.	3,2	0,2	-	-	3
8.3	Понятие о тепловом пограничном слое и связь с гидравлическим пограничным слоем.	3,2	0,2	-	-	3
8.4	Ламинарное и турбулентное течение жидкости, связь режима течения с теплообменом.	3,2	0,2	-	-	3
8.5	Система дифференциальных уравнений неизотермического движения: уравнения теплоотдачи, энергии, движения и сплошности.	3,2	0,2	-	-	3
9.	Молекулярная диффузия: концентрационная диффузия, закон Фика; Термо- и бародиффузия; Массоотдача Математическое описание и аналогия процессов массо- и теплообмена	16,8	0,8	0	0	16
9.1	Основные положения теории массообме-	4,2	0,2	-	-	4

	на. Концентрационная, термо- и бародиффузия. Закон Фика. Коэффициент диффузии.					
9.2	Конвективный массообмен как совокупность молярного и молекулярного переноса вещества. Плотность потока массы в процессе конвективного массообмена.	4,2	0,2	-	-	4
9.3	Диффузионный пограничный слой, его описание. Граничные условия на поверхности раздела фаз. Коэффициент массоотдачи.	4,2	0,2	-	-	4
9.4	Применение теории подобия к процессам массообмена, основные числа подобия. Аналогия процессов тепло - и массообмена.	4,2	0,2	-	-	4
10.	Тепломассообмен; теплогидравлический расчет тепло обменных аппаратов.	19	2	3	2	12
10.1	Назначение и классификация теплообменных аппаратов.	3,75	0,25	-	0,5	3
10.2	Основы теплового и гидравлического расчётов теплообменников: проектный и поверочный расчёты.	3,75	0,25	-	0,5	3
10.3	Порядок теплового расчёта и основные этапы: выбор теплоносителей и схемы их движения, сведение параметров движения теплоносителей к тепловому балансу, определение конечных параметров теплоносителей, среднего температурного напора, среднего коэффициента теплопередачи, параметров разделительной твёрдой поверхности.	5,25	0,75	1	0,5	3
10.4	Порядок гидравлического расчёта: определение потерь на трение и в местных сопротивлениях для каждого теплоносителя, выбор необходимых мощностей для обеспечения заданных режимов течения теплоносителей.	6,25	0,75	2	0,5	3
	ИТОГО	207	10	8	6	183

4.2. Содержание дисциплины, структурированное по разделам и темам

№ раздела и темы	Наименование раздела и темы дисциплины	Содержание лекционных занятий	Вид занятия в интерактивной, активной, инновационной формах, (час.)
1	2	3	4
1.	Способы теплообмена (лекция – пресс-конференция)		
1.1	Предмет курса, общие понятия. Основные процессы передачи тепла: теплопроводность, конвективный теплообмен, радиационный теплообмен.	<p>Теория теплообмена изучает процессы распространения теплоты в твердых, жидких и газообразных телах. Перенос теплоты может передаваться тремя способами: теплопроводностью; конвекцией; излучением (радиацией).</p> <p>Процесс переноса теплоты теплопроводностью происходит при непосредственном контакте тел или частицами тел с различными температурами и представляет собой молекулярный процесс передачи теплоты. При нагревании тела кинетическая энергия его молекул возрастает, и частицы более нагретой части тела, сталкиваясь с соседними молекулами, сообщают им часть своей кинетической энергии.</p> <p><i>Конвекция</i> – перенос теплоты при перемещении или перемешивании всей массы неравномерно нагретых жидкостей или газов.</p> <p>При этом перенос теплоты зависит от скорости движения жидкости или газа прямо пропорционально. Одновременный перенос теплоты конвекцией и теплопроводностью называется <i>конвективным теплообменом</i>.</p> <p>В инженерных расчетах часто определяют конвективный теплообмен между потоками жидкости или газа и поверхностью твердого тела. Этот процесс конвективного теплообмена называют конвективной теплоотдачей или просто <i>теплоотдачей</i>.</p> <p>Процесс передачи теплоты внутренней энергии тела в виде электромагнитных волн называется <i>излучением</i> (радиацией). Этот процесс происходит в три стадии: превращение части внутренней энергии одного тела в энергию электромагнитных волн, распространение электромагнитных волн в пространстве, поглощение энергии излучения другим телом. Совместный теплообмен излучением и теплопроводностью называют <i>радиационно-кондуктивным теплообменом</i>.</p> <p>Совокупность всех видов теплообмена называется <i>сложным теплообменом</i>.</p> <p>Процессы теплообмена могут происходить в различных средах: чистых веществах при изменении и без изменения агрегатного состояния рабочих сред и т.д. В зависимости от этого теплообмен протекает по-разному и описывается различными уравнениями.</p> <p>Процесс переноса теплоты может сопровождаться переносом вещества (массообмен), например: испарение воды в воздух, движение жидкостей или газов в трубопроводах и т.п. Тогда процесс теплообмена усложняется, так как теплота дополнительно переносится с массой движущегося вещества.</p>	лекция – пресс-конференция
1.2	Теплоотдача и теплопередача. Основные количественные характеристики процесса переноса тепла: количество тепла, тепловой поток, плотность теп-	<p><i>Теплоотдача</i> - теплообмен между поверхностью твердого тела и соприкасающейся с ней средой - теплоносителем (жидкостью, газом). Теплоотдача осуществляется конвекцией, теплопроводностью, лучистым теплообменом. Различают теплоотдачу при свободном и вынужденном движении теплоносителя, а также при изменении его агрегатного состояния. Интенсивность Теплоотдача характеризуется коэффициентом теплоотдачи - количеством теплоты, переданным в единицу времени через единицу поверхности при разности температур между поверхностью и средой-теплоносителем в 1 К. Теплоотдачу можно рассматривать как часть более общего процесса теплопередачи.</p> <p><i>Теплопередача</i> — физический процесс передачи тепловой энергии от более горячего тела к более холодному либо непосредственно (при контакте), либо через разделяющую (тела или среды) перегородку из какого-либо материала. Когда физические тела одной системы находятся при разной температуре, то происходит передача тепловой энергии, или теплопередача</p>	лекция – пресс-конференция

	лового потока, мощность внутренних источников тепла.	от одного тела к другому до наступления термодинамического равновесия. Самопроизвольная передача тепла всегда происходит от более горячего тела к более холодному, что является следствием второго закона термодинамики.	
1.3	Важнейшие этапы развития учения о тепло- и массообмене, вклад российских учёных в развитие учения о тепло-массообмене, перспективы развития.	Теплопередача является частью общего учения о теплоте, основы которого были заложены еще М. В. Ломоносовым в середине XVIII в., создавшим механическую теорию теплоты и основы сохранения и превращения материи и энергии. С развитием техники и ростом мощности устройств и машин роль процессов переноса тепла в различных теплообменных аппаратах значительно возросла. Окончательное учение о теплоте – теория тепло-массообмена сформировалось в самостоятельную научную дисциплину лишь в начале XX в. Значительный вклад в ее формирование внесли русские ученые М. В. Кирпичев, А. А. Гухман и советские Г. М. Кондратьев, М. А. Михеев, С. С. Кутателадзе. Большое развитие в нашей стране получила теория подобия, являющаяся по существу теорией эксперимента. Теория теплообмена – это наука о процессах переноса теплоты в пространстве с неоднородным распределением температуры. Наблюдения за процессами распространения теплоты показали, что теплообмен – сложное явление, которое можно расчленить на ряд простых, принципиально отличных друг от друга процессов: теплопроводность; конвекция; излучение.	лекция – пресс-конференция
1.4	Механизм процесса теплопроводности в твёрдых телах, в жидкостях и газах.	<p>Перенос тепла теплопроводностью в газах при обычных давлениях и температурах определяется переносом кинетической энергии теплового движения в результате хаотического движения и столкновения отдельных молекул газа. С изменением давления коэффициент теплопроводности меняется незначительно, а с ростом температуры он увеличивается. Исключением является водяной пар, теплопроводность которого падает с ростом температуры, для которого к тому же проявляется значительная зависимость от давления. Для смесей газов правило аддитивности не действует, коэффициент теплопроводности определяется опытным путем. Для газов значение коэффициента теплопроводности лежит в диапазоне 0,005–0,5 Вт/(м·К). Самые высокие значения коэффициента теплопроводности имеют водород и гелий.</p> <p>Механизм распространения тепла в капельных жидкостях можно представить как перенос энергии путем нестройных упругих колебаний. С повышением температуры убывает плотность жидкости и коэффициент теплопроводности (за исключением воды и глицерина), с повышением давления – увеличивается. Для жидкостей коэффициент теплопроводности не превышает 1 Вт/(м·К) и лежит примерно в диапазоне 0,07–0,7 Вт/(м·К).</p> <p>В металлах переносчиками тепла являются электроны, которые можно уподобить идеальному одноатомному газу. Вследствие движения электронов происходит выравнивание температуры во всех точках нагревающегося или охлаждающегося металла. Свободные электроны движутся во всех направлениях – как из более нагретых областей в холодные, так и в обратном направлении. В первом случае они отдают энергию атомам, а во втором – отбирают.</p> <p>Так как в металлах носителями тепловой и электрической энергии являются электроны, то коэффициент теплопроводности и электропроводность пропорциональны друг другу. При повышении температуры вследствие усиления тепловых неоднородностей рассеивание электронов усиливается. Это влечет за собой уменьшение коэффициентов теплопроводности и электропроводности чистых металлов. Примеси значительно снижают коэффициент теплопроводности, так как структурные неоднородности сильно рассеивают электроны. Например, у чистой меди $\lambda \approx 395$ Вт/(м·К), а у меди с примесями мышьяка $\lambda = 142$ Вт/(м·К). Для сплавов, в отличие от чистых металлов, коэффициент теплопроводности увеличивается с ростом температуры. В целом коэффициент теплопроводности убывает с уменьшением плотности. Наибольшим коэффициентом теплопроводности обладают чистые серебро и медь (около 400 Вт/(м·К)), затем идут золото (300 Вт/(м·К)) и алюминий (210 Вт/(м·К)). В среднем коэффициент теплопроводности металлов лежит в диапазоне 20–400 Вт/(м·К).</p> <p>В неметаллических твердых телах коэффициент теплопроводности рас-</p>	лекция – пресс-конференция

		<p>тет с увеличением температуры, а также с ростом плотности вещества. Здесь на величину коэффициента теплопроводности оказывают влияние структура, пористость и влажность материала. Многие строительные материалы являются пористыми, а применение закона Фурье к пористым материалам условно. Его следует понимать следующим образом: такой коэффициент теплопроводности имело бы сплошное тело таких же формы и размеров, а также температурах на границе при прохождении через него такого же количества тепла. Для порошкообразных и пористых тел коэффициент теплопроводности сильно зависит от их объемной плотности – растет с ее увеличением, так как теплопроводность заполняющего поры воздуха существенно меньше теплопроводности твердых компонентов пористого материала с ростом влажности коэффициент теплопроводности пористых материалов увеличивается в первую очередь за счет конвективного переноса тепла из-за капиллярного движения воды. Для неметаллических твердых материалов коэффициент теплопроводности обычно ниже 10 Вт/(м·К), для строительных и теплоизоляционных материалов составляет 0,02–3,0 Вт/(м·К).</p>	
1.5	<p>Температурное поле, градиент температуры, закон Фурье.</p>	<p><i>Температурное поле</i> – совокупность значений температуры во всех точках изучаемого пространства в данный момент времени. Математически оно записывается в виде $t=f(x,y,z,\tau)$. Нахождение температурного поля является главной задачей аналитической теории теплопроводности.</p> <p>Различают стационарное температурное поле, когда температура во всех точках пространства не зависит от времени, и нестационарное, соответствующее неустановившемуся процессу. В зависимости от количества координат, вдоль которых может изменяться температура тела, различают одномерное, двухмерное и трехмерное поля температур.</p> <p>Изотермическая поверхность – геометрическое место точек, температура которых одинакова. Так как одна и та же точка пространства не может одновременно иметь разные значения температуры, то изотермические поверхности не могут пересекаться. Они либо оканчиваются на поверхности тела, либо целиком лежат внутри тела (не могут обрываться внутри тела).</p> <p>Пересечение изотермических поверхностей плоскостью дает семейство изотерм, которые обладают свойствами изотермических поверхностей.</p> <p>На рисунке изображено семейство изотерм, отличающихся на Δt. Температура в теле может изменяться только в направлениях, пересекающих изотермические поверхности. Наибольший перепад температуры на единицу длины происходит в направлении нормали к изотермической поверхности.</p>  <p>Градиент температуры $grad\ t$ – вектор, направленный по нормали к изотермической поверхности в сторону возрастания температуры и численно равный производной от температуры по этому направлению. Необходимым условием распространения тепла является неравномерность распределения температуры в рассматриваемой среде, поэтому для передачи тепла теплопроводностью необходимо неравенство нулю температурного градиента в различных точках тела.</p> <p><i>Тепловой поток</i> Q – количество теплоты, передаваемое в единицу времени через произвольную поверхность.</p> <p><i>Плотность теплового потока</i> (удельный тепловой поток) q – тепловой поток, отнесенный к единице поверхности. Это вектор, совпадающий с направлением распространения тепла, т.е. направлен в сторону убывания температуры и ортогонален изотермам.</p> <p>Закон Фурье.</p> <p>Исследуя процесс теплопроводности в твердых телах, Фурье экспериментально установил (1822 г.), что количество переданного тепла пропорционально времени, площади сечения, перпендикулярного направлению распространения тепла, и градиенту температуры:</p> $dQ_{\tau} = -\lambda \cdot \frac{\partial t}{\partial n} \cdot dF \cdot d\tau,$ <p>где λ – множитель пропорциональности, называемый коэффициентом теплопроводности, который является физическим параметром, характеризу-</p>	<p>лекция – пресс-конференция</p>

		<p>ет способность данного вещества проводить тепло и численно равен количеству теплоты, переданному в единицу времени через единицу поверхности при градиенте температуры, равном единице.</p> <p>Разделив правую и левую части уравнения на время и площадь поверхности, получим наиболее распространенную формулировку закона Фурье: <i>плотность теплового потока пропорциональна градиенту температуры.</i></p>	
1.6	Коэффициент теплопроводности, зависимость от параметров процесса.	<p>Коэффициент теплопроводности, характеризующий способность данного вещества проводить тепло, в общем случае зависит от структуры, плотности, влажности, давления и температуры. В технических расчетах значения коэффициента теплопроводности берутся из справочных таблиц, в которых, как правило, учитывается зависимость коэффициента теплопроводности от температуры. Большинство этих табличных данных получено в результате измерения теплового потока и градиента температуры в заданном веществе из определения коэффициента теплопроводности:</p> $\lambda \equiv \frac{ \dot{q} }{ \text{grad } t }.$	лекция – пресс-конференция
2.	Дифференциальное уравнение теплопроводности и его решения. Система дифференциальных уравнений конвективного теплообмена (лекция с запланированными ошибками)		
2.1	Дифференциальное уравнение теплопроводности.	<p>Изучение любого физического явления сводится к установлению зависимости между величинами, характеризующими это явление. При решении задач, связанных с нахождением температурного поля, необходимо иметь дифференциальное уравнение теплопроводности.</p> <p>В основу вывода дифференциального уравнения теплопроводности положен закон сохранения энергии: количество тепла dQ, введенное в элементарный объем dv извне за время $d\tau$ вследствие теплопроводности, а также от внутренних источников тепла, равно изменению внутренней энергии вещества, содержащегося в этом объеме:</p> $dQ_1 + dQ_2 = dQ,$ <p>где dQ_1 – количество тела, введенное в элементарный объем dv путем теплопроводности за время $d\tau$; dQ_2 – количество тепла, которое за время $d\tau$ выделилось в элементарном объеме dv за счет внутренних источников тепла; dQ – изменение внутренней энергии вещества, содержащегося в элементарном объеме dv за время $d\tau$. Тогда</p> $-\left(\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z}\right) \cdot dv \cdot d\tau + q_v \cdot dv \cdot d\tau = c \cdot \rho \cdot \frac{\partial t}{\partial \tau} \cdot dv \cdot d\tau.$ <p>Выразим частную производную от температуры по времени:</p> $\frac{\partial t}{\partial \tau} = -\frac{1}{c \cdot \rho} \cdot \left(\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z}\right) + \frac{q_v}{c \cdot \rho}.$ <p>Плотность теплового потока в соответствии с законом Фурье равна $q = -\lambda \cdot \text{grad } t$. Проекция вектора плотности теплового потока на соответствующие координатные оси определим как $q_x = -\lambda \cdot \partial/\partial x$, $q_y = -\lambda \cdot \partial/\partial y$, $q_z = -\lambda \cdot \partial/\partial z$. Подставим эти выражения в (1.2) и получим:</p> $\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{c \cdot \rho} \cdot \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}\right) + \frac{q_v}{c \cdot \rho}.$ <p style="text-align: right;">$\nabla^2 t = \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}$ и</p> <p>Если обозначить через оператор Лапласа $\alpha = \lambda/(c \cdot \rho)$ – коэффициент температуропроводности, то дифференциальное уравнение теплопроводности можно записать как:</p> $\frac{\partial t}{\partial \tau} = \alpha \cdot \nabla^2 t + \frac{q_v}{c \cdot \rho}.$ <p>Коэффициент температуропроводности характеризует скорость изменения температуры в нестационарных процессах, является мерой теплоинерционных свойств тела. Скорость изменения температуры будет тем выше, чем больше коэффициент температуропроводности, т.е. при прочих равных условиях выравнивание температуры будет происходить быстрее. Также коэффициент температуропроводности зависит от природы вещества: для металлов больше, чем для жидкостей и газов.</p> <p>В цилиндрической системе координат выражение $\nabla^2 t$ имеет вид</p>	-
2.2	Коэффициент температуропроводности, зависимость от параметров процесса.		-

		$\nabla^2 t = \frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 t}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}.$	
2.3	Краевые условия для процессов теплопроводности: начальные и граничные условия первого, второго, третьего и четвертого рода.	<p>Дифференциальное уравнение теплопроводности выведено на основе общих законов физики и описывает процесс теплопроводности в самом общем виде. Любое дифференциальное уравнение описывает целый класс явлений. Для того, чтобы выделить конкретный рассматриваемый процесс и дать его полное математическое описание, к дифференциальным уравнениям надо присоединить математическое описание всех частных особенностей рассматриваемого процесса. Эти частные особенности, которые совместно с дифференциальным уравнением дают полное математическое описание конкретного процесса теплопроводности, называются условиями однозначности или краевыми условиями и включают:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) геометрические условия, характеризующие форму и размеры тела, в котором протекает процесс; 2) физические условия, характеризующие физические свойства тела (теплопроводность, теплоемкость, плотность, мощность внутренних источников тепла и т.д.); 3) временные или начальные условия, характеризующие распределение температуры в изучаемом теле в начальный момент времени: при $\tau = 0$, $t = f(x, y, z)$; 4) граничные условия, характеризующие взаимодействие рассматриваемого тела с окружающей средой. <p>Граничные условия могут быть заданы несколькими способами.</p> <p><i>Граничные условия первого рода</i>, в которых задается распределение температуры на поверхности тела для каждого момента времени: $t_c = f(x, y, z, \tau)$; частный случай $t_c = \text{const}$.</p> <p><i>Граничные условия второго рода</i>, в которых задается величина теплового потока для каждой точки поверхности тела и для любого момента времени: $q_c = f(x, y, z, \tau)$; частный случай $q_c = \text{const}$. Например, нагревание металлических изделий в высокотемпературных печах.</p>	
2.4	Общее представление о методах решения задач теплопроводности. Система дифференциальных уравнений конвективного теплообмена.	<p><i>Граничные условия третьего рода</i>, в которых задается температура окружающей среды $t_{ж}$ и закон теплообмена между поверхностью тела и окружающей средой в процессе охлаждения и нагревания. Для его описания используется <i>закон Ньютона – Рихмана</i>: плотность теплового потока пропорциональна разности температур поверхности тела t_c и окружающей среды $t_{ж}$:</p> $q = \alpha (t_c - t_{ж}).$ <p>Здесь α – коэффициент теплоотдачи, характеризующий интенсивность теплообмена между поверхностью тела и окружающей средой. Численно равен количеству тепла, отдаваемому (воспринимаемому) единицей поверхности в единицу времени при разности температур между поверхностью и средой в один градус. По закону сохранения энергии количество тепла, отводимое с единицы поверхности вследствие теплоотдачи, должно равняться теплу, подводимому к единице поверхности вследствие теплопроводности из внутренних объемов тела, тогда</p> $\alpha \cdot (t_c - t_{ж}) = -\lambda \cdot \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_c$ <p>или</p> $\left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_c = \frac{\alpha}{\lambda} \cdot (t_c - t_{ж}).$ <p><i>Граничные условия четвертого рода</i> характеризуют теплообмен системы тел или тела с окружающей средой по закону теплопроводности (идеальный контакт):</p> $\lambda_1 \cdot \left(\frac{\partial t_1}{\partial n} \right)_c = \lambda_2 \cdot \left(\frac{\partial t_2}{\partial n} \right)_c.$	
2.5	Закон Ньютона—Рихмана.	<p>Таким образом, дифференциальное уравнение совместно с условиями однозначности дают полную математическую формулировку конкретной задачи теплопроводности, которая может быть решена аналитически, чис-</p>	

		ленно, экспериментально.	
3.	Применение методов подобия и размерностей к изучению процессов конвективного теплообмена (лекция с текущим контролем)		
3.1	Условия подобия физических процессов, свойства подобных процессов.	<p>Конвективный теплообмен описывается системой дифференциальных уравнений и условиями однозначности с большим количеством переменных. Попытки аналитического решения полной системы уравнений наталкиваются на серьезные трудности. Поэтому большое значение приобретает экспериментальный путь исследования. С помощью эксперимента для определенных значений аргументов можно получить числовые значения искомых переменных и затем подобрать уравнения, описывающие результаты опытов. Однако при изучении столь сложного процесса, как конвективный теплообмен, не всегда легко проводить и опытное исследование.</p> <p>Для исследования влияния на процесс какой-либо одной величины остальные нужно сохранять неизменными, что не всегда возможно или затруднительно из-за большого количества переменных. Кроме того, при этом нужно быть уверенным, что результаты, получаемые с помощью какой-либо конкретной установки (модели), можно перенести и на другие аналогичные процессы (образец). Эти трудности помогает разрешить теория подобия. С помощью теории подобия размерные физические величины можно объединить в безразмерные комплексы, причем так, что число комплексов будет меньше числа величин, из которых составлены эти комплексы. Полученные безразмерные комплексы можно рассматривать как новые переменные.</p> <p>При введении в уравнения безразмерных комплексов число величин под знаком искомой функции формально сокращается, что упрощает исследование физических процессов. Кроме того, новые безразмерные переменные отражают влияние не только отдельных факторов, но и их совокупности, что позволяет легче определить физические связи в исследуемом процессе.</p> <p>Достаточно иллюстративным в этом плане является хорошо известное из гидромеханики число Рейнольдса. в общем случае режим течения жидкости определяется скоростью w, кинематическим коэффициентом вязкости жидкости ν и характерным линейным размером l. Объединение данных величин в безразмерный комплекс формально сокращает количество переменных: $\frac{w \cdot l}{\nu} = Re$</p> <p>Необходимой предпосылкой теории подобия является математическое описание изучаемого процесса в виде дифференциальных уравнений и условий однозначности. Из математической формулировки задачи следует перечень существенных для рассматриваемого процесса физических величин. Существуют методы, например метод размерностей [Исаченко], которые позволяют при этом выявить числа подобия. Здесь же приведем основные числа подобия, используемые при описании конвективного теплообмена.</p> <p>Число Рейнольдса определяет гидромеханическое подобие течений теплоносителей: $Re = \frac{w \cdot l}{\nu}$</p> <p>Число Прандтля является теплофизической характеристикой теплоносителя. Оно составлено лишь из физических параметров: $Pr = \frac{\nu}{\alpha}$</p> <p>Числом Пекле называется произведение чисел Re и Pr и обозначается: $Pe = Pr \cdot Re$</p> <p>Число Грасгофа характеризует относительную эффективность подъемной силы, вызывающей движение среды при свободной конвекции; оно имеет вид: $Gr = g \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot \frac{l^3}{\nu^2}$</p> <p>Числом Релея называется произведение числа Gg на число Pr и обозначается: $Pa = Pr \cdot Gr$</p> <p>Число Нуссельта характеризует интенсивность процесса конвективного теплообмена: $Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}$</p> <p>Числом Стантона называется частное от деления числа Nu на число</p>	

		<p>Re: $St = \frac{Nu}{Pe}$</p> <p>Число Эйлера характеризует соотношение сил давления и сил инерции: $Eu = \frac{\Delta P}{\rho \cdot w^2}$</p> <p>Число Фурье применяется для нестационарных процессов (изменяющихся во времени) и определяет временное подобие процессов: $Fo = \frac{\alpha \cdot \tau}{l^2}$</p> <p>Числа подобия, составленные только из независимых переменных и постоянных величин, входящих в условия однозначности, называются определяющими. Примером таких чисел являются Re, Pr, Gr и др. числа подобия, в которые входят искомые величины, называются определяемыми. К их числу относят, например, число Nu.</p> <p>Уравнения, составленные из чисел подобия, называются уравнениями подобия. Так, например, уравнение подобия для процессов конвективного теплообмена при вынужденном движении теплоносителя в общем случае имеет вид: $Nu=f(Re,Pr)$, а при свободной конвекции $Nu=f(Gr,Pr)$.</p> <p>Уравнение подобия для теплоотдачи при смешанной (совместной свободно-вынужденной) конвекции имеет вид: $Nu=f(Re,Gr,Pr)$</p> <p>Обычно уравнения подобия по своему виду более сложны и могут иметь в своем составе безразмерные симплексы.</p> <p>Имеются специально разработанные методы, позволяющие в результате обработки экспериментальных данных строго определить уравнение подобия, описывающее процесс конвективного теплообмена для конкретного случая.</p> <p>Характерный линейный размер. В числа подобия входит линейный размер l. Теория подобия не определяет однозначно, какой размер должен быть принят за характерный линейный размер, т. е. за тот размер, который будет принят как масштаб линейных размеров. Если в условиях однозначности заданы несколько размеров, то в качестве такого размера обычно принимают тот размер, который в большей степени отражает специфику происходящих процессов.</p> <p>Определяющая температура. В числа подобия входят теплофизические параметры жидкости, поскольку температура жидкости переменна, то изменяются и ее теплофизических свойств. Поэтому при обработке опытных данных по теплообмену важным является также вопрос выбора так называемой определяющей температуры, по которой определяются значения физических параметров, входящих в числа подобия.</p> <p>Экспериментальные и теоретические работы показывают, что нет такой универсальной определяющей температуры, выбором которой автоматически учитывалась бы зависимость теплоотдачи от изменения физических параметров. Поэтому в настоящее время преобладает точка зрения, в соответствии с которой за определяющую следует принимать такую температуру, которая в технических расчетах бывает задана или легко может быть вычислена.</p> <p>Условия подобия физических процессов кратко формулируются следующим образом - процессы подобны, если: они описываются одинаковыми числами подобия; они описываются одинаковыми уравнениями подобия; подобны условия однозначности; определяющие числа подобия численно равны.</p> <p>С практической точки зрения сказанное выше является условием, при котором результаты исследований, полученные на экспериментальной модели, можно перенести на полномасштабный объект.</p>	
3.2	Приведение уравнений тепловых потоков к безразмерному виду.	Для рассматриваемой задачи дифференциальные уравнения конвективного теплообмена и уравнение теплоотдачи имеют вид:	

$$\begin{aligned}
u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} &= X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \nabla^2 u; \\
u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} &= Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \nabla^2 v; \\
u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} &= Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \nabla^2 w; \\
\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} &= 0; \\
u \frac{\partial \vartheta}{\partial x} + v \frac{\partial \vartheta}{\partial y} + w \frac{\partial \vartheta}{\partial z} &= \alpha \left(u \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial x^2} + v \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial y^2} + w \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial z^2} \right) \\
\alpha &= - \frac{\lambda}{\vartheta_0} \left(\frac{\partial \vartheta}{\partial n} \right)_{n=0}
\end{aligned}$$

Граничные условия задачи:

- в области невозмущенного потока $\vartheta = \vartheta_0, V = V_0$
- на поверхности теплообмена $\vartheta = \vartheta_c, V = 0 (u = v = w = 0)$

Для приведения уравнений к безразмерному виду используем метод масштабных преобразований. В качестве масштаба длин выберем характерный для исследуемого явления линейный размер l_0 , скоростей – характерную скорость V_0 , массовых сил, отнесенных к единице массы – ускорение силы тяжести, температуры – избыточную температуру невозмущенного (набегающего) потока ϑ_0 . Выразим величины, входящие в рассматриваемые уравнения, в принятых масштабах. Они примут безразмерный вид. Обозначим безразмерные величины теми же буквами, что и размерные, но с черточкой сверху. Тогда можем записать

$$\left. \begin{aligned}
x &= \bar{x} l_0, & u &= \bar{u} V_0, & X &= \bar{X} g, & \vartheta &= \bar{\vartheta} \vartheta_0, \\
y &= \bar{y} l_0, & v &= \bar{v} V_0, & Y &= \bar{Y} g, \\
z &= \bar{z} l_0, & w &= \bar{w} V_0, & Z &= \bar{Z} g,
\end{aligned} \right\}$$

Уравнения Навье-Стокса после подстановки в них полученных соотношений и элементарных преобразований принимают вид

$$\left. \begin{aligned}
\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{x}} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{y}} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{z}} &= \frac{g l_0}{V_0^2} \bar{X} - \frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left(\frac{p}{\rho V_0^2} \right) + \frac{\nu}{V_0 l_0} \left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \bar{y}^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \bar{z}^2} \right); \\
\bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{x}} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{y}} + \bar{w} \frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{z}} &= \frac{g l_0}{V_0^2} \bar{Y} - \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left(\frac{p}{\rho V_0^2} \right) + \frac{\nu}{V_0 l_0} \left(\frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial \bar{y}^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial \bar{z}^2} \right); \\
\bar{u} \frac{\partial \bar{w}}{\partial \bar{x}} + \bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial \bar{y}} + \bar{w} \frac{\partial \bar{w}}{\partial \bar{z}} &= \frac{g l_0}{V_0^2} \bar{Z} - \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\frac{p}{\rho V_0^2} \right) + \frac{\nu}{V_0 l_0} \left(\frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial \bar{y}^2} + \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial \bar{z}^2} \right); \\
\frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{x}} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{y}} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial \bar{z}} &= 0;
\end{aligned} \right\}$$

(1.1)

Используя общепринятые обозначения для безразмерных комплексов, полученные безразмерные уравнения (1.1) можно записать в виде

$$\left. \begin{aligned}
\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{x}} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{y}} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{z}} &= \frac{1}{Fr} \bar{X} - \frac{\partial}{\partial \bar{x}} Eu + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \bar{y}^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \bar{z}^2} \right); \\
\bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{x}} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{y}} + \bar{w} \frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{z}} &= \frac{1}{Fr} \bar{Y} - \frac{\partial}{\partial \bar{y}} Eu + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial \bar{y}^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial \bar{z}^2} \right); \\
\bar{u} \frac{\partial \bar{w}}{\partial \bar{x}} + \bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial \bar{y}} + \bar{w} \frac{\partial \bar{w}}{\partial \bar{z}} &= \frac{1}{Fr} \bar{Z} - \frac{\partial}{\partial \bar{z}} Eu + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial \bar{y}^2} + \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial \bar{z}^2} \right); \\
\frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{x}} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{y}} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial \bar{z}} &= 0,
\end{aligned} \right\}$$

3.3 Пи – теорема, основные критерии теплового подобию.

Первую теорему подобия можно формулировать так: при подобию процессов равны все критерии подобия.
Вторая теорема подобия (теорема Федермана—Бэкингема) утверждает, что результаты опытов следует представлять в виде зависимостей между критериями. Функциональная зависимость между критериями подобия называется критериальным уравнением. Критериальные уравнения описывают всю группу подобных процессов. Это обстоятельство

		<p>имеет большое практическое значение и позволяет моделировать промышленный объект на подобной лабораторной модели.</p> <p><i>Вид</i> критериального уравнения определяется экспериментальным путем. Во многих случаях эта зависимость представляется в виде степенных функций.</p> <p><i>Третья теорема подобия</i> (теорема М. В. Кирпичева, А. А. Гухмана) гласит, что критериальные уравнения применимы только для подобных процессов. Явления подобны, если их определяющие критерии численно равны, а следовательно, равны и определяемые критерии.</p> <p>В заключение можно констатировать, что исследование процессов методом теории подобия состоит из получения математического описания процесса с помощью дифференциальных уравнений и условий однозначности, преобразования этих дифференциальных уравнений (или дифференциального уравнения), как показано выше, в критериальное уравнение и нахождения конкретного вида этого уравнения на основании экспериментального изучения процесса.</p> <p><i>ПИ теорема</i></p> <p>На вопрос о числе критериев необходимых для описания процессов в обобщенном виде отвечает так называемая пи теорема:</p> <p>Всякое уравнение связывающее N физических и геометрических величин, размерность которых выражается через n основных единиц измерения, может быть преобразовано в уравнение подобия $\pi = N - n$.</p> <p>π-теорема позволяет определить число критериев, необходимых для описания процесса</p>	
3.4	Использование опытных данных для получения полуэмпирических уравнений подобия.	<p>Очень часто график или таблица позволяют предположить наличие зависимости между переменными. Эту зависимость желательно выразить уравнением.</p> <p>С одной стороны, такое уравнение или его некоторые коэффициенты могут сами являться объектом исследования, с другой стороны, получение такого уравнения может оказаться полезным или даже необходимым для дифференцирования, интегрирования и интерполяции. Кроме этого – уравнение представляет собой компактную, легко запоминающуюся и удобную форму представления данных. Рассмотрим некоторые методы получения таких уравнений. Ограничимся лишь случаем одного независимого переменного. Периодические функции и статические закономерности будем рассматривать особо.</p> <p>Уравнение, изображающее связь между экспериментальными данными, называется полуэмпирическим, если его вид определяется теоретически, а входящие в него некоторые коэффициенты определяются экспериментально.</p>	
4.	Теплоотдача и гидравлическое сопротивление при вынужденном течении в каналах, обтекании трубы и пучка труб; расчет коэффициентов теплоотдачи при свободной конвекции		
4.1	Особенности течения и теплообмена в трубах. Ламинарный и турбулентный режимы. Участки гидродинамической и тепловой стабилизации, стабилизированное течение.	<p>Интенсивность теплообмена определяется гидродинамическими условиями развития процесса. Вынужденное течение жидкости характеризуется двумя режимами: ламинарным и турбулентным. Ламинарный режим наблюдается при малых скоростях движения жидкости. Повышение скорости приводит к турбулизации потока. Если величина критерия Рейнольдса меньше 2320, наблюдается ламинарный режим. Развитый турбулентный режим течения устанавливается при значениях $Re > 10^4$.</p> <p>При ламинарном режиме наблюдается параболическое распределение скоростей по сечению трубы, причем отношение средней скорости к максимальной постоянно и равно $V_{cp}/V_{max} = 0,5$.</p> <p>Развитый турбулентный режим характеризуется распределением скоростей близким к усеченной параболе. Вблизи стенки трубы кривая изменяется резко, а в турбулентном ядре потока — полого. Максимальная скорость также наблюдается на оси трубы.</p> <p>Но такое распределение скоростей наблюдается только после процесса гидродинамической стабилизации, которая наступает на некотором расстоянии от входа в трубу. Стабилизация происходит следующим образом. На поверхности трубы у входа в нее образуется динамический пограничный слой, толщина которого увеличивается по мере увеличе-</p>	

ния расстояния от входа. На каком-то расстоянии H_η (рис. 4.1) происходит смыкание слоев, после чего течение имеет стабилизированный характер. На рисунке 4.1 показана гидродинамическая стабилизация течения жидкости при турбулентном режиме.

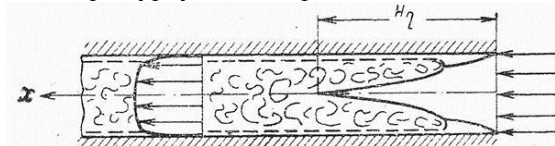


Рисунок 4.1 - Гидродинамическая стабилизация течения жидкости в трубе

Кроме гидродинамической стабилизации при тчении жидкости в трубах наблюдается также тепловая стабилизация. Около поверхности трубы, начиная со входа в нее, формируется тепловой пограничный слой, толщина которого увеличивается в направлении движения потока. И на некотором расстоянии от входа в трубу тепловые пограничные слои смыкаются. После смыкания слоев в теплообмене начинает участвовать весь поток.

Для ламинарного режима длина участка тепловой стабилизации может быть достаточно большой. При ламинарном течении перенос тепла от одного слоя жидкости к другому происходит не только путем теплопроводности, но и дополняется переносом тепла в продольном направлении, так как разные слои имеют различную скорость движения. Расчет теплоотдачи в условиях ламинарного режима можно вести с помощью зависимости

$$Nu = 1,4 \left(Re \frac{d}{l} \right)^{0,4} \cdot Pr_{ж}^{0,33} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25}$$

Перенос тепла внутри жидкости при турбулентном режиме происходит при интенсивном перемешивании потока. Из-за интенсивного перемешивания температура жидкости внутри ядра потока практически одинакова. Изменение температуры наблюдается лишь внутри тонкого вязкого подслоя у поверхности. Наиболее тщательно теплоотдача при турбулентном режиме была исследована Нуссельтом. На основе анализа и обобщения результатов его экспериментов была получена критериальная зависимость, которую принято считать классической:

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} \quad (*)$$

Данная зависимость применима к трубам любой формы поперечного сечения, для всех упругих и капельных жидкостей при $Re = 10^4 \dots 5 \cdot 10^6$ и $Pr_{ж} = 0,6 \dots 2500$.

Эта формула значительно упрощается, если в качестве теплоносителя используется воздух или двухатомные газы

$$Nu = 0,018 Re^{0,8}$$

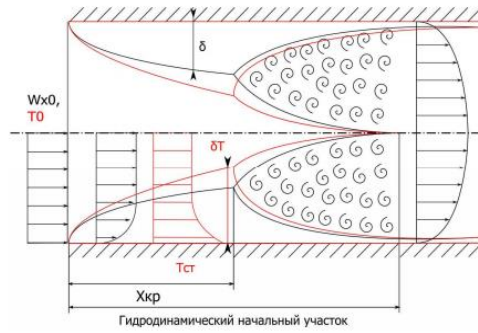
Несколько видоизменяется зависимость (*) при движении жидкости в кольцевом зазоре, который возникает в теплообменнике типа «труба в трубе»

$$Nu = 0,017 Re^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25}$$

4.2 Вязкостный и вязкостно-гравитационный режимы течения. Метод

На поверхности трубы, через которую течет жидкость, образуется динамический пограничный слой, который может иметь ламинарный или турбулентный характер.

ды расчёта теплоотдачи при стабилизированном течении в трубах.



На некотором расстоянии от входа пограничные слои смыкаются, и после этого в поперечном сечении устанавливается стабильное распределение скоростей, которое при ламинарном режиме течения имеет параболический характер, а при турбулентном степенной (с показателем степени, зависящем от числа Re).

Расстояние от входа в трубу или канал до сечения, в котором динамические пограничные слои смыкаются, называется гидродинамическим начальным участком, или участком гидродинамической стабилизации.

Аналогично развивается и тепловой пограничный слой. Участок от начала трубы до смыкания тепловых пограничных слоев называется тепловым начальным участком.

Режим течения жидкости в трубе зависит от значения числа Рейнольдса:

$$Re = \frac{\bar{w}_x \cdot d}{\mu}$$

где w_x - средняя по сечению трубы скорость жидкости; d - диаметр трубы.

Среднюю по сечению трубы скорость жидкости можно выразить через

$$\bar{w} = \frac{G}{\rho S} = \frac{4G}{\rho \pi d^2} \quad \text{тогда} \quad Re = \frac{4G}{\pi d \mu}$$

известный массовый расход теплоносителя:

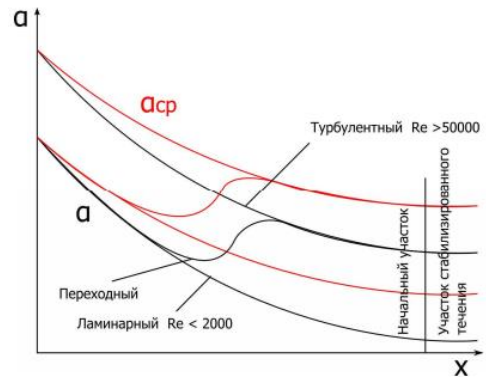
При $Re < 2 \cdot 10^3$ наблюдается *ламинарное течение* жидкости. Однако при большом температурном напоре в поперечном сечении ламинарного потока может возникнуть *свободное движение*, обусловленное гравитационными силами. Поэтому среди неизотермических ламинарных потоков различают *вязкостный* и *вязкостно-гравитационный режимы течения*. В первом случае силы вязкости преобладают над силами гравитации и свободное движение не возникает. Во втором случае движение жидкости в трубе только условно можно назвать ламинарным.

При $Re < 10^4$ поток становится *турбулентным*, но в начале трубы по-прежнему сохраняется участок с ламинарным пограничным слоем.

При $Re < 5 \cdot 10^4$ турбулентный пограничный слой начинает формироваться практически от начала трубы.

При $2 \cdot 10^3 < Re < 10^4$ наблюдается переходный режим течения и теплообмена. Изменение толщины и структуры пограничного слоя определяет изменение коэффициента теплоотдачи по длине трубы.

На рисунке показано изменение местного и среднего коэффициентов теплоотдачи для трубы с одинаковой по всей длине структурой пограничного слоя и для трубы, в начале которой наблюдается ламинарный пограничный слой, переходящий затем в турбулентный. Для турбулентного течения длина теплового начального участка, на котором изменяется местный коэффициент теплоотдачи, составляет $10d \dots 15d$ средний коэффициент теплоотдачи изменяется на длине $50d$.



4.3 Теплоотдача при ламинарном и турбулентном режимах течения

Теплоотдача при ламинарном движении жидкости в трубах

Интенсивность теплообмена в прямых гладких трубах может изменяться в широких пределах и зависит от скорости движения потока. Изменение температуры жидкости происходит как по сечению, так и по длине трубы. Характер движения жидкости в трубах может быть ламинарным и турбулентным. О режиме течения судят по величине числа Рейнольдса. Если $Re <$

жидкости в гладких трубах круглого сечения, расчётные формулы. Теплоотдача при переходном режиме течения жидкости.

2 300, то движение жидкости ламинарное. При ламинарном движении большое значение приобретает свободная конвекция. Наличие ее меняет закон распределения скорости по сечению и интенсивность теплообмена. Если при ламинарном движении отсутствует свободная конвекция, то передача теплоты к стенкам канала осуществляется только теплопроводностью. С появлением свободного движения теплота передается не только теплопроводностью, но и конвекцией (рис. 1). Влияние конвекционной передачи теплоты будет возрастать с увеличением температурного напора. Коэффициент теплоотдачи изменяется по длине канала. Он будет иметь большее значение у входа в канал и стабилизироваться на расстоянии от входа, равном примерно 50d.

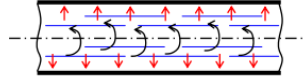


Рис. 1. Теплоотдача при ламинарном течении жидкости в трубе

Аналитическое исследование теплоотдачи при ламинарном режиме до сих пор не нашло своего окончательного решения, и для определения коэффициента теплоотдачи пользуются эмпирическими формулами. Для определения среднего по длине коэффициента теплоотдачи при ламинарном режиме течения жидкости в прямых гладких трубах академик М. А. Михеев рекомендует следующую расчетную формулу:

$$Nu_{жcd} = 0,15 Re_{жcd}^{0,33} Pr_{жс}^{0,43} Gr_{жcd}^{0,1} (Pr_{жс} / Pr_{ст})^{0,25} \bar{\epsilon}_l$$

Для воздуха эта формула упрощается и принимает вид

$$Nu_{жcd} = 0,13 Re_{жcd}^{0,33} Gr_{жcd}^{0,1} \bar{\epsilon}_l$$

Здесь ϵ_l – поправочный коэффициент; «жcd» – индекс, который означает, что определяющей температурой является температура жидкости, определяющим линейным размером является внутренний диаметр или эквивалентный диаметр трубы любого сечения, определяющей скоростью является скорость жидкости в трубе. В уравнении направление теплового потока учитывается отношением чисел Прандтля при температурах жидкости и стенки $(Pr_{жс} / Pr_{ст})^{0,25}$. Для воздуха и двухатомных газов критерий Прандтля практически не зависит от температуры, поэтому отношение $Pr_{жс} / Pr_{ст} = 1$ и в уравнении отсутствует. Поправочный коэффициент ϵ_l зависит от соотношения l/d , при $l/d \geq 50$ $\epsilon_l = 1$, в остальных случаях ϵ_l находится по табл. 1.

Таблица 1 - Значение коэффициента ϵ_l в зависимости от l/d при ламинарном режиме

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

По уравнениям определяется число Нуссельта, а по нему – коэффициент теплоотдачи α .

Теплоотдача при турбулентном движении жидкости в трубах

При турбулентном потоке жидкость весьма интенсивно перемешивается и естественная конвекция практически не оказывает влияния на теплоотдачу. Поэтому из совокупности определяющих чисел подобия может быть исключено число Грасгофа. Температура жидкости по сечению ядра практически постоянна. При нагревании жидкости интенсивность теплоотдачи выше, чем при охлаждении. Направление теплового потока, как и в предыдущих уравнениях, также учитывается отношением $(Pr_{жс} / Pr_{ст})^{0,25}$. Для определения среднего по длине коэффициента теплоотдачи при развитом турбулентном движении ($Re > 10\ 000$) академик М. А. Михеев рекомендует следующее критериальное уравнение:

$$Nu_{жcd} = 0,021 Re_{жcd}^{0,8} Pr_{жс}^{0,43} (Pr_{жс} / Pr_{ст})^{0,25} \bar{\epsilon}_l$$

Для воздуха эта формула упрощается и принимает вид

$$Nu_{жcd} = 0,018 Re_{жcd}^{0,8} \bar{\epsilon}_l$$

Формулы применимы в пределах $10\ 000 \leq Re_{жcd} < 5 \cdot 10^6$, $Pr_{жс} = 0,6 \div 2$

500. За определяющую температуру принята средняя температура жидкости, за определяющий размер – внутренний диаметр трубы, за определяющую скорость – средняя скорость потока жидкости в трубе. В критериальных уравнениях поправочный коэффициент ϵ_1 зависит от соотношения l/d и числа Re , его значение определяется по табл. 2

Таблица 2 - Значение коэффициента ϵ_1 в зависимости от l/d и Re при турбулентном режиме

Re	$\bar{\epsilon}_1$ при l/d			
	5	10	20	40
$1 \cdot 10^4$	1,34	1,23	1,13	1,03
$5 \cdot 10^4$	1,18	1,13	1,08	1,02
$1 \cdot 10^5$	1,15	1,10	1,06	1,02
$1 \cdot 10^6$	1,08	1,05	1,03	1,01

При турбулентном течении жидкости в изогнутых трубах-змеевиках (рис. 2) вследствие центробежного эффекта в поперечном сечении трубы возникает вторичная циркуляция, наличие которой приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи α .

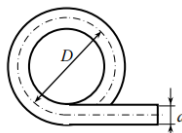


Рис. 2. Элемент изогнутой трубы-змеевика

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

$$\bar{\epsilon}_{зм} = 1 + 3,6d/D,$$

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

4.4 Теплоотдача в трубах некруглого поперечного сечения и в изогнутых и шероховатых трубах.

ТЕПЛОТДАЧА ПРИ ТУРБУЛЕНТНОМ ТЕЧЕНИИ ЖИДКОСТИ В ТРУБАХ РАЗЛИЧНОГО СЕЧЕНИЯ

Опытные данные по средним коэффициентам теплоотдачи в трубах и каналах при турбулентном режиме течения теплоносителя $Re > 10^4$ хорошо описываются формулой Михеева.

$$\overline{Nu} = \frac{\alpha d}{\lambda_0} = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_0^{0,43} \left(\frac{Pr_0}{Pr_{cr}} \right)^{0,25}$$

где $Re = \frac{4G}{\pi d \mu_0} = 10^4 \dots 5 \cdot 10^6$ и $Pr_0 = \frac{\mu_0 c_{p0}}{\lambda_0} = 0,6 \dots 2500$, все свойства жидкости с индексом 0 рассчитываются по определяющей температуре среды, равной средней по сечению трубы температуре жидкости.

Свободное движение не оказывает влияния на теплоотдачу при турбулентном режиме течения, и потому критерий Грасгофа не входит в уравнение подобия. Уравнение справедливо для различной формы поперечного сечения канала, в том числе для кольцевого $d_2/d_1 = 1 \dots 5,6$ и щелевого $a/b = 1 \dots 40$. Для определения числа Рейнольдса и числа Нуссельта в данном случае используют эквивалентный диаметр канала:

$$d_{экр} = \frac{4S}{p},$$

где: S - площадь поперечного сечения канала, p - его периметр.

Приведённая формула справедлива для установившегося течения жидкости в канале, т.е. при $L/d_{экр} > 50$. Для коротких труб $L/d_{экр} < 50$ в формулу необходимо домножить поправочный коэффициент $\epsilon_1 > 1$, значения которого для конкретных случаев приводятся в справочной литературе.

Для воздуха число Прандтля практически постоянно в широком диапазоне температур. В связи с этим приведённая формула может быть упрощена:

$$\overline{Nu} = 0,15 \cdot Re^{0,33} \cdot Gr^{0,1} \cdot Pr_0^{0,43} \left(\frac{Pr_0}{Pr_{cr}} \right)^{0,25}$$

ТЕПЛОТДАЧА ПРИ ЛАМИНАРНОМ ВЯЗКОСТНО-ГРАВИТАЦИОННОМ РЕЖИМЕ ТЕЧЕНИЯ

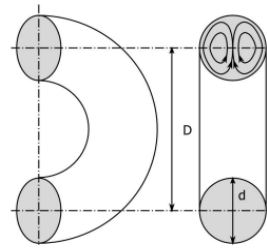
Для оценки теплоотдачи в трубах и каналах при $Re < 2 \cdot 10^3$ и вязкостно-гравитационном режиме течения рекомендуется использовать уравнение:

$$\overline{Nu} = 0.15 \cdot Re^{0.33} \cdot Gr^{0.1} \cdot Pr_0^{0.43} \left(\frac{Pr_0}{Pr_{cr}} \right)^{0.25}$$

Это уравнение определяет среднюю теплоотдачу в трубах и каналах различного поперечного сечения. За определяющий размер здесь принят диаметр трубы или эквивалентный диаметр канала. Для коротких труб $L/d_{\text{эKB}} < 50$ в формулу также необходимо домножить поправочный коэффициент ε_1 .

ТЕПЛОТДАЧА В ИЗОГНУТЫХ ТРУБАХ (ЗМЕЕВИКАХ)

Экспериментальное исследование структуры потока в криволинейных трубах показывает, что под воздействием массовых сил в поперечном сечении потока возникают вторичные течения в форме парного вихря. Направление вращения жидкости в замкнутых контурах определяется направлением действия массовых сил. При течении жидкости через криволинейные трубы и каналы возможны ламинарный, ламинарный с макровихрями и турбулентный режимы течения.



При исследовании устойчивости потока в змеевиках используется число Дина.

$$De = Re \sqrt{\frac{d}{D}}$$

Анализ опытных данных по гидравлическому сопротивлению в змеевиках позволил заключить, что граница между ламинарным режимом течения и ламинарным с макровихрями в длинных змеевиках характеризуется условием $De = 11.6$ или

$$Re_{\text{лам-макро}} = 11.6 \sqrt{\frac{D}{d}}$$

Для границы между ламинарным течением с макровихрями и турбулентным потоком:

$$Re = 18500 \left(\frac{d}{D} \right)^{0.3}$$

В ламинарном потоке массовые силы не влияют на процесс теплообмена. Для ламинарного течения с макровихрями при $De = 26 \dots 7 \cdot 10^3$ и $D/d = 6,2 \dots 62,5$ уравнение подобия имеет вид:

$$\overline{Nu} = \frac{\alpha d}{\lambda} = 0.0575 Re^{0.33} De^{0.42} Pr_0^{0.43} \left(\frac{Pr_0}{Pr_{cr}} \right)^{0.25}$$

Для турбулентного течения при $Re = Re_{\text{кр}} = 6.7 \cdot 10^4$ и $D/d = 6,2 \dots 104$ обобщение опытных данных приводит к уравнению:

$$\overline{Nu} = \frac{\alpha d}{\lambda} = 0.0266 \left[Re^{0.85} \left(\frac{d}{D} \right)^{0.15} + 0.225 \left(\frac{D}{d} \right)^{1.55} \right] Pr_0^{0.4}$$

Массовые силы увеличивают коэффициент теплоотдачи змеевика по сравнению с прямой трубой. Интенсификация теплообмена с помощью вторичных течений, обусловленных искривлением канала, с точки зрения энергетических затрат часто оказывается более целесообразной, чем достижение того же эффекта за счет увеличения скорости. Так, для трубы с $Re = 10^4$ увеличение коэффициента теплоотдачи в 1.3 раза вследствие искривления трубы сопровождается увеличением энергетических затрат на перемещение жидкости в 1.37 раза. Такая же интенсификация теплообмена за счет увеличения скорости движения жидкости приводит к увеличению энергетических затрат в 1.76 раза.

4.5 Параметры Процесс теплоотдачи при поперечном обтекании труб имеет ряд осо-

пограничного слоя при поперечном обтекании цилиндрических поверхностей и их связь с теплоотдачей.

бенностей, которые объясняются гидродинамической картиной движения жидкости вблизи поверхности трубы. Опыт показывает, что плавный, безотрывный характер обтекания трубы имеет место только при очень малых числах $Re < 5$ (рис. 1, а). При значительно больших числах $Re = \kappa_{\xi} d / \nu$, что более характерно для практических задач, обтекание трубы всегда сопровождается образованием вихревой зоны в тыльной части, как это показано на рис. 1, б, в. При этом характер и условия омывания передней и тыльной половины цилиндра совершенно различны.

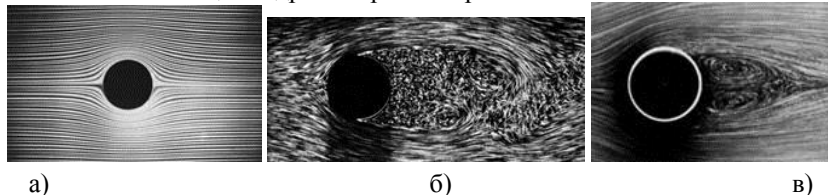


Рисунок 1 – Обтекание одиночного цилиндра
 а) – безотрывное; б) – отрыв ламинарного пограничного слоя; в) – отрыв турбулентного пограничного слоя.

В лобовой точке набегающий поток разделяется на две части и плавно обтекает переднюю часть периметра трубы. На поверхности трубы образуется пограничный слой, который имеет наименьшую толщину в лобовой точке и далее постепенно нарастает в размерах. Развитие пограничного слоя вдоль периметра трубы происходит в условиях переменной внешней скорости потока и переменного давления. Скорость слоев жидкости, примыкающих к внешней границе пограничного слоя, увеличивается вдоль периметра трубы, а давление при этом, как известно из уравнения Бернулли, уменьшается. При достижении точки поверхности трубы, соответствующей углу $\varphi \approx 90^\circ$ (угол отсчитывается от лобовой точки), скорость достигает наибольших значений и далее начинает уменьшаться, что сопровождается увеличением (восстановлением) давления. В этой области пограничный слой становится неустойчивым, в нем возникает обратное течение (рис. 2), которое оттесняет поток от поверхности. В итоге происходит отрыв потока и образование вихревой зоны, охватывающей тыльную часть трубы. Положение точки отрыва пограничного слоя зависит от значения Re и степени турбулизации набегающего потока. При малой степени турбулизации внешнего потока и относительно небольших числах Re течение в пограничном слое вплоть до точки отрыва имеет ламинарный характер. При этом местоположение зоны начала отрыва пограничного слоя характеризуется углом $\varphi = 80 \dots 85^\circ$ (рис. 1, б). При $Re = (1 \dots 4) \cdot 10^5$ течение в пограничном слое вдоль большей части поверхности становится турбулентным. Турбулентный пограничный слой более устойчив, зона начала отрыва отодвигается в область больших углов $\varphi \approx 120 \dots 140^\circ$ (рис. 1, в).

В вихревой зоне движение жидкости имеет сложный и неупорядоченный характер, причем средняя интенсивность вихревого движения и перемешивания жидкости увеличивается с ростом Re . Такая своеобразная картина обтекания трубы в сильной мере отражается и на теплоотдаче. Интенсивность теплоотдачи по окружности трубы неодинакова. Представление об ее относительном изменении дает кривая на рис. 3, построенная по данным. Максимальное значение коэффициента теплоотдачи наблюдается на лобовой области цилиндра ($\varphi=0$), где толщина пограничного слоя наименьшая. По поверхности цилиндра в направлении движения жидкости интенсивность теплообмена резко падает и при $\varphi = 90 \dots 100^\circ$ достигает минимума. Это изменение связано с нарастанием толщины пограничного слоя. В тыльной части трубы коэффициент теплоотдачи снова возрастает за счет улучшения отвода теплоты вследствие вихревого движения и перемешивания жидкости. При малых значениях Re интенсивность теплообмена в вихревой зоне ниже, чем в лобовой точке. Однако по мере увеличения числа Re за счет интенсификации вихревого движения в области отрыва коэффициент теплоотдачи в тыльной зоне увеличивается.

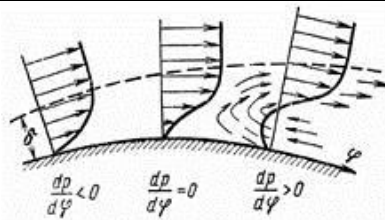


Рисунок 2 – Распределение скоростей у поверхности цилиндра и образование возвратного течения

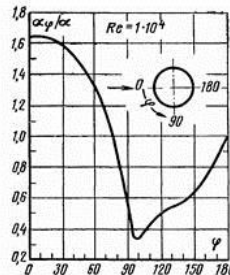


Рисунок 3 – Распределение относительного коэффициента теплоотдачи по окружности цилиндра

Средняя по периметру трубы теплоотдачи описывается уравнениями подобия:

при $5 < Re < 10^3$

$$\overline{Nu}_{ж\delta} = 0,5 Re_{ж\delta}^{0,5} \cdot Pr_{ж\delta}^{0,38} \cdot (Pr_{ж} / Pr_c)^{0,25} \quad (1)$$

при $10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$

$$\overline{Nu}_{ж\delta} = 0,25 Re_{ж\delta}^{0,6} \cdot Pr_{ж\delta}^{0,38} \cdot (Pr_{ж} / Pr_c)^{0,25} \quad (2)$$

при $Re = 3 \cdot 10^5 - 2 \cdot 10^6$

$$\overline{Nu}_{ж\delta} = 0,023 Re_{ж\delta}^{0,8} \cdot Pr_{ж\delta}^{0,57} \cdot (Pr_{ж} / Pr_c)^{0,25} \quad (3)$$

При этом за характерный линейный размер принят внешний диаметр трубы, скорость отнесена к самому узкому поперечному сечению канала, стесненному цилиндром. Определяющей температурой является средняя температура жидкости; исключение составляет

Соотношения (1) - (3) справедливы в случае, когда угол атаки Ψ , образованный направлением движения потока и осью трубы, равен 90° . Зависимость теплоотдачи от величины угла атаки Ψ представлена на рис. 4. Здесь по оси абсцисс отложено значение Ψ , а по оси ординат — значение ε_Ψ , которое представляет собой отношение теплоотдачи при угле атаки Ψ к теплоотдаче

при угле атаки $\Psi = 90^\circ$, т. е. $\varepsilon_\Psi = \alpha_\Psi / \alpha_{\Psi=90^\circ}$. Тогда

$$\alpha_\Psi = \varepsilon_\Psi \alpha_{\Psi=90^\circ}$$

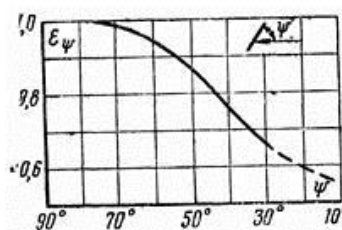
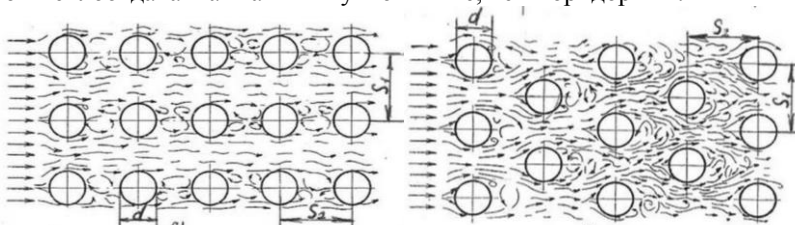


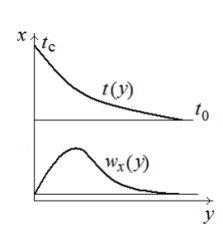
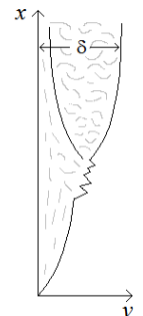
Рисунок 4 – Зависимость теплоотдачи цилиндра от угла атаки Ψ

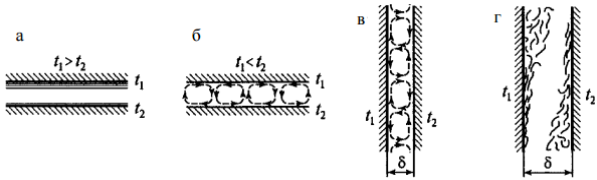
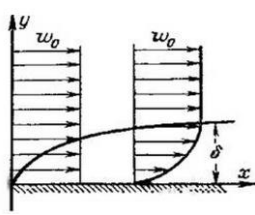
С учетом характера изменения ε_Ψ (рис. 4) видно, что с уменьшением угла атаки теплоотдача ухудшается.

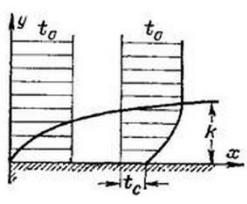
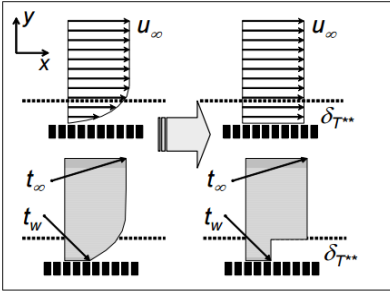
4.6	Характер изменения теплоотдачи при	<p>Коэффициентом теплоотдачи называется физическая величина, которая характеризует интенсивность теплоотдачи при известном изменении температуры.</p> <p>Этот коэффициент часто используют в гидроаэродинамике, когда ис-</p>	
-----	------------------------------------	--	--

	<p>различных условиях омывания жидкостью. Средний коэффициент теплоотдачи, расчетные зависимости.</p>	<p>следуют конвективный теплообмен. Часто ее обозначают буквой α. Коэффициент равен:</p> $\alpha = \frac{q}{\Delta T}$ <p>где q — плотность теплового потока, ΔT — температурный напор. Величина q — это количество теплоты, которое передается через единичную площадь поверхности тела в единицу времени. ΔT находят как модуль разности температур жидкости и поверхности тела. Иногда температурный напор находят, например, в случае обтекания тела потоком сжимаемой жидкостью, ΔT считают равным модулю разности температуры жидкости далеко от тела и температурой поверхности тела, которая была бы в отсутствии теплообмена.</p> <p>Коэффициент теплоотдачи зависит от скорости потока носителя тепла, вида течения, какова геометрия поверхности твердого тела и т.д. Это сложная величина и ее невозможно определить общей формулой. Обычно коэффициент теплоотдачи находят экспериментально.</p> <p>Так, для условий свободной конвекции воздуха: $5 \div 25$ (Вт/м²К), воды: $20 \div 100$ (Вт/м²К). При вынужденной конвекции величины коэффициента теплоотдачи колеблются в пределах: для воздуха: $10 \div 200$ (Вт/м²К), для воды: $50 \div 10\,000$ (Вт/м²К).</p>	
4.7	<p>Влияние степени турбулизации набегающего потока и угла атаки на теплоотдачу цилиндра.</p>	<p>При обтекании потоком жидкости не одиночной трубы, а пучка труб процесс теплоотдачи усложняется. В технике применяется два основных типа трубных пучков — коридорный и шахматный</p> <p>Основными геометрическими характеристиками пучков являются поперечный S_1 и продольный S_2 шаги труб в пучке и диаметр труб. Характер движения и омывания трубок зависят от компоновки пучка. Из рисунка 5 видно, что характер омывания труб, начиная со второго ряда, изменяется, так как все трубки второго, третьего и всех последующих рядов находятся в вихревой зоне, возникающей после труб первого ряда. Условия омывания первого ряда труб аналогичны условиям омывания одиночной трубы.</p>	
4.8	<p>Основные типы пучков труб. Ламинарное и турбулентное течение жидкости в пучках.</p>	<p>По изучению теплоотдачи в зависимости от типа пучка, диаметра труб, расстояния между ними, температуры жидкости было проведено большое количество исследований. На основании этих исследований были сделаны общие выводы. Теплоотдача первого ряда определяется начальной турбулизацией потока. Теплоотдача второго и третьего рядов возрастает, и, начиная с третьего ряда, становится стабильной. Теплоотдача первого ряда составляет 60 % от теплоотдачи третьего ряда ($a_1 = 0,6a_3$) независимо от типа пучка. Теплоотдача второго ряда в коридорных пучках составляет около 90%, а в шахматных пучках — 70% от теплоотдачи третьего ряда. Причиной возрастания теплоотдачи является увеличение турбулизации потока, которая после третьего ряда приобретает стабильный характер. Следует отметить, что в целом теплоотдача шахматных пучков выше, чем коридорных.</p>	
4.9	<p>Изменение теплоотдачи по окружности трубок пучка. Изменение теплоотдачи (средние ряды) в зависимости от номера ряда и межосевых расстояний трубок. Расчетные зависимости. Сравнительная теплоотдача шахматного и коридор-</p>	<p>Рисунок 5 - Схемы расположения труб. Картина движения жидкости в коридорных (а) и шахматных (б) пучках круглых труб</p>  <p>После анализа и обобщения опытных данных по теплоотдаче трубных пучков академиком Михеевым М.А. рекомендуются следующие соотношения:</p> <ul style="list-style-type: none"> - при $Re < 10^3$ как для шахматных, так и для коридорных пучков $Nu = 0,56 Re^{0,50} \cdot Pr_{ж}^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25}; \quad (1)$ <ul style="list-style-type: none"> - при $Re > 10^3$ <p>а) коридорные пучки труб</p>	

	<p>ного пучков труб.</p>	$Nu = 0,22Re^{0,65} \cdot Pr_{ж}^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c}\right)^{0,25}; \quad (2)$ <p>б) шахматные пучки труб</p> $Nu = 0,40Re^{0,6} \cdot Pr_{ж}^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c}\right)^{0,25}. \quad (3)$ <p>Соотношения (1) – (3) позволяют определить средние значения коэффициента теплоотдачи для трубок третьего и всех последующих рядов труб. Для того, чтобы найти а для трубок первого ряда, необходимо а третьего ряда умножить на 0,6. А для нахождения а второго ряда следует а третьего ряда умножить на 0,9 — для коридорного и на 0,7 — для шахматного пучков. Усредненное значение коэффициента теплоотдачи коридорного пучка труб можно определить:</p> $\alpha = \frac{0,6\alpha_3 + 0,9\alpha_3 + (n-2) \cdot \alpha_3}{n}; \quad (4)$ <p>шахматного пучка:</p> $\alpha = \frac{0,6\alpha_3 + 0,7\alpha_3 + (n-2) \cdot \alpha_3}{n}, \quad (5)$ <p>где n — количество рядов труб в пучке; α_3 — коэффициент теплоотдачи трубок третьего и последних рядов.</p> <p>Если в качестве теплоносителя используется воздух, то расчетные зависимости упрощаются и принимают вид:</p> <ul style="list-style-type: none"> - при $Re < 10^3$ для коридорных и шахматных пучков $Nu = 0,49Re^{0,5}; \quad (6)$ - при $Re > 10^3$ <ul style="list-style-type: none"> а) для коридорных пучков $Nu = 0,194Re^{0,65}; \quad (7)$ б) для шахматных пучков $Nu = 0,35Re^{0,6}; \quad (8)$ <p>Расчетные зависимости (1) – (8) можно использовать лишь для случая, когда поток теплоносителя перпендикулярен оси пучка, т.е. когда угол атаки потока составляет $\gamma = 90^\circ$. В условиях дефицита объема и площадей судовых помещений, на практике часто встречаются случаи, когда $\gamma < 90^\circ$. Изменение теплоотдачи при этом учитывается введением поправочного коэффициента, значения которого для разных углов атаки приводятся ниже:</p> <p style="text-align: center;">0,98 0,94 0,88 0,78 0,67 0,52 0,42</p> <p>Расчетная формула при этом будет иметь вид:</p> $\alpha_{\gamma} = \alpha \cdot \varepsilon,$ <p>где α — расчетный коэффициент теплоотдачи при $\gamma = 90^\circ$.</p>	
4.10	<p>Факторы, обуславливающие свободное движение жидкости. Характер движения жидкости вдоль вертикальной стенки, распределение в ней температур и скоростей, изменение коэффициента тепло-</p>	<p>Вынужденное движение происходит под действием сил, приложенных к жидкости вне рассматриваемой системы. Например, движение жидкости по трубам происходит за счет перепада давления, создаваемого насосом. Свободное движение возникает за счет массовых (объемных) сил, приложенных к частицам жидкости внутри системы. Такими силами являются сила тяжести, центробежная сила и некоторые другие. Наиболее хорошо изучено свободное движение жидкости, вызванное гравитационными силами (термогравитационная конвекция в неравномерно нагретой жидкости).</p> <p>В уравнении движения $\rho \frac{D\vec{w}}{Dt} = \rho \cdot \vec{g} - \nabla p + \mu \cdot \nabla^2 \vec{w}$ гравитационные силы учитываются членом $\rho \cdot \vec{g}$, имеющим размерность силы, отнесенной к единице объема. При теплообмене температура жидкости переменна. Поэтому возникает разность плотностей и, как следствие, разность гравитационных сил, представляющая собой подъемную (опускную) силу. Работу по перемешиванию жидкости совершает сила тяжести. В технических задачах ускорение силы тяжести от точки к точке рассматриваемого пространства практически не изменяется. Здесь мы будем рассматривать теплоотдачу только при свободном гравитационном движении.</p> <p>Скорость свободного движения жидкости определим из закона сохра-</p>	

	<p>отдачи по высоте стенки. Характер движения жидкости вблизи горизонтальных труб и пластин.</p>	<p>нения механической энергии (уравнения Бернулли): откуда следует, что характерная скорость свободной конвекции</p> $w_0 = \sqrt{2gh \frac{\rho_0 - \rho}{\rho}}$ <p>Будем считать, что физические параметры жидкости постоянны, кроме плотности, которая является линейной функцией температуры $\rho = \rho_0(1 - \beta\vartheta)$ или $\rho - \rho_0 = -\rho\beta\vartheta$. Тогда $w_0 = \sqrt{2g\beta\vartheta h}$.</p> <p>Для воздуха при $t = 20^\circ\text{C}$, $\vartheta = 20^\circ\text{C}$ и $h = 0,5$ м имеем $w_0 = 0,8$ м/с. Действительная скорость (ее максимальное значение в пограничном слое около вертикальной стенки) будет меньше (приблизительно 0,06 м/с), что объясняется неучетом сил трения при оценке скорости конвекции, а также более сложным характером движения воздуха внутри слоя. Будем рассматривать свободное гравитационное течение только для наиболее простых геометрических 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 (рис. 1), а также около поверхности (например, вертикальной трубы или стенки) образуется пограничный слой. Вначале толщина слоя и скорость воздуха малы, течение ламинарное. Коэффициент теплоотдачи в этой области по мере продвижения вверх уменьшается. Далее струйки воздуха испытывают поперечные колебания и течение становится волновым, а затем упорядоченное движение нарушается, образующиеся вихри отрываются от поверхности, возникает турбулентное течение воздуха. Характер изменения температуры и скорости, типичный для пограничного слоя при свободной конвекции жидкости около тела, находящегося в большом объеме жидкости, показан на рис. 2. При свободной конвекции тепловой и динамический пограничные слои взаимозависимы и их следует рассматривать совместно. Для ламинарного пограничного слоя справедлива зависимость</p> $Nu_x = F(Pr) \cdot \sqrt{Re_x}$ <p>При свободной конвекции в случае постоянной температуры стенки скорость вынужденного движения следует заменить на скорость свободной конвекции, при этом</p> $Re_x = \frac{w_0 x}{\nu} = \frac{\sqrt{g\beta\vartheta x} x}{\nu} = \left(\frac{g\beta\vartheta x^3}{\nu^2}\right)^{1/2} = Gr_x^{1/2}$ <p>Тогда уравнение запишем как $Nu_x = F(Pr) \cdot \sqrt{Re_x} = F(Pr) \cdot Gr_x^{1/4}$.</p> <p>Если задан постоянный тепловой поток в стенке $q_c = \text{const}$, то $\Delta T = q/\alpha$, поэтому $\alpha \sim x^{-1/5}$, а число Грасгофа определяется как</p> $Gr_{q,x} = \frac{g\beta q_c x^4}{\nu^2 \lambda}$ <p>Для описания свободной конвекции жидкости используется безразмерный комплекс, полученный произведением чисел Грасгофа и Прандтля, который называется числом Рейля</p> $Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g\beta\vartheta l_0^3}{\nu^2} \cdot \frac{\nu}{a} = \frac{g\beta\vartheta l_0^3}{\nu a}$	
4.11	<p>Результаты теоретических и экспериментальных исследований теплоотдачи при естественной конвекции. Расчётные уравнения.</p>	<p>Результаты теоретических и экспериментальных исследований теплоотдачи при естественной конвекции. Расчётные уравнения.</p> <p>Для воздуха при $t = 20^\circ\text{C}$, $\vartheta = 20^\circ\text{C}$ и $h = 0,5$ м имеем $w_0 = 0,8$ м/с. Действительная скорость (ее максимальное значение в пограничном слое около вертикальной стенки) будет меньше (приблизительно 0,06 м/с), что объясняется неучетом сил трения при оценке скорости конвекции, а также более сложным характером движения воздуха внутри слоя. Будем рассматривать свободное гравитационное течение только для наиболее простых геометрических 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 (рис. 1), а также около поверхности (например, вертикальной трубы или стенки) образуется пограничный слой. Вначале толщина слоя и скорость воздуха малы, течение ламинарное. Коэффициент теплоотдачи в этой области по мере продвижения вверх уменьшается. Далее струйки воздуха испытывают поперечные колебания и течение становится волновым, а затем упорядоченное движение нарушается, образующиеся вихри отрываются от поверхности, возникает турбулентное течение воздуха. Характер изменения температуры и скорости, типичный для пограничного слоя при свободной конвекции жидкости около тела, находящегося в большом объеме жидкости, показан на рис. 2. При свободной конвекции тепловой и динамический пограничные слои взаимозависимы и их следует рассматривать совместно. Для ламинарного пограничного слоя справедлива зависимость</p> $Nu_x = F(Pr) \cdot \sqrt{Re_x}$ <p>При свободной конвекции в случае постоянной температуры стенки скорость вынужденного движения следует заменить на скорость свободной конвекции, при этом</p> $Re_x = \frac{w_0 x}{\nu} = \frac{\sqrt{g\beta\vartheta x} x}{\nu} = \left(\frac{g\beta\vartheta x^3}{\nu^2}\right)^{1/2} = Gr_x^{1/2}$ <p>Тогда уравнение запишем как $Nu_x = F(Pr) \cdot \sqrt{Re_x} = F(Pr) \cdot Gr_x^{1/4}$.</p> <p>Если задан постоянный тепловой поток в стенке $q_c = \text{const}$, то $\Delta T = q/\alpha$, поэтому $\alpha \sim x^{-1/5}$, а число Грасгофа определяется как</p> $Gr_{q,x} = \frac{g\beta q_c x^4}{\nu^2 \lambda}$ <p>Для описания свободной конвекции жидкости используется безразмерный комплекс, полученный произведением чисел Грасгофа и Прандтля, который называется числом Рейля</p> $Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g\beta\vartheta l_0^3}{\nu^2} \cdot \frac{\nu}{a} = \frac{g\beta\vartheta l_0^3}{\nu a}$ <p>Теплоотдача при свободной конвекции около горизонтальной пластины</p> <p>Пластина (или плита) может быть обращена теплоотдающей поверхностью вверх или вниз. Для оценочных расчетов можно использовать формулы для вертикальной пластины, характерным размером является меньший, при этом если теплоотдающая поверхность обращена вверх, то коэффициент теплоотдачи увеличивается на 30 %, а если теплоотдающая поверхность обращена вниз – уменьшается на 30 %. Более точные результаты можно получить для среднего коэффициента теплоотдачи горизонтальной пластины</p>	

		<p>ны с теплоотдающей поверхностью, об- рашенной вверх, при постоянной температуре поверхности при $Ra \leq 10^5$:</p> $Nu_f = \frac{0,766 Ra^{1/5}}{\left[1 + \left(\frac{0,322}{Pr}\right)^{11/20}\right]^{4/11}},$ <p>при $Ra > 10^5$:</p> $Nu_f = \frac{0,15 Ra^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0,322}{Pr}\right)^{11/20}\right]^{20/33}}.$ <p>Здесь определяющим размером является отношение площади пластины к ее периметру, а определяющей температурой – температура граничного слоя. Для воздуха формулы упрощаются:</p> <p>при $Ra \leq 10^5$: $Nu_f = 1,10 Ra^{1/5}$, при $Ra > 10^5$: $Nu_f = 0,203 Ra^{1/3}$.</p>	
4.12	Теплоотда- ча в огра- ниченном простран- стве, мето- дика расчё- та.	<p>В теплотехнике встречаются случаи, когда свободная конвекция возни- кает в ограниченном пространстве (рис. 1). Теплоотдача в замкнутом огра- ничен- ном пространстве не может развиваться свободно, поэтому условия теплообмена в этом случае определяются формой и размерами простран- ства. Рассчитать такой теплообмен достаточно трудно. Для упрощения рас- чета сложный процесс теплообмена заменяют теплопроводностью путем введения понятия эквивалентного коэффициента теплопроводности, $\lambda_{эКВ}$, Вт/(м·°С)</p> $\lambda_{эКВ} = \frac{q\delta}{\Delta t},$ <p>где q – плотность теплового потока, Вт/м²; δ – толщина (ширина) замкну- того пространства, м; Δt – разность температур между параллельными по- верхностями замкнутого пространства, °С.</p>  <p>Рис. 1- Характер естественного движения жидкости, находящейся в ограниченном пространстве: горизонтальная прослойка при нагреве сверху (а); горизонтальная прослойка при нагреве снизу (б); вертикальные прослойки разной ширины (в, г)</p> <p>Влияние конвекции учитывается с помощью коэффициента конвекции ϵ_K, представляющего собой отношение $\lambda_{эКВ}$ к λ той же среды при средней температуре. В приближенных расчетах при $(Gr_{ж\delta} \cdot Pr_{ж}) > 10^3$ принимают $\epsilon_K = 0,18 \cdot (Gr_{ж\delta} \cdot Pr_{ж})^{0,25}$</p> <p>После определения ϵ_K вычисляют $\lambda_{эКВ}$ и q по формулам $\lambda_{эКВ} = \epsilon_K \cdot \lambda$, $q = \lambda_{эКВ} \Delta t / \delta$.</p> <p>В уравнении при определении чисел подобия (независимо от формы прослойки) за определяющий размер принята ее толщина δ, а за определяющую температуру – средняя температура $t_{ср} = 0,5(t_1 + t_2)$.</p>	
4.13	Погранич- ные гидро- динамиче- ский и теп- ловой слои: опреде- ление границ для лами- нарного и турбулент- ного слоёв.	<p>Для инженерной практики особый интерес представляет теплообмен между жидкостью и омываемым ею телом. Рассмотрим особенности течения и переноса тепло- ты в пристенном слое жидкости.</p> <p>В настоящее время в гидродинамике вязкой жид- кости считается, что частицы жидкости, непо- средственно прилегающие к твердому телу, ад- сорбируются последним, как бы прилипают к его поверхности, и их скорость относительно этого тела равна нулю. Этот слой «прилипшей» жидкости нужно рассматривать как бесконечно тонкий слой.</p> 	

		<p>При обтекании поверхностей любой формы возникают гидродинамический и тепловой пограничные слои, которые существенно влияют на процесс теплоотдачи.</p> <p>Гидродинамический пограничный слой. Для простоты рассмотрим продольное обтекание плоской поверхности тела безграничным потоком жидкости (рис. 1). Скорость и температура набегающего потока постоянны и равны соответственно w_0 и t_0. При соприкосновении частиц жидкости с поверхностью тела они «прилипают» к ней. В результате в области около пластины вследствие действия сил вязкости образуется тонкий слой заторможенной жидкости, в пределах которого скорость изменяется от нуля на поверхности тела до скорости невозмущенного потока (вдали от тела). Этот слой заторможенной жидкости получил название гидродинамического пограничного слоя.</p> <p>Таким образом, при обтекании тела поток жидкости как бы разделяется на две части: на пограничный слой и на внешний поток. Во внешнем потоке преобладают силы инерции, вязкостные силы здесь не проявляются. Напротив, в пограничном слое силы вязкости и инерционные силы соизмеримы.</p> <p>Тепловой пограничный слой. Аналогично понятию гидродинамического пограничного слоя относительно температуры жидкости введено понятие теплового пограничного слоя (рис. 2). Тепловой пограничный слой – это слой жидкости у стенки, в пределах которого температура изменяется от значения, равного температуре стенки, до значения, равного температуре жидкости вдали от тела.</p> <p>Таким образом, все изменение температуры жидкости сосредоточивается в сравнительно тонком слое, непосредственно прилегающем к поверхности тела.</p> <p>Гидродинамический и тепловой пограничные слои в общем случае не совпадают, однако они влияют друг на друга.</p> <p>Гидродинамический пограничный слой обычно неоднороден. При малых значениях x течение в пограничном слое может быть ламинарным. По мере увеличения x толщина пограничного слоя возрастает, слой становится неустойчивым и течение в пограничном слое становится турбулентным. При этом турбулентный участок имеет тонкий пристенный ламинарный подслой, который существенным образом влияет на процесс переноса теплоты между поверхностью и жидкостью. через этот подслей теплота переносится посредством теплопроводности, поэтому уменьшение его толщины или его разрушение улучшает теплоотдачу.</p>	
4.14	Интегральное уравнение теплового потока.	<p>Изменения скорости, температуры, концентрации при обтекании поверхностей потоками с большими числами Рейнольдса сосредоточиваются в тонком – пограничном – слое вблизи стенки. Эти поперечные (по координате y) вариации будут очень резкими по сравнению с продольными (вдоль x) изменениями. Рассмотрим основные положения интегрального метода на примере теплового пограничного слоя. Интегральное уравнение теплового пограничного слоя представляет собой формулировку закона сохранения энергии для специального контрольного объема, охватывающего всю толщину пограничного слоя и дифференциально малого в продольном направлении</p> <p>Вывод уравнения энергии основывается на модельном представлении теплового пограничного слоя (рис.). Обтекаемая стенка показана как проницаемая, чтобы сделать постановку задачи достаточно общей. Например, пригодной также для анализа защиты поверхности от высокотемпературного потока посредством вдува. В левой части рисунка показано действительное распределение скорости и температуры в пограничном слое, а в правой – модельное, эквивалентное по теплосодержанию представление. Для определенности принимают, что вдоль поверхности движется горячая жидкость, отдающая теплоту холодной стенке. Счи-</p>	 

		<p>тают, что в слое толщиной $\delta_{T^{**}}$ жидкость полностью остывает до температуры холодной стенки t_w; одновременно принимают, что скорость жидкости остается равной скорости внешнего потока u_∞ вплоть до стенки. Тогда расход жидкости, полностью "потерявшей" избыточную по отношению к холодной стенке энтальпию, вычисляется как $(\rho u_\infty \delta_{T^{**}})$. Величина $\delta_{T^{**}}$ служит мерой толщины теплового пограничного слоя и называется толщиной потери энтальпии. Ее определение задается уравнением:</p> $\int_0^\infty c_p (t_\infty - t(y)) \rho u(y) dy = (\rho u_\infty \delta_{T^{**}}) c_p (t_\infty - t_w),$ <p>в левой части которого – точное выражение потери энтальпии потоком жидкости в пределах теплового пограничного слоя, а в правой – модельное представление этой величины. Таким образом, согласно определению</p> $\delta_{T^{**}} = \frac{\int_0^\infty \rho c_p u(y) (t_\infty - t(y)) dy}{\rho u_\infty c_p (t_\infty - t_w)}$ <p>После этих предварительных замечаний можно записать интегральное уравнение теплового пограничного слоя как тепловой баланс</p> $\frac{d}{dx} [\rho u_\infty \delta_{T^{**}} c_p (t_\infty - t_w)] = -q_w + j_w c_p (t_\infty - t_w),$ <p>согласно которому увеличение потери энтальпии (левая часть уравнения) при движении жидкости вдоль холодной стенки происходит вследствие:</p> <ul style="list-style-type: none"> • теплоотвода к стенке (первое слагаемое справа) • затрат на подогрев вдуваемого теплоносителя от t_w до t_∞ (второе слагаемое справа). <p>Такая формулировка закона сохранения справедлива для относительно медленных течений, когда можно пренебречь вкладом кинетической энергии в общий баланс, точно так же как и теплотой диссипации («разогревом») за счет вязкого трения).</p>	
4.15	Теплоотдача при ламинарном пограничном слое.	<p>При расчетах теплоотдачи используют закон Ньютона-Рихмана, согласно которому тепловой поток Q пропорционален поверхности теплообмена F и разности температур стенки и жидкости:</p> <p>при $(t_c > t_{жс})$ $Q = \alpha(t_c - t_{жс})F$, Вт,</p> <p>при $(t_c < t_{жс})$ $Q = \alpha(t_{жс} - t_c)F$, Вт.</p> <p>Величина α является, по своей сути, коэффициентом пропорциональности, который учитывает имеющуюся специфику происходящих процессов и называется коэффициентом теплоотдачи. Основная и наиболее сложная задача инженерных расчетов теплопередачи состоит в правильном расчете значения α. Для этого необходимо корректно подобрать расчетную зависимость, если она имеется, а при отсутствии таковой - провести экспериментальные исследования.</p> <p>Коэффициент теплоотдачи соответствует тепловому потоку, отдаваемому (получаемому) единицей поверхности при разности температур между поверхностью и жидкостью, равной одному градусу:</p> $\alpha = \frac{Q}{F(t_c - t_{жс})} \quad \text{или} \quad \alpha = \frac{Q}{F(t_{жс} - t_c)}, \quad \text{Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$ <p>В общем случае коэффициент теплоотдачи может изменяться вдоль поверхности теплообмена, и поэтому различают <i>средний</i> по поверхности коэффициент теплоотдачи и <i>местный (локальный)</i> коэффициент теплоотдачи, соответствующий единичному элементу поверхности.</p> <p>Процесс теплоотдачи является сложным процессом, а коэффициент теплоотдачи является сложной функцией различных величин, характеризующих этот процесс. В общем случае коэффициент теплоотдачи является функцией формы Φ, размеров l_1, l_2, \dots, температуры поверхности нагрева t_c скорости жидкости w, ее температуры $t_{жс}$, теплофизических свойств жидкости S и других факторов:</p> $\alpha = f(w, t_c, t_{жс}, S, \Phi, l_1, l_2, \dots)$ <p>Процессы теплоотдачи неразрывно связаны с условиями движения жидкости. Как известно, имеются два основных режима течения: ламинарный и турбулентный. При ламинарном режиме течение имеет «слоистый» характер без поперечных пульсаций и перемешивания. При турбулентном режиме течение носит вихревой неупорядоченный характер. При этом име-</p>	

ют место поперечные пульсации и перемешивание потока, способствующие переносу частиц жидкости к стенке и наоборот, что улучшает теплоотдачу.

О режиме течения можно судить по числу Рейнольдса, которое в общем случае определяется

$$Re = w \cdot d / \nu$$

Переход ламинарного режима в турбулентный происходит при критическом значении этого числа $Re_{кр}$.

Так например, при движении жидкости в трубах

$$Re_{кр} = w_{кр} \cdot d / \nu = 2 \cdot 10^3 + 10^4$$

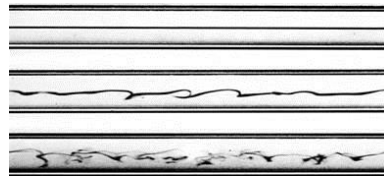


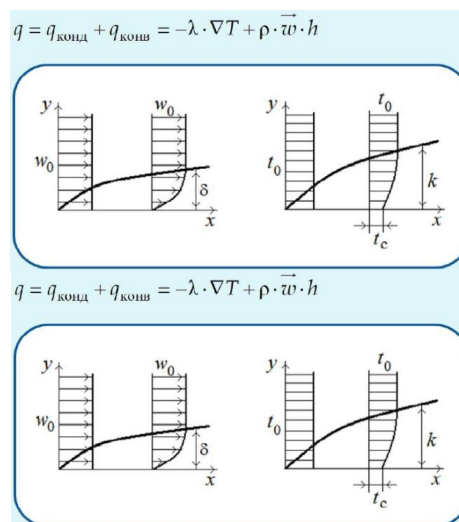
Рисунок 2.5 – Фотографии визуализации движения жидкости в трубе при ламинарном (а), переходном (б) и турбулентном (в) режимах

В качестве теплоносителей применяются самые разнообразные вещества — воздух, газы, вода, масла, бензол, нефть, бензин, спирты, расплавленные металлы и различные специальные смеси. В зависимости от рода и физических свойств этих веществ теплоотдача протекает различно. Для каждого теплоносителя физические свойства имеют определенные значения и, как правило, являются функцией температуры, а некоторые — и давления.

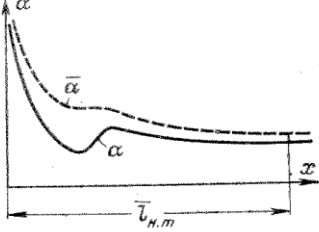
Основными теплофизическими свойствами теплоносителей, используемыми при описании теплоотдачи являются: коэффициент теплопроводности λ , удельная теплоемкость c_p (изобарная) и c_v (изохорная), плотность вещества ρ , коэффициент температуропроводности $\alpha = \lambda / (\rho c_p)$, коэффициент вязкости μ (динамической) и ν (кинематической), температурный коэффициент объемного расширения β . Для газов температурный коэффициент объемного расширения определяется как $\beta = 1/T$.

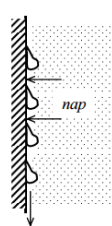
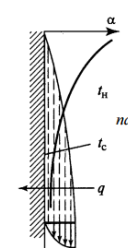
4.16 Соотношение толщин гидродинамического и теплового пограничных слоёв.

Гидродинамический пограничный слой – слой заторможенной жидкости у поверхности обтекаемой жидкости. Толщина гидродинамического слоя это такое расстояние на котором скорость будет отличаться от скорости потока на малую величину $z \cdot V \cdot 1\%$



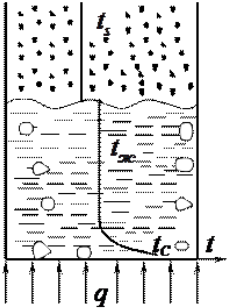
Тепловой пограничный слой - это слой жидкости у стенки, в пределах которого температура изменяется от значения равного температуре стенки до значения равного температуре вдали от тела. Чем больше вязкость, тем больше толщина (δ), чем больше теплопроводность (α), тем больше k . Отношение k к толщине (δ) зависит от отношения вязкости (ν) к теплопроводности

4.17	Влияние переменных физических параметров на теплопередачу. Расчёт теплоотдачи при турбулентном слое на основе гидродинамической теории теплообмена.	<p>сти (α). При $Pr > 1, \delta > k$. При $Pr < 1, k > \delta$. Отношение $k/\delta = Pr^{-1/3}$</p> <p>Гидродинамический начальный участок может образовываться и при турбулентном течении при $Re_{жcd} \geq 10^4$. На входе в трубу образуется ламинарный пограничный слой. При достижении потока участка трубы $x_{кр2}$ ламинарный пограничный слой переходит в турбулентный.</p> <p>При $Re_{жcd} \geq 5 \cdot 10^4$ турбулентный пограничный слой образуется с самого начала трубы. Окончательное смыкание турбулентного пограничного слоя происходит при $l_{инт} \approx 15d$. Изменение среднего и локального коэффициентов теплоотдачи по длине трубы при переходе ламинарного пограничного слоя в турбулентный показано на рисунке 1. Из рис. 2б видно, что распределение скорости потока при этом режиме отличается от параболического. Основное падение скорости (и температуры) происходит у стенки трубы - по толщине тонкого вязкого подслоя δ_n. В турбулентном ядре потока скорость и температура изменяются мало, поэтому влияние переменной вязкости и свободного движения на характер вынужденного движения невелико, и в уравнении подобия (1) отсутствует число Грасгофа.</p> $Nu_{жcd} = 0,021 Re_{жcd}^{0,80} Pr_{жс}^{0,43} (Pr_{жс}/Pr_{см})^{0,25} \cdot \varepsilon_l \cdot (1)$ <p>Из уравнения (1) видно, что коэффициент теплоотдачи α при турбулентном режиме зависит от ρ и в большей степени, чем при ламинарном $\alpha \sim (\cdot)^{0,8}$, на слабо влияет диаметр труб $\sim d^{-0,2}$.</p> <p>Множитель в скобках $(Pr_{жс}/Pr_{см})^{0,25}$ имеет тот же смысл, что и при естественной конвекции. Для газов $Pr = const$, и $(Pr_{жс}/Pr_{см}) = 1$, поэтому формула (1) упрощается $Nu_{жcd} = 0,018 Re_{жcd}^{0,80}$.</p>	
5. Теплообмен при фазовых превращениях			
5.1	Условия необходимые для конденсации пара. Плёночная и капельная конденсация. Коэффициент конденсации.	<p>Конденсация представляет собой процесс перехода пара (газа) в жидкое или твердое состояние (фазовый переход первого рода). На практике пар конденсируется на охлаждаемых трубах в конденсаторах паровых турбин, в некоторых опреснительных установках и многочисленных теплообменных аппаратах; образование жидких и кристаллических частиц воды происходит в облаках или инверсионном следе за самолетом. При конденсации пара происходит выделение тепла фазового перехода, поэтому процесс конденсации неразрывно связан с теплообменом.</p> <p>Конденсация возможна только при докритических состояниях газа (пара) и может быть осуществлена путем его охлаждения или в результате такого сжатия, чтобы при достигнутых значениях температуры и давления конденсированная фаза была термодинамически более устойчивой, чем газообразная. Если при этом температура и давление больше их значений, соответствующих тройной точке для данного вещества, то образуется жидкая конденсированная фаза, если меньше – пар переходит в твердое состояние.</p> <p>Конденсация может проходить как в объеме пара, так и на охлаждаемой поверхности теплообмена. В зависимости от условий конденсации рассматриваемый процесс имеет свои особенности и описывается различными законами. В энергетике чаще всего имеет место поверхностная конденсация паров в жидкое состояние на охлаждаемых поверхностях теплообмена. Будем полагать, что конденсирующийся пар не содержит примесей других паров или газов, т. е. является чистым. Конденсация насыщенного или перегретого пара на твердой поверхности теплообмена происходит, если температура поверхности меньше температуры насыщения при данном давлении.</p> <p>При первичном соприкосновении охлаждаемой стенки с паром поверхность тела покрывается адсорбированным мономолекулярным слоем пара, который затем уплотняется в тонкую жидкую пленку. По мере роста толщина пленки неправильно изменяется (флуктуирует), пока не достигнет некоторой критической величины, после чего дальнейшее увеличение толщины пленки происходит более или менее монотонно. Обычно образовавшаяся пленка конденсата растекается или стекает под действием силы тяжести и восполняется за счет непрерывно идущего процесса конденсации. Как показывают визуальные наблюдения и теоретические расчеты, ход процесса</p>	

		<p>конденсации может усложниться неустойчивостью пленки в некотором интервале ее толщин. При некоторой критической толщине очень тонкая пленка (~ 1 мкм) может самопроизвольно расщепиться на большое количество капелек. После своего образования капли продолжают расти, достигнув определенных размеров, скатываются под действием силы тяжести. Одновременно продолжают процесс утолщения пленки и образование новых капелек.</p> <p>Первый вид конденсации, когда жидкая конденсированная фаза образуется на поверхности теплообмена в виде сплошной устойчивой пленки, называется пленочной конденсацией, она имеет место, если конденсат смачивает данную поверхность теплообмена. Вторым видом конденсации, когда происходит образование капель, – капельной, она имеет место, если конденсат не смачивает поверхность теплообмена. Эффект смачивания или несмачивания связан с действием сил поверхностного натяжения. Как показывают наблюдения, при установившейся работе конденсационных устройств конденсат, как правило, смачивает поверхности теплообмена и в них идет пленочная конденсация пара. Капельная конденсация наблюдается при пуске теплообменного аппарата, когда на поверхности стенок имеются различные, в том числе и масляные, загрязнения; при конденсации ртутного пара. Она может быть вызвана искусственно с помощью специальных веществ, называемых лиофобизаторами (при конденсации водяного пара – гидрофобизаторами), которые наносятся на поверхность теплообмена или вводятся в пар или питательную воду.</p> <p>При капельной конденсации водяного пара теплоотдача в 5–10 раз больше, чем при пленочной, так как пленка конденсата обладает большим термическим сопротивлением передаче освобождающегося тепла фазового перехода от поверхности конденсации к стенке. При капельной конденсации в силу разрыва пленки это термическое сопротивление гораздо меньше.</p>	
5.2	Термическое сопротивление фазового перехода.	<p>Переход вещества из газообразного состояния в жидкое называют конденсацией. Различают конденсацию в объеме пара или парогазовой смеси и конденсацию на поверхности твердого тела или жидкости, с которыми пар находится в контакте. Чаще на практике встречается поверхностная конденсация – в конденсаторах паровых турбин, в опреснителях при получении питьевой воды из морей и океанов, в теплообменниках холодильных установок и в других устройствах. Конденсация пара всегда связана с отводом теплоты через поверхность конденсации и с одновременным отводом образующегося вещества – конденсата. Конденсация может происходить только при условии, что температура и давление пара ниже температуры и давления критической точки.</p>	
5.3	<p>Конденсация сухого насыщенного пара на вертикальных стенках; ламинарное и турбулентное течение пленки; теоретический расчет теплоотдачи при ламинарном течении пленки; расчет средней теплоотдачи при наличии на поверхности ламинарной и турбулентной пленки.</p>	<p>Если насыщенный или перегретый пар соприкасается со стенкой, температура которой ниже температуры насыщения при данном давлении, то вследствие теплообмена пар охлаждается и конденсируется. Конденсат в виде пленки или капель оседает на поверхности и стекает вниз. В зависимости от состояния поверхности различают два вида конденсации: капельную и пленочную. Если поверхность конденсатора не смачивается жидкостью (покрыта каким-либо жиром, керосином, нефтяным продуктом и др.) и конденсат осажается в виде отдельных капелек, то происходит капельная конденсация (рис. 1). На полностью смачиваемой поверхности конденсатора конденсирующийся насыщенный пар образует сплошную пленку определенной толщины, поэтому такая конденсация называется пленочной (рис. 2).</p> <div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;"> <div style="text-align: center;">  <p>Рисунок 1 - Капельная конденсация пара на вертикальной поверхности</p> </div> <div style="text-align: center;">  <p>Рисунок 2 - Изменение коэффициента α по высоте пластины при пленочной конденсации</p> </div> </div>	

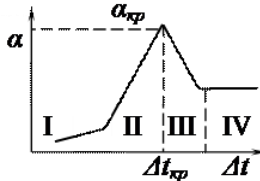
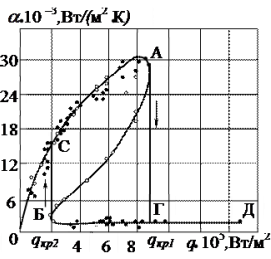
		<p>Для водяного пара капельная конденсация – явление случайное, неустойчивое и кратковременное. Она отличается интенсивным теплообменом, и коэффициент теплоотдачи при капельной конденсации в 15–20 раз выше, чем при пленочной. Объясняется это явление тем, что конденсирующийся пар находится в непосредственном соприкосновении с холодной поверхностью. Обычно в теплообменных аппаратах, работающих на чистом водяном паре, наблюдается пленочная конденсация. В верхней части вертикальной стенки или трубы пленка стекает с малыми скоростями и движение пленки ламинарное. По мере стекания конденсата по высоте h количество конденсата увеличивается, соответственно возрастает толщина пленки δ и средняя по толщине скорость течения конденсата. При значениях числа $Re \geq 400$ ламинарное течение пленки переходит в турбулентное. При пленочной конденсации теплота пара передается поверхности пленки конденсата, а пленка передает теплоту стенке. Пленка конденсата представляет собой значительное термическое сопротивление, и чем она толще, тем меньше теплоотдача. Рассмотрим теплоотдачу при пленочной конденсации в случае ламинарного движения пленки конденсата. В данном процессе перенос теплоты через пленку осуществляется только теплопроводностью. Пусть поверхность пленки конденсата, обращенная к пару, имеет температуру t_n (температуру насыщения), а поверхность пленки конденсата, соприкасающаяся со стенкой, имеет температуру t_c. Тогда при коэффициенте теплопроводности конденсата λ, Вт/(м·°C), и толщине пленки δ, м, поверхностная плотность теплового потока q, Вт/м², равна $q = \lambda(t_n - t_c)/\delta$.</p> <p>Кроме того, из закона Ньютона–Рихмана известно, что при коэффициенте теплоотдачи α, Вт/(м²·°C), поверхностная плотность теплового потока q, Вт/м², равна $q = \alpha(t_n - t_c)$.</p> <p>Из уравнений следует, что $\alpha = \lambda / \delta$, т. е. коэффициент теплоотдачи зависит от толщины слоя конденсата, стекающего по стенке вниз, и чем толще слой, тем меньше теплоотдача. На коэффициент теплоотдачи также оказывает влияние направление движения пара. Движение пара вдоль вертикальной стенки вниз увеличивает скорость течения пленки, уменьшает ее толщину и увеличивает коэффициент теплоотдачи. При противоположном движении пара и пленки наблюдается обратный эффект. Большое влияние на интенсивность теплоотдачи при конденсации оказывает содержание газов в паре. Скапливаясь у теплоотдающих или тепловоспринимающих поверхностей, газы резко уменьшают коэффициент теплоотдачи (за счет малого значения их теплопроводности). Так, наличие в паре 2 % воздуха уменьшает α примерно в три раза. Поэтому в теплообменниках с двухфазной средой предусматривают отсос газов и продувку застойных зон.</p> <p>Масса конденсата m, кг/(с·м²), образующаяся на 1 м² поверхности, определяется по формуле</p> $m = \frac{q}{r} = \frac{\lambda(t_n - t_c)}{\delta r},$ <p>где r – удельная теплота парообразования, Дж/кг.</p> <p>На основании обобщения опытных данных с различными жидкостями и теоретического анализа, проведенного Нуссельтом, получены расчетные формулы. Среднее значение α, Вт/(м²·°C), для всей высоты стенки h, м, определяют по формуле</p> $\alpha = 0,943 \cdot \sqrt[4]{\frac{r \rho^2 g \lambda^3}{\mu(t_n - t_c) h}},$ <p>где ρ – плотность жидкости, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с²; μ – коэффициент динамической вязкости, Па·с.</p> <p>Данная формула пригодна не только для плоскости, но и для вертикальных труб и цилиндров.</p>	
5.4	Влияние на скорость конденсации пара наличия неконденсирующихся	<p>Значительное влияние на интенсивность процесса теплоотдачи может оказать наличие в паре неконденсирующихся газов, например воздуха. Пар, соприкасаясь с холодной поверхностью, конденсируется, а имеющийся в нем воздух скапливается у стенки, оказывая значительное препятствие процессу конденсации.</p> <p>Эксперименты показывают, что наличие 3 % воздуха в неподвижном паре уменьшает коэффициент теплоотдачи в 5 раз. Если пар движется со</p>	

	ся газов.	<p>скоростью, то скапливающийся у поверхности неконденсирующийся газ сдувается паром и не оказывает значительного влияния на величину коэффициента теплоотдачи.</p>	
5.5	<p>Конденсация пара внутри труб, на поверхности горизонтальных труб и трубных пучков. Теплоотдача при капельной конденсации пара. Влияние перегрева и влажности пара на коэффициент теплоотдачи.</p>	<p>Процесс теплообмена при конденсации пара внутри труб более сложный, так как ограничен стенками трубы. Трубы могут быть достаточно длинными, и в них может конденсироваться большое количество пара. Пар поступает в трубу из внешней среды и, продвигаясь вдоль трубы, конденсируется. Возникает направленное движение пара, причем скорости последнего могут быть очень велики (до 100 м/с и более). При этом силы трения на границе между паром и конденсатом могут быть значительными.</p> <p>Если направление движения пара совпадает с направлением течения конденсата под действием силы тяжести, то из-за трения течения пленки убыстряется, толщина ее уменьшается, а теплоотдача увеличивается. Если наоборот, то – уменьшается. Повышение скорости пара может привести к тому, что пленка будет увлечена паром и частично сорвана с поверхности стенки, при этом теплоотдача увеличится.</p> <p>Таким образом, при конденсации пара в трубе теплоотдача помимо факторов, рассмотренных в предыдущих случаях, может зависеть от динамического воздействия пара на пленку конденсата. Это воздействие зависит от направлений сил тяжести и сил трения. Взаимное направление этих сил определяется не только положением трубы в пространстве, но и зависит от того, входит ли пар в вертикальную (или наклонную) трубу сверху или снизу.</p> <p>В зависимости от величин сил тяжести и сил трения можно различить три основных случая: 1) силы тяжести существенно преобладают над динамическим воздействием пара, и последний можно считать практически неподвижным, как в предыдущих случаях; 2) силы тяжести и силы динамического воздействия на пленку соизмеримы; 3) динамическое воздействие пара на пленку конденсата преобладает над силами тяжести, при этом конденсат движется, увлекаемый паром, и теплоотдача практически не зависит от положения трубы в пространстве. Конденсат может заполнить всю трубу или ее часть. Течение пленки может быть как ламинарным, так и турбулентным. Величина силы трения на границе раздела фаз зависит от режима течения. Особенно сложен второй случай, когда силы тяжести и силы трения соизмеримы. В этом случае движение пленки конденсата может происходить как вдоль, так и по окружности трубы, причем режим течения на различных участках может быть разным. Все эти особенности процесса существенно затрудняют получение точных зависимостей. Для промышленной практики наиболее важны данные о конденсации движущегося пара на горизонтальных трубах. При конденсации движущегося сухого насыщенного водяного пара на одиночной горизонтальной трубе коэффициент теплоотдачи при $w_n^2 \cdot \rho'' < 1$ можно рассчитывать без учета влияния скорости движения пара на теплоотдачу, т. е. по формуле . При значениях $w_n^2 \cdot \rho'' > 1$ необходимо учитывать влияние скорости движения пара на теплоотдачу. В этом случае коэффициент теплоотдачи можно рассчитать по формуле</p> $\frac{\alpha}{\alpha_n} = 28,3 \Gamma^{0,08} Nu_n^{-0,58},$ <p>где α_n – значение коэффициента теплоотдачи для неподвижного пара, рассчитанное по формуле</p> $\Pi = \frac{w_n^2 \rho'' \alpha_n}{g \rho' \lambda}; \quad Nu_n = \frac{\alpha_n d}{\lambda};$ <p>w_n – скорость набегающего потока пара; ρ'' – плотность пара при температуре t_n; ρ' и λ – плотность и коэффициент теплопроводности конденсата при температуре t_n, соответственно. Формула применима при давлениях пара от 5 до 100 кПа, температурных напорах $\Delta t = t_n - t_c$ от 2 до 20 °С и $\Pi < 800$.</p> <p>Влияние перегрева пара</p> <p>Конденсация перегретого пара будет иметь место, если температура поверхности стенки меньше температуры насыщения. Если же $t_c > t_n$, то конденсация отсутствует и с происходит конвективный тепло обмен однофазной жидкостью (паром) и стенкой. При этом в случае конденсации перегретого пара его температура у стенки постоянно снижается и конденсиру-</p>	

		<p>ется по существу насыщенный пар. Теплота перегрева отдается поверхности конденсата обычным конвективным путем. Таким образом, перегретый пар, конденсируясь, передает конденсату теплоту фазового перехода и теплоту перегрева.</p> <p>Влияние влажности пара</p> <p>Влажность пара оказывает отрицательное влияние на интенсивность теплоотдачи при конденсации пара, т.к. влага, выпадая на стенку, утолщает конденсатную пленку. Согласно опытным данным, влиянием влажности можно пренебречь при массовой доле влаги меньше 10-20% (или, что тоже самое, при стенке сухости $x > 0,8$). В этом случае можно пользоваться зависимостями для сухого насыщенного пара. Следует заметить, что в конденсаторах паротурбинных установок обеспечивается степень сухости $x > 0,8$, т.к. в противном случае наблюдается эрозия поверхностей лопаток.</p>	
5.6	<p>Условия возникновения кипения и его механизм: перегрев жидкости и наличие центров парообразования, возникновение паровой фазы и образование паровых пузырей.</p>	<p>Кипением называется процесс парообразования, происходящий при температуре кипения (насыщения) в толще жидкости. При этом поглощается теплота фазового перехода, вследствие чего для поддержания процесса необходимо непрерывно подводить тепло, т.е. кипение связано с теплообменом. При кипении паровая фаза образуется в виде пузырей. В нагретой не кипящей жидкости в отсутствие вынужденного течения теплота через пограничный слой передается свободной конвекцией и теплопроводностью. При кипении перенос массы вещества и теплоты из пограничного слоя в объем жидкости осуществляется еще и паровыми пузырьками, которые, всплывая, вызывают интенсивное перемешивание жидкости и турбулизацию пограничного слоя. Поскольку обычно подвод теплоты осуществляется через поверхность теплообмена, то и пузыри возникают на этой поверхности. Если поверхность погружена в большой объем жидкости, вынужденное движение которой отсутствует, то такой процесс называют кипением в большом объеме. В теплоэнергетике чаще всего встречаются процессы кипения на поверхности нагрева (поверхности труб, стенки котлов и т.п.).</p> <p>Режимы кипения. Различают два режима кипения: пузырьковый режим, когда пар образуется на поверхности в виде отдельных периодически зарождающихся пузырьков, и пленочный режим кипения, когда количество пузырьков у поверхности становится настолько большое, что они сливаются в единую паровую пленку, через которую теплота от нагретой поверхности передается в объем жидкости теплопроводностью. Поскольку коэффициент теплопроводности пара примерно в 30 раз меньше такового для воды, то термическое сопротивление теплопроводности через паровую пленку резко возрастает, что может привести к пережогу поверхности теплообмена. Поэтому этот режим в теплоэнергетических установках не допускается.</p> <p>Условия, необходимые для возникновения процесса кипения. Для возникновения кипения необходимо и достаточно два условия: наличие перегрева жидкости относительно температуры насыщения при давлении жидкости и наличие центров парообразования, в качестве которых могут выступать различные включения в жидкости (твердые частицы и пузырьки газов), а также углубления и впадины на поверхности теплообмена, что связано с шероховатостью.</p> <p>Пусть жидкость находится в сосуде с обогреваемым дном. Если жидкость кипит, то температура пара над жидкостью равна t_s. Температура в самой жидкости $t_{ж}$ всегда несколько больше t_s. По мере приближения к обогреваемому дну температура $t_{ж}$ практически не изменяется. Лишь в непосредственной близости от дна происходит ее резкое увеличение до t_c.</p> <p>Из рисунка следует, что наибольший перегрев ($t_c - t_s$) наблюдается у поверхности теплообмена, но здесь же находятся центры парообразования в виде шероховатости. Этим и объясняется, почему пузыри образуются именно на поверхности теплообмена.</p> <p>Для того чтобы пузырек развивался, т.е. увеличивался в объеме за счет испарения жидкости с поверхности пузырька во внутрь него, давление пара в нем должно быть больше давления, обусловленного окружающей жидкостью и силой поверхностного натяжения.</p> <p>Давление и температура насыщения связаны жесткой зависимостью:</p>	

		<p>чем больше давление, тем выше температура насыщения. Отсюда становится понятно, почему одним из условий возникновения кипения (образования пузырьков пара) является перегрев жидкости. Объем пузырька увеличивается до тех пор, пока подъемная сила, стремящаяся оторвать его, не будет больше сил, удерживающих его на поверхности. Размер пузырька в момент его отрыва характеризуется отрывным диаметром. Оторвавшийся пузырь перемещается кверху, продолжая увеличиваться в объеме. На поверхности раздела жидкость – пар пузырек лопаются.</p> <p>Поскольку пузыри возникают, растут и отрываются на поверхности теплообмена, то они тем самым разрушают пограничный слой, который является основным термическим сопротивлением. Поэтому теплоотдача при кипении является высокоинтенсивным процессом. Для воды, например, коэффициент α достигает $(10 \dots 40) \cdot 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$.</p> <p>В процессе кипения поверхность теплообмена контактирует частично с паровой, частично с жидкой фазой. Но $\lambda_{\text{ж}} \gg \lambda_{\text{пара}}$, поэтому теплота в основном передается жидкой среде, т.е. идет на ее перегрев, и лишь затем перегретая жидкость испаряется с поверхности пузырей во внутрь их.</p>	
5.7	<p>Влияние смачиваемости стенки жидкостью. Рост, отрыв и движение пузырей пара. Минимальный радиус центра парообразования, изменение диаметра пузыря во времени, отрывной диаметр.</p>	<p>Интенсивность процесса роста пузырей определяется тепловой нагрузкой q_s и давлением насыщения p_s. Время роста парового пузыря τ_p ограничено достижением $R(\tau)$ величины отрывного радиуса R_0. Величину R_0 можно оценить рассматривая схему сил, действующих на пузырь в момент отрыва (рис. 16.1). Приравнявая в состоянии равновесия проекции сил тяжести, поверхностного натяжения и архимедову:</p> $4\pi R_0^3 (\rho' - \rho'')/3 = 2 f(\theta) \pi \sigma R_0$ <p>имеем формулу Телетова, определяющую размер R_0:</p> $R_0 = [1,5 f(\theta) \sigma / g(\rho' - \rho'')]^{1/2}$ <p>где $f(\theta) \approx 0,04$ – функция угла смачивания θ, определяемая опытным путем. При сопоставлении формул время роста пузыря оценивается:</p> $\tau_p = 12 f(\theta) \sigma (\rho'')^2 / g \lambda' \Delta T \rho' (\rho' - \rho'')$ <p>В момент отрыва паровой пузырь приобретает грушевидную форму, а реальный процесс отрыва пузыря заключается в потере устойчивости поверхности раздела. В результате за короткое время растущий пузырь оказывается отделенным от греющей поверхности слоем жидкости, толщина которого сопоставима с R_0, а в углублении остается некоторый объем пара, выполняющий функции зародыша для последующего пузыря. Расчет параметров этого существенно нестационарного процесса весьма сложен.</p>	
5.8	<p>Теплообмен между стенкой и жидкой фазой. Между жидкой и паровой фазой.</p>	<p>Процесс теплообмена между жидкостью и стенкой, которую эта жидкость омывает, называется конвективным теплообменом, или процессом теплоотдачи. Процесс теплоотдачи предполагает, что теплота передается одновременно путем теплопроводности и конвекции, и поэтому такой вид теплообмена представляет собой сложный процесс, зависящий от большего числа факторов по сравнению с процессом чистой теплопроводности.</p> <p>Конвективный теплообмен характерен для большинства процессов тепловой обработки строительных материалов и изделий, связанных с прохождением газов через слой материала, через садку изделий, над уровнями жидкостей при сушке и т. д.</p> <p>За счет выталкивания паровыми фрагментами перегретой жидкости из пристенного слоя и «организации» подтекания к стенке более холодной жидкости (ячеистая циркуляция кипящей жидкости), переноса тепла от стенки паровыми пузырьками и турбулизации ими жидкости в пристенном слое обеспечивается высокая интенсивность теплоотдачи при пузырьковом кипении жидкости.</p>	

<p>5.9</p>	<p>Зависимость коэффициента теплоотдачи и плотности теплового потока от температурного напора при кипении в большом объеме для области пузырьчатого кипения.</p>	<p>Хотя процесс кипения зависит от большого количества факторов, качественная зависимость коэффициента теплоотдачи и плотности теплового потока от температурного напора остается идентичной в большом диапазоне условий. На рис. эта зависимость приведена для воды при давлении 1 бар. При низком температурном напоре (область 1) наблюдается слабое кипение. В этой области теплоотдача осуществляется в основном за счет конвекции однофазной жидкости. Коэффициент теплоотдачи здесь является степенной функцией температуры $n \propto t^n$ с $n = 0-1/3$. При увеличении температурного напора на поверхности усиливается парообразование: благодаря увеличению перегрева жидкости начинают действовать новые центры парообразования. Отрывающиеся от поверхности и всплывающие пузырьки активно перемешивают пристенный слой жидкости, что увеличивает коэффициент теплоотдачи. По мере развития кипения теплоотдача начинает осуществляться именно за счет парообразования, что соответствует области развитого пузырькового кипения 2. В этой области коэффициент теплоотдачи растет гораздо быстрее, $\alpha \propto t^n$ с $n = 2$. При повышении температурного напора рост парообразования приводит к образованию возле поверхности нагрева области повышенного паросодержания; при больших тепловых потоках наблюдается практически сплошной пристенный слой пара, при этом на поверхности сохраняется тонкая пленка перегретой жидкости. В этом режиме наблюдается максимальное значение коэффициента теплоотдачи. На пристенной границе пленки температура равна температуре стенки, а на внешней границе происходит интенсивное испарение и температура равна температуре пара. Толщина пленки для воды при атмосферном давлении составляет порядка $d \sim 10$ мкм, таким образом, характерное значение коэффициента теплоотдачи здесь $\alpha = \lambda/d \sim 10^4$ Вт/(м·°С). Рост теплового потока продолжается до того, как температурный напор достигнет значения, называемого первым критическим ($\Delta t = \Delta t_{кр1}$), а поток тепла, соответственно, значения $q = q_{кр1}$.</p> <p>При дальнейшем повышении температурного напора на поверхности начинают образовываться так называемые «сухие пятна» – области, не смачиваемые жидкостью. Смачивание сухих пятен предотвращается интенсивным выделением пара при контакте жидкости с поверхностью, в результате которого на жидкость начинает действовать отталкивающая сила. На сухих пятнах тепловой поток на 2 порядка ниже, чем на смоченных участках, поэтому по мере того, как температурный напор увеличивается и область сухих пятен растет, средний тепловой поток снижается. Этот режим кипения носит название переходного (область 3 на рис.). Смачивание поверхности полностью исчезает при величине температурного напора, называемого вторым критическим ($\Delta t = \Delta t_{кр2}$). Отсутствие смачивания жидкостью нагретого твердого тела в результате интенсивного парообразования носит название эффекта Лейденфроста, а минимальная температура поверхности, при которой наблюдается этот эффект, называется температурой Лейденфроста. Таким образом, второй критический температурный напор равен разности температуры Лейденфроста и температуры кипения жидкости. С момента полного прекращения смачивания кипение переходит в режим пленочного (область 4 на рис.). В пленочном режиме жидкость отделена от поверхности устойчивой пленкой пара. Перенос тепла через пленку осуществляется за счет теплопроводности и конвекции, а при больших температурных напорах – излучения. Образование и отрыв пузырьков пара в этом режиме происходит не на стенке, а на внешней границе паровой пленки. Коэффициент теплоотдачи в этом режиме зависит от температурного напора достаточно слабо, вплоть до температур порядка 1000 К, начиная с которых преобладающим становится теплообмен излучением, для которого $\alpha \sim T_{ст}^3$. При увеличении или уменьшении температурного напора плотность теплового потока последовательно проходит в обоих направлениях все точки графика зависимости теплового потока от температурного напора (см. рис.). Таким образом, если постепенно снижать температурный напор, кипение из пленочного перейдет в режим переходного, далее – пузырькового.</p>	
------------	--	---	--

5.10	<p>Пленочный режим. Первая и вторая критические плотности теплового потока. Изменение теплоотдачи и температуры стенки при пленочном режиме кипения.</p>	<p>Пленочное кипение наблюдается при закалке металлов в жидкой среде, в ряде быстродействующих перегонных аппаратов, при кипении криогенных жидкостей. Пленочный режим кипения имеет место при охлаждении жидкостью ракетных двигателей на химическом топливе и атомных ракетных двигателей. При высоких давлениях абсолютная величина коэффициента теплоотдачи при пленочном кипении становится значительной, поэтому пережога котельной трубы не происходит, хотя температурный напор между стенкой и жидкостью заметно повышается. Это делает допустимым использование процессов теплообмена с пленочным кипением также в некоторых парогенерирующих устройствах. На теплоотдачу при пленочном кипении влияют давление, физические свойства жидкости, а также лучистый теплообмен между поверхностью теплообмена и жидкостью через паровую пленку. Обе формы переноса тепла – теплопроводностью и излучением – не являются независимыми друг от друга. Взаимное влияние обоих процессов проявляется в том, что пар, образующийся благодаря излучению, приводит к утолщению паровой пленки и соответствующему уменьшению интенсивности переноса тепла за счет теплопроводности. При пленочном кипении насыщенной жидкости тепловой поток, отводимый от поверхности нагрева, расходуется не только на испарение слоев жидкости, расположенных на границе паровой пленки. Часть отводимого тепла идет также на перегрев пара в пленке, так как средняя температура пара внутри пленки всегда выше, чем температура насыщения.</p>		
5.11	<p>Зависимость коэффициента теплоотдачи от давления, свойств жидкости, состояния твердой поверхности и других факторов при кипении в большом объеме.</p>	<p>В процессе кипения поверхность теплообмена контактирует частично с паровой, частично с жидкой фазой.</p> <p>Но $\lambda_{ж} \gg \lambda_{пара}$, в связи с этим теплота в основном передается жидкой среде, т.е. идет на ее перегрев, и лишь затем перегретая жидкость испаряется с поверхности пузырей во внутрь их.</p> <p>На рисунке приведена зависимость коэффициента α от $\Delta t = t_c - t_s$ (перегрева жидкости).</p> <p>Можно выделить следующие области кипения. При небольших температурных напорах Δt теплоотдача определяется в основном условиями свободной конвекции, так как количество образующихся пузырей невелико и они не оказывают существенного воздействия на пограничный слой - это область конвективного кипения I. В этой области коэффициент теплоотдачи пропорционален $\Delta t^{1/3}$. С ростом перегрева жидкости все меньшая шероховатость может служить центрами парообразования, а это приводит к увеличению их числа, и, кроме того, увеличивается частота отрыва пузырей в каждом центре парообразования. Это вызывает усиление циркуляции в пограничном слое, вследствие чего теплоотдача резко возрастает. Наступает развитый пузырьковый режим кипения (область II). α пропорционален Δt^2.</p> <p>С дальнейшим ростом температурного напора (Δt) число пузырей становится настолько большим, что они начинают сливаться, благодаря чему все большая часть поверхности будет соприкасаться с паровой фазой, теплопроводность которой ниже, чем жидкости. По этой причине теплоотдача, достигнув максимума, начнет снижаться (переходный режим III) до тех пор, пока не образуется сплошная паровая пленка, отделяющая жидкость от поверхности нагрева. Такой режим кипения принято называть пленочным (область IV). В последнем случае коэффициент α практически не зависит от Δt.</p> <p>На рисунке представлена экспериментально полученная зависимость коэффициента теплоотдачи от плотности теплового потока при кипении воды в большом объеме в условиях свободной конвекции.</p> <p>Из рисунка следует, что с увеличением плотности теплового потока коэффициент теплоотдачи возрастает (участок O – A). Этот участок соответствует пузырьковому режиму кипения. При достижении плотности теплового потока $q_{кр1} = 8,3 \cdot 10^5$ Вт/м² коэффициент теплоотдачи резко уменьшается (линия A – Г) – пузырьковый режим сменяется пленочным. Участок Г – Д соответствует пленочному режиму. Явление перехода пузырькового режима</p>	 	

		<p>кипения в пленочный называют первым кризисом кипения ($q_{кр1}$). При переходе от пузырькового режима к пленочному значительно возрастает перепад температур Δt. Обратный переход от пленочного к пузырьковому кипению происходит при плотности теплового потока $q_{кр2}=2 \cdot 10^5$ Вт/м² (линия Б – С), который примерно в 4 раза меньше $q_{кр1}$. Явление перехода от пленочного кипения к пузырьковому называют вторым кризисом кипения ($q_{кр2}$). Участок кривой А – Б характеризует переходный режим, здесь могут сосуществовать одновременно и пузырьковый и пленочный режимы на различных частях поверхности нагрева.</p> <p>Расчетные формулы. Чаще всего на практике реализуется пузырьковый режим кипения. Расчет теплоотдачи при этом режиме можно проводить с помощью эмпирических уравнений, так как, несмотря на многочисленность факторов, влияющих на процесс, α в конечном счете зависит от физических свойств жидкости (последние связаны с давлением насыщения P_s) и плотности теплового потока q (или Δt).</p> <p>Для воды при давлении насыщения $P_s = 1 \dots 40$ бар [8]:</p> $\alpha = 3,14 q^{0,7} P_s^{0,15}, \text{ или}$ $\alpha = 45,4 \Delta t^{2,33} P_s^{0,5}, \text{ или}$ $\alpha = \frac{3,4 P_s}{1 - 0,0045 P_s} q^{2/3}.$ <p>Последняя формула получена при $P_s = 1 \dots 200$ бар.</p> <p>Приведенные формулы являются размерными, в связи с этим, чтобы получить значение коэффициента теплоотдачи [Вт/(м²×К)], крайне важно подставлять P_s, бар; q, Вт/м².</p>	
5.12	Расчётные зависимости для коэффициента теплоотдачи в условиях свободного движения.	<p>Свободное движение возникает в связи с изменением плотности жидкости в результате нагревания. Свободная конвекция имеет место у нагретых стен печей, трубопроводов, у батарей центрального отопления, в холодильниках при охлаждении продуктов и др. Свободный теплообмен возникает в неравномерно нагретом газе или жидкости, находящихся как в ограниченном, так и в неограниченном пространстве. Если тело имеет более высокую температуру, чем окружающая среда, то слои жидкости, нагреваясь от тела, становятся легче и под действием возникающей подъемной силы поднимаются вверх, а на их место поступают из окружающего пространства более холодные слои.</p>	
5.13	Теплообмен при кипении жидкости в трубах: характер движения парожидкостной смеси в горизонтальных и вертикальных трубах.	<p><i>Кипением</i> называется парообразование, характеризующееся возникновением новых свободных поверхностей раздела жидкой и паровой фаз внутри жидкости, нагретой выше температуры насыщения.</p> <p>Характерной особенностью процесса кипения является образование пузырьков пара. Различают кипение жидкости <i>поверхностное</i> и <i>объемное</i>.</p> <p>Поверхностное кипение возникает тогда, когда температура жидкости выше температуры насыщения при данном давлении, а температура поверхности теплообмена выше температуры кипящей жидкости. Образование пузырьков пара происходит непосредственно на поверхности теплообмена.</p> <p>Объемное кипение может происходить при значительном перегреве жидкости относительно температуры насыщения при данном давлении. Пузырьки пара возникают во всем объеме.</p> <p>Наиболее распространено поверхностное кипение.</p> <p>Как показывают наблюдения, пузырьки пара зарождаются только на обогреваемой поверхности в перегретом пограничном слое жидкости и только в отдельных точках этой поверхности, называемых <i>центрами парообразования</i>, которыми являются неровности самой стенки, частицы накипи и выделяющиеся из жидкости пузырьки газа. Количество образующихся пузырьков пара будет тем больше, чем больше центров парообразования, чем больше перегрет пограничный слой, чем больше температурный напор или чем больше тепловая нагрузка поверхности нагрева.</p> <p>При достижении определенных размеров пузырьки пара отрываются от поверхности и всплывают вверх, а на их месте возникают новые пузырьки. Величина пузырьков пара в значительной степени зависит от смачивающей способности жидкости. Если жидкость хорошо смачивает поверхность теплообмена, то пузырек пара легко отрывается. Если кипящая жидкость не смачивает поверхность, то пузырек пара имеет толстую ножку, и отрывается</p>	

		<p>только часть пузырька, а ножка остается на поверхности.</p> <p>Рост пузырьков до отрыва от обогреваемой поверхности и движение их после отрыва вызывают интенсивную циркуляцию и перемешивание жидкости в пограничном слое, вследствие чего резко возрастает интенсивность теплоотдачи от поверхности к жидкости. Такой режим называется <i>пузырьковым кипением</i>.</p> <p>С возрастанием температурного напора или с увеличением плотности теплового потока число центров парообразования непрерывно увеличивается и, наконец, их становится так много, что отдельные пузырьки пара сливаются в сплошной паровой слой, который периодически в некоторых местах разрывается, и образовавшийся пар прорывается в объем кипящей жидкости. Такой режим кипения называется <i>пленочным</i>. Сплошной паровой слой ввиду малой теплопроводности пара представляет большое термическое сопротивление. Теплоотдача от стенки к жидкости резко падает, а температурный напор значительно возрастает. Коэффициент теплоотдачи при этом снижается и если количество передаваемой теплоты q остается неизменным, то, как следует из уравнения $q = a(t_c - t_{ж})$, при постоянной температуре жидкости должно произойти значительное увеличение температуры стенки t_c. Увеличение температуры поверхности может привести к пережогу стенки и к аварии аппарата.</p>	
5.14	Механизм пленочного кипения, расчётные зависимости.	<p>Схема пленочного кипения показана на рис. Из рисунка видно, что наблюдается</p> <p>К расчету пленочного кипения аналогия процессов конденсации и пленочного кипения. Поэтому формулы для расчета коэффициента теплоотдачи при пленочном кипении имеют вид:</p> <p>— кипение на вертикальной поверхности</p> $\alpha = 0,943 \cdot 4 \sqrt{\frac{g \cdot r \cdot \rho_{п} \cdot (\rho_{ж} - \rho_{п}) \cdot \lambda_{п}^3}{\mu_{п} \cdot \Delta T \cdot H}}$ <p>— кипение на горизонтальной трубе</p> $\alpha = 0,728 \cdot 4 \sqrt{\frac{g \cdot r \cdot \rho_{п} \cdot (\rho_{ж} - \rho_{п}) \cdot \lambda_{п}^3}{\mu_{п} \cdot \Delta T \cdot d_{тр}}}$ <p>где $\rho_{п}$, $\lambda_{п}$ и $\mu_{п}$ плотность, коэффициент теплопроводности и динамический коэффициент вязкости пара; $\rho_{ж}$ – плотность жидкости; r – скрытая теплота парообразования.</p> <p>В качестве определяющей температуры в формулах принята температура насыщения при данном давлении.</p>	
6. Теплообмен излучением			
6.1	Физика процесса передачи тепла электромагнитным излучением.	<p>Процессы лучистого теплообмена получили широкое распространение в различных областях техники, в частности в теплотехнике, ядерной энергетике, ракетной технике, металлургии, сушильной технике, химической технологии, светотехнике и др.</p> <p>Тепловое излучение представляет собой процесс распространения внутренней энергии излучающего тела путем электромагнитных волн. Электромагнитными волнами называют электромагнитные возмущения, исходящие от излучающего тела и распространяющиеся в вакууме со скоростью света, равной $3 \cdot 10^8$ м/с. При поглощении электромагнитных волн какими-либо другими телами они вновь превращаются в тепловую энергию. Возбудителями электромагнитных волн являются заряженные материальные частицы, т.е. электроны и ионы, входящие в состав вещества. При этом колебания ионов соответствуют излучению низкой частоты; излучение, обусловленное движением электронов может, иметь высокую частоту, если они входят в состав атомов и молекул и удерживаются</p>	
6.2	Основные понятия:	<p>Q – интегральный или полный лучистый поток – суммарное излучение с поверхности твердого тела в единицу времени по всем направлениям полу-</p>	

	<p>поток излучения, поверхностная и спектральная плотность потока излучения, интенсивность (яркость) излучения, взаимодействие тела с излучением (поглощение, отражение, пропускание), абсолютно чёрное и серое тело.</p>	<p>сферического пространства и по всем длинам волн.</p> <p>Q_λ – поток монохроматического, спектрального или однородного излучения – излучение с поверхности твердого тела в единицу времени, относящееся к узкому интервалу изменений длин волн от λ до $\lambda+d\lambda$.</p> <p>$E=dQ/dF$ – интегральная плотность полусферического излучения или излучательная способность тела – интегральный лучистый поток, испускаемый с единицы поверхности тела по всем направлениям полусферического пространства. Лучистый поток по всей поверхности можно выразить как $Q = \int_F E dF$. Если $E = \text{const}$, то $Q = E \cdot F$. Здесь F – полная поверхность тела.</p> <p>$J_\lambda = \frac{dE}{d\lambda}$ – спектральная интенсивность излучения – отношение плотности лучистого потока, испускаемого в бесконечно малом интервале длин волн, к величине этого интервала длин волн. В этом случае имеет место излучение энергии одного цвета с единицы поверхности по всем направлениям длиной волны.</p> <p>Угловая интенсивность или яркость излучения – количество энергии, испускаемое в определенном направлении единицей площадки, расположенной перпендикулярно направлению излучения, отнесенное к единице элементарного телесного угла: спектральная $B_\lambda = \frac{dJ_\lambda}{d\omega}$ или интегральная $B = \frac{dE}{d\omega}$.</p> <p>Собственное излучение (Q, E) определяется природой данного тела и его температурой. Обычно тело участвует в теплообмене с другими телами, энергия излучения которых, попадая на данное тело, частично им поглощается, частично отражается, а часть ее проходит сквозь тело.</p> <p>Падающее излучение ($Q_{\text{пад}}$ или $E_{\text{пад}}$) – количество лучистой энергии, падающее на данное тело.</p> <p>Поглощенная энергия – часть падающей энергии излучения, поглощенная данным телом и преобразованная им во внутреннюю энергию.</p> <p>Часть падающей энергии, которую тело отражает обратно окружающим его телам, носит название отраженного излучения.</p> <p>Часть падающей энергии излучения, проходящая сквозь тело, называется пропускательным излучением.</p> <p>Лучистый теплообмен – это совокупные процессы взаимного испускания, поглощения, отражения и пропускания энергии излучения в системах различных тел, причем эти тела могут иметь одинаковую температуру.</p>	
6.3	<p>Законы излучения абсолютно чёрного тела: закон Планка, закон Вина, закон Стефана – Больцмана. Степень черноты серого тела.</p>	<p>Используя статистические методы и гипотезу о квантовом характере теплового излучения, Планк вывел формулу для спектральной плотности потока излучения абсолютно черного тела</p> $J_\lambda = \frac{c_1}{\lambda^5} \left(\exp\left(\frac{c_2}{\lambda T}\right) - 1 \right)^{-1}.$ <p>Здесь $c_1 = 0,374 \cdot 10^{-15} \text{ Вт} \cdot \text{м}^2$ – первая постоянная Планка; $c_2 = 1,4388 \cdot 10^{-2} \text{ м} \cdot \text{К}$ – вторая постоянная Планка; λ – длина волны, м; T – абсолютная температура, К.</p> <p>Если $h\nu \gg kT$, или $\lambda T \gg c_2$, то в знаменателе формулы можно пренебречь единицей, тогда получим второй предельный случай – закон Вина:</p> $J_\lambda = \frac{c_1}{\lambda^5} \exp\left(-\frac{c_2}{\lambda T}\right).$ <p>Закон Стефана – Больцмана</p> <p>Австрийские физики Й. Стефан в 1879 г. экспериментально и Л. Больцман в 1884 г. теоретически открыли закон, который устанавливает связь плотности интегрального полусферического излучения абсолютно черного тела с его абсолютной температурой $E_0 = \sigma \cdot T^4$ (Вт/м²), где $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – постоянная Стефана – Больцмана.</p> <p>Для удобства практических расчетов эта зависимость обычно представляется в виде $E_0 = 5,67 (T/100)^4$.</p> <p>Для серых тел, излучательная способность которых меньше, чем для черных тел, а собственное излучение также пропорционально четвертой степени температуры, закон принимает вид $E = \varepsilon \cdot E_0$,</p>	

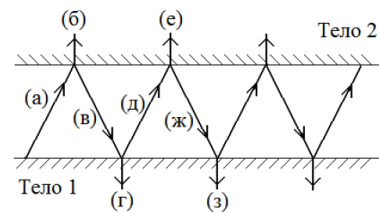
		<p>где ϵ – интегральная или средняя степень черноты серого тела.</p> <p>Таким образом, закон Стефана – Больцмана является теоретической основой для вычисления потока энергии, излучаемой всяким нагретым телом, если известны его температура и радиационные характеристики.</p> <p>Закон Стефана – Больцмана может быть получен из закона Планка с учетом того, что</p> $E_0 = \int_0^{\infty} J_{\lambda} d\lambda.$	
6.4	Закон Кирхгофа для монохроматического и интегрального излучения.	<p>Закон Кирхгофа описывает одно из наиболее общих свойств равновесного теплового излучения. Он устанавливает связь между способностью тела испускать и поглощать энергию излучения. В соответствии с условиями термодинамического равновесия выполняется требование равенства испускаемого и поглощаемого потоков излучения. Это условие распространяется на излучение в любом элементарном спектральном диапазоне, то есть на значения спектральных интенсивностей излучения. Отсюда следует, что в условиях термодинамического равновесия отношение спектральной интенсивности испускаемого потока излучения к спектральной поглощательной способности тела является одинаковым для всех тел и равным спектральной интенсивности потока излучения абсолютно черного тела при той же температуре:</p> $\frac{J_{\lambda}}{A_{\lambda}} = J_{0\lambda}(\lambda, T).$ <p>Сформулированный закон, известный как закон Кирхгофа, относится к излучению в узком спектральном интервале.</p> <p>Для излучения в полном спектре при термодинамическом равновесии также справедливо</p> $\frac{E}{A} = E_0(T).$ <p>Из закона Кирхгофа вытекает ряд следствий, имеющих важное практическое значение.</p> <p>Первое следствие: из всех тел в природе наибольшей излучательной способностью обладает абсолютно черное тело.</p> <p>Второе следствие: при равновесном излучении коэффициент поглощения численно равен степени черноты: $A = \epsilon$.</p> <p>Третье следствие: если тело в каком-то интервале длин волн не поглощает энергию излучения, то оно в этом интервале длин волн и не излучает ее.</p>	
6.5	Закон Ламберта.	<p>Закон Ламберта определяет угловое распределение равновесного излучения. Наибольшей интенсивностью обладает поток излучения по нормали к излучающей поверхности, его называют яркостью излучения: $V = E/\pi$</p> <p>Интенсивность излучения в общем случае зависит от направления и является величиной, пропорциональной косинусу угла между направлением излучения и нормалью к поверхности тела: $E = V \cos \varphi$.</p> <p>Закон Ламберта строго справедлив лишь для поверхности абсолютно черного тела в состоянии равновесия.</p>	
6.6	Теплообмен излучением в замкнутой системе, состоящей из двух серых тел: общий случай тел с плоскопараллельными поверхностями.	<p>Существует два метода исследования процессов лучистого теплообмена: метод многократных отражений и метод сальдо.</p> <p>Метод многократных отражений основан на зависимостях, характеризующих изменение величины лучистой энергии какого-либо тела по отдельным стадиям затухающих поглощений и отражений в процессе лучистого теплообмена с окружающими его телами. Этот метод наглядно вскрывает механизм протекания лучистого переноса тепла в конкретных излучающих системах. Однако, будучи весьма детальным, связан с громоздкими вычислениями, которые затруднительны для сложных геометрических систем.</p> <p>Метод сальдо состоит лишь в количественном анализе этих лучистых процессов, причем оперируют величинами, характеризующими конечные эффекты теплообмена между телами, составляющими данную излучающую систему. Не обладает наглядностью, но и не содержит громоздких вычислений.</p> <p>Продemonстрируем использование обоих методов на простейшей системе твердых тел, состоящей из двух неограниченных тел с плоскопараллельными поверхностями. Примем следующие допущения:</p>	

- 1) все тела, входящие в излучающую систему, подчиняются закону Ламберта в отношении как собственного, так и отраженного излучений;
- 2) тела непрозрачные ($D = 0$) имеют изотермические поверхности, и вся лучистая энергия, поглощаемая ими, переходит в тепловую энергию, причем перенос тепла за счет теплопроводности и конвекции отсутствует;
- 3) коэффициенты поглощения и степени черноты не зависят от температуры, процесс лучистого теплообмена – стационарный.

Теплообмен излучением в системе тел с плоскопараллельными поверхностями

Рассмотрим излучающую систему, которая состоит из двух тел, имеющих очень большие размеры по сравнению с расстоянием между ними (рис.). Температура, коэффициент поглощения и излучательная способность поверхностей этих тел, соответственно, равны T_1, A_1, E_1 и T_2, A_2, E_2 , причем для определенности примем $T_1 > T_2$. Применим метод многократных отражений. Для этого проследим движение лучистой энергии, испускаемой телом 1:

- тело 1 излучает E_1 ; (а)
- тело 2 поглощает $E_1 A_2$; (б)
- тело 2 отражает обратно $E_1(1 - A_2)$; (в)
- тело 1 поглощает из отраженного $E_1(1 - A_2)A_1$; (г)
- тело 1 отражает из отраженного $E_1(1 - A_2)(1 - A_1)$; (д)
- тело 2 поглощает из отраженного $E_1(1 - A_2)(1 - A_1)A_2$; (е)
- тело 2 отражает из отраженного $E_1(1 - A_2)(1 - A_1)(1 - A_2)$; (ж)
- тело 1 снова поглощает из отраженного $E_1(1 - A_2)(1 - A_1)(1 - A_2)A_1$ (з)



и т. д.

Для тела 2 имеют место аналогичные соотношения, в которых только меняются местами индексы 1 и 2:

- тело 2 излучает E_2 ; (а')
- тело 1 поглощает $E_2 A_1$; (б')
- тело 1 отражает обратно $E_2(1 - A_1)$; (в') и т. д.

Результирующий тепловой поток может быть представлен как разность собственного излучения тела 1 и поглощенного от собственного и излучения тела 2 согласно зависимости $q_{рез} = E - E_{погл} = E - A \cdot E_{пад}$.

Количество энергии, поглощенное телом из собственного излучения, определяется суммой (г), (з) и т. д.:

$$E_1(1+k+k^2+\dots)(1 - A_2)A_1 = E_1(1/(1 - k))(1 - A_2)A_1$$

с учетом того, что здесь обозначено $k = (1 - A_2)(1 - A_1)$, и суммой геометрической прогрессии слева.

Из (а') и (б') тело 1 поглощает из излучения тела 2 количество энергии $E_2(1 + k + k^2 + \dots)A_1 = E_2A_1/(1 - k)$,

тогда

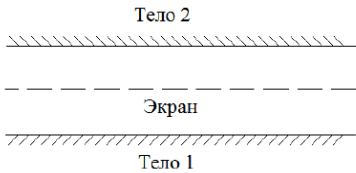
$$q_{рез} = E_1 - E_1(1 - A_2)A_1/(1 - k) - E_2A_1/(1 - k).$$

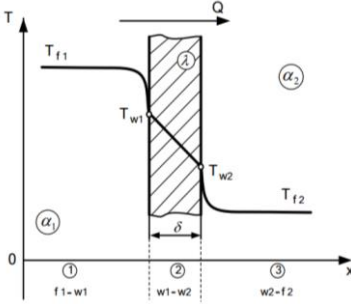
Приведем это выражение к общему знаменателю с учетом того, что знаменатель можно заменить величиной $1 - k = 1 - (1 - A_2)(1 - A_1) = A_1 + A_2 - A_1A_2$.

Тогда результирующий поток, который получает тело 1, представится зависимостью

$$q_{рез} = q_{1,2} = \frac{E_1A_2 - E_2A_1}{A_1 + A_2 - A_1A_2} \quad (\text{Вт/м}^2).$$

Последнюю зависимость можно представить через приведенную поглощательную способность или приведенный коэффициент излучения рассматриваемой системы твердых тел, если излучательную способность их представить по закону Стефана – Больцмана и приближенно считать $\epsilon=A$ (что, вообще говоря, имеет место только при равновесном излучении):

		$E_1 = c_0 \varepsilon_1 \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 = c_0 A_1 \left(\frac{T_1}{100} \right)^4;$ $E_2 = c_0 \varepsilon_2 \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 = c_0 A_2 \left(\frac{T_2}{100} \right)^4.$ <p>С учетом этих соотношений результирующий поток представится зависимостями (после деления числителя и знаменателя на величину $A_1 A_2$):</p> $q_{1,2} = c_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] / \left(\frac{1}{A_1} + \frac{1}{A_2} - 1 \right) = c_0 A_{\text{пр}} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$ <p>или</p> $q_{1,2} = c_{\text{пр}} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \text{ Вт/м}^2,$ <p>где приведенный коэффициент поглощения системы</p> $A_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{A_1} + \frac{1}{A_2} - 1}$ <p>и ее приведенный коэффициент излучения</p> $c_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - \frac{1}{\varepsilon_0}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К}^4).$ <p>Полученные зависимости показывают, что результирующий поток пропорционален приведенному коэффициенту излучения (поглощения) системы и разности температур в четвертых степенях тел, составляющих эту систему.</p> <p>Необходимо напомнить, что перенос тепла в процессах теплопроводности и конвекции пропорционален разности первых степеней температур.</p> <p>Этим обстоятельством и объясняется более значительное влияние лучистого переноса тепла по сравнению с процессами теплопроводности и конвекции при высоких температурах.</p>	
6.7	<p>Применение экранов. Особенности теплообмена излучением в поглощающих средах.</p>	<p>Лучистый теплообмен может быть уменьшен за счет применения экранов (рис.), которые устанавливаются ортогонально к направлению распространения теплового излучения и выполняются из материалов с малой поглощательной и большой отражательной способностями (полированные тонкие листы алюминия, меди и др.). В результате переизлучения экранами в направлении, обратном направлению распространения тепла, величина результирующего теплового потока уменьшается.</p> <p>Рассмотрим предыдущий случай системы, состоящей из двух тел с плоскостями параллельными поверхностями. Установим между ними экран. Для простоты положим, что коэффициенты излучения всех тел одинаковы, или $A_1 = A_2 = A$ и $T_1 > T_2$. Пренебрежем тепловым сопротивлением экрана $[R_{\text{эк}} = (\delta/\lambda)_{\text{эк}} = 0]$. Температура экрана $T_{\text{эк}}$ не задана. Найдем эту температуру. Результирующий тепловой поток можно представить следующими двумя зависимостями:</p> $q_{\text{эк}1} = c_0 A_{\text{пр}} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{эк}}}{100} \right)^4 \right];$ $q_{\text{эк}2} = c_0 A_{\text{пр}} \left[\left(\frac{T_{\text{эк}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right].$ <p>При стационарном режиме $q_{\text{эк}1} = q_{\text{эк}2}$. Следовательно, искомая температура экрана</p> $\left(\frac{T_{\text{эк}}}{100} \right)^4 = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 + \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right].$ <p>Тогда после подстановки этого значения получаем:</p> $q_{\text{эк}1} = \frac{1}{2} c_0 A_{\text{пр}} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] = \frac{1}{2} q_{1,2}.$ <p>Следовательно, при использовании одного экрана результирующий</p>	

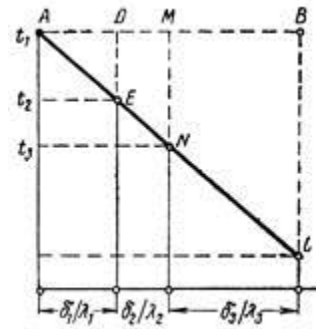
		<p>тепловой поток снижается вдвое по сравнению с тепловым потоком в отсутствие экранов.</p> <p>При использовании n последовательно установленных экранов при аналогичных условиях результирующий поток может быть представлен $n + 1$ уравнением, аналогичным записанным выше.</p>	
7.	Сложный теплообмен.		
7.1	<p>Передача тепла через плоскую стенку.</p> <p>Распределение температуры в тонкой стенке при постоянном и переменном коэффициенте теплопроводности.</p>	<p>Расчет теплопередачи через плоскую стенку удобно выполнять, используя поверхностную плотность теплового потока, которая, как известно, связана с тепловым потоком простым соотношением $q = Q/F$, где F – площадь поверхности теплообмена. Схема теплопередачи через плоскую стенку показана на рис.</p> <p>Расчет плотности теплового потока через однослойную плоскую стенку выполняют по формулам</p> $q = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = k \cdot (T_{f1} - T_{f2}) = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{R_t}$ <p>где T_{f1} и T_{f2} – температуры горячего и холодного флюидов, °С (К); α_1, α_2 – коэффициенты теплоотдачи от горячего флюида к стенке и от стенки к холодному флюиду, Вт/(м² · К); δ – толщина стенки, м; λ – коэффициент теплопроводности стенки, Вт/(м · К); k – коэффициент теплопередачи через плоскую стенку, Вт/(м² · К); R_t – термическое сопротивление теплопередачи через плоскую стенку, (м² · К)/Вт. Из анализа формулы следует, что коэффициент теплопередачи через плоскую стенку и термическое сопротивление теплопередачи плоской стенки рассчитывают по формулам</p> $k = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}};$ $R_t = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}.$ <p>Термическое сопротивление теплопередачи через плоскую стенку равно сумме термического сопротивления теплоотдачи от горячего флюида к стенке ($R_{t,1} = 1/\alpha_1$), термического сопротивления теплопроводности плоской стенки ($R_{t,2} = \delta/\lambda$) и термического сопротивления теплоотдачи от стенки к холодному теплоносителю ($R_{t,3} = 1/\alpha_2$). Замечание. При решении задач по расчету теплопередачи через плоскую стенку термические сопротивления теплоотдачи первого и третьего участков теплообмена иногда обозначают как R_{t,α_1} и R_{t,α_2} соответственно, а термическое сопротивление теплопроводности – $R_{t,\lambda}$.</p> <p>Для стенки, состоящей из n слоев, формула расчета теплопередачи через плоскую стенку имеет вид</p> $q = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{R_t},$ <p>где δ_i и λ_i – толщина и коэффициент теплопроводности i-го слоя стенки, а R_t – термическое сопротивление теплопередачи многослойной стенки, (м² · К)/Вт</p> <p>Перепад температур, на любом участке теплопередачи прямо пропорционален термическому сопротивлению данного участка.</p> $q = \frac{\Delta T_1}{R_{t,1}} = \frac{\Delta T_2}{R_{t,2}} = \frac{\Delta T_3}{R_{t,3}} = \text{const},$	

7.2

Параметры теплового потока, электрогидротепловая аналогия. Передача тепла через многослойную плоскую стенку.

Стенки, состоящие из нескольких различных слоёв, называются *многослойными*. Именно такими являются, например стены жилых домов, в которых на основном кирпичном слое с одной стороны имеется внутренняя штукатурка, с другой – внешняя облицовка.

Обмуровка печей, котлов и других тепловых устройств также обычно состоит из нескольких слоев. Пусть стенка состоит из трех разнородных, но плотно прилегающих друг к другу слоев (рис.). Толщина первого слоя равна δ_1 , второго – δ_2 и третьего δ_3 . Соответственно коэффициенты теплопроводности слоев равны λ_1 , λ_2 и λ_3 . Кроме того, известны температуры наружных поверхностей стенки t_1 и t_4 . Тепловой контакт между поверхностями предполагается идеальным, температуру в местах контакта мы обозначим через t_2 и t_3 .



При стационарном режиме удельный тепловой поток q постоянен и для всех слоев одинаков. Поэтому на основании (3.4) можно написать:

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

Из этих уравнений легко определить изменение температуры в каждом слое:

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

Сумма изменений температуры в каждом слое составляет полный температурный напор. Складывая левые и правые части системы уравнений, получаем:

$$t_1 - t_4 = q (\delta_1/\lambda_1 + \delta_2/\lambda_2 + \delta_3/\lambda_3).$$

Из соотношения определяется значение *удельного теплового потока*

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

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

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

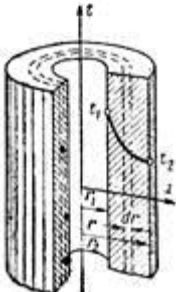
Так как каждое слагаемое знаменателя в представляет собой термическое сопротивление слоя, то из уравнения следует, что *общее термическое сопротивление многослойной стенки равно сумме частных сопротивлений*.

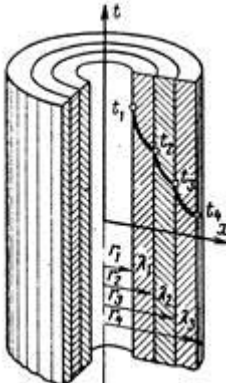
Если значение теплового потока из подставить в уравнение, то получим значения неизвестных температур t_2 и t_3 :

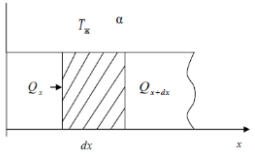
$$\left. \begin{aligned} t_2 &= t_1 - q \frac{\delta_1}{\lambda_1}, \\ t_3 &= t_2 - q \frac{\delta_2}{\lambda_2} = t_4 + q \frac{\delta_3}{\lambda_3}. \end{aligned} \right\}$$

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

Значения неизвестных температур t_2 и t_3 многослойной стенки можно определить также графически (рис.) При построении графика по оси абсцисс в любом масштабе, но в порядке расположения слоев откладываются значения их термических сопротивлений δ_1/λ_1 , δ_2/λ_2 и δ_3/λ_3 и восстанавлива-

		<p>ются перпендикуляры. На крайних из них также в произвольном, но одинаковом масштабе откладываются значения наружных температур t_1 и t_4. Полученные точки А и С соединяются прямой. Точки пересечения этой прямой со средними перпендикулярами дают значения искомых температур t_2 и t_3. При таком построении $\Delta ABC \sim \Delta ADE$. Следовательно,</p> $\frac{DE}{BC} = \frac{AD}{AB} \text{ и } DE = \frac{BC}{AB} AD.$ <p>Подставляя значения отрезков, получаем:</p> $DE = \frac{t_1 - t_4}{\delta_1/\lambda_1 + \delta_2/\lambda_2 + \delta_3/\lambda_3} = q \frac{\delta_1}{\lambda_1} = t_1 - t_2.$ <p>Аналогичным образом доказывается, что $MN = q (\delta_1/\lambda_1 + \delta_2/\lambda_2) = t_1 - t_3$.</p>	
7.3	<p>Передача тепла через цилиндрическую стенку. Распределение температур в стенке длинного цилиндра при постоянном и переменном коэффициенте теплопроводности.</p>	<p>Рассмотрим однородную цилиндрическую стенку (трубу) длиной l, м, с внутренним радиусом r_1 и внешним r_2. Коэффициент теплопроводности материала постоянен и равен λ. Внутренняя и внешняя поверхности поддерживаются при постоянных температурах t_1 и t_2, причем $t_1 > t_2$ (рис.), и температура изменяется только в радиальном направлении r.</p>  <p>Следовательно, температурное поле здесь будет одномерным, а изотермические поверхности цилиндрическими, имеющими с трубой общую ось. Выделим внутри стенки кольцевой слой радиусом r и толщиной dr, ограниченный изотермическими поверхностями. Согласно закону Фурье количество тепла, проходящего в единицу времени через этот слой, равно:</p> $Q = -\lambda F \frac{dt}{dr} = -2\pi l \lambda r \frac{dt}{dr}.$ <p>Разделив переменные, имеем:</p> $dt = \frac{Q}{2\pi l \lambda r} dr.$	
7.4	<p>Анализ параметров теплового потока, приближённые формулы.</p>	<p>После интегрирования уравнения находим:</p> $t = -\frac{Q}{2\pi l \lambda} \ln r + C.$ <p>Подставляя значения переменных на границах стенки (при $r = r_1, t = t_1$ и при $r = r_2, t = t_2$) и исключая постоянную C, получаем следующую расчетную формулу:</p> $Q = \frac{2\pi l}{\ln \frac{r_2}{r_1}} (t_1 - t_2) = \frac{2\pi l}{\ln \frac{d_2}{d_1}} (t_1 - t_2) = \frac{\pi (t_1 - t_2)}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}}.$ <p>Следовательно, количество тепла, переданное в час через стенку трубы, прямо пропорционально коэффициенту теплопроводности λ, длине l и температурному напору $\Delta t = t_1 - t_2$ и обратно пропорционально натуральному логарифму отношения внешнего диаметра трубы d_2 к внутреннему d_1. Формула (3-16) справедлива и для случая, когда $t_1 < t_2$, т.е. когда тепловой поток направлен от наружной поверхности к внутренней.</p> <p>Количество тепла, проходящее через стенку трубы, может быть отнесено либо к единице длины l, либо к единице внутренней F_1 или внешней F_2 поверхности трубы. При этом расчетные формулы соответственно принимают следующий вид:</p> $q_l = \frac{Q}{l} = \frac{\pi \Delta t}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}};$ $q_1 = \frac{Q}{F_1} = \frac{Q}{\pi d_1 l} = \frac{\Delta t}{\frac{1}{2\lambda} d_1 \ln \frac{d_2}{d_1}};$ $q_2 = \frac{Q}{F_2} = \frac{Q}{\pi d_2 l} = \frac{\Delta t}{\frac{1}{2\lambda} d_2 \ln \frac{d_2}{d_1}}.$ <p>Так как внутренняя и внешняя поверхности трубы по величине различны, то различными получаются и значения удельных тепловых потоков q_1 и q_2. Взаимная связь между ними определяется соотношением</p> $q_1 = \pi d_1 q_2 = \pi d_2 q_2 \text{ или } d_1 q_1 = d_2 q_2$	

		<p>Величина q_l, Вт/м², называется <i>линейной плотностью теплового потока</i>.</p> <p>Уравнение температурной кривой внутри однородной цилиндрической стенки выводится из уравнения. Подставляя сюда значения Q и C, имеем:</p> $t_x = t_1 - \frac{Q}{2\pi\lambda l} \ln \frac{a_x}{a_1} = t_1 - \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{a_2}{a_1}} \ln \frac{a_x}{a_1}.$ <p>Следовательно, в этом случае при постоянном значении λ температура изменяется по <i>логарифмической кривой</i> (см. рис.).</p>	
7.5	<p>Много- слойная цилиндри- ческая стенка, кри- тический диаметр тепловой изоляции трубы.</p>	<p>Теплопроводность через многослойную цилиндрическую стенку</p> <p>Пусть цилиндрическая стенка состоит из трех разнородных слоев. Диаметры и коэффициенты теплопроводности отдельных слоев известны, их обозначения см. на рис. Кроме того, известны температуры внутренней и внешней поверхностей многослойной стенки t_1 и t_4.</p> <p>В местах же соприкосновения слоев температуры неизвестны, обозначим их через t_2 и t_3. При стационарном тепловом режиме через все слои проходит одно и то же количество тепла. Поэтому на основании можно написать:</p> <div style="text-align: center;">  </div> $q_l = \frac{2\pi(t_1 - t_2)}{\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{a_2}{a_1}},$ $q_l = \frac{2\pi(t_2 - t_3)}{\frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{a_3}{a_2}},$ $q_l = \frac{2\pi(t_3 - t_4)}{\frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{a_4}{a_3}}.$ <p>Из этих уравнений определяется температурный перепад в каждом слое</p> $t_1 - t_2 = \frac{q_l}{2\pi} \frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{a_2}{a_1},$ $t_2 - t_3 = \frac{q_l}{2\pi} \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{a_3}{a_2},$ $t_3 - t_4 = \frac{q_l}{2\pi} \frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{a_4}{a_3}.$ <p>Сумма этих перепадов составляет полный температурный напор. Складывая отдельно левые и правые части системы имеем:</p> $t_1 - t_4 = \frac{q_l}{2\pi} \left(\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{a_2}{a_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{a_3}{a_2} + \frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{a_4}{a_3} \right),$ <p>из которого определяется значение теплового потока q_l</p> $q_l = \frac{2\pi(t_1 - t_4)}{\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{a_2}{a_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{a_3}{a_2} + \frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{a_4}{a_3}}.$ <p>По аналогии с этим сразу можно написать расчетную формулу для n-слойной стенки</p> $q_l = \frac{2\pi(t_1 - t_{n+1})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{a_{i+1}}{a_i}} = \frac{\pi(t_1 - t_{n+1})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{a_{i+1}}{a_i}}.$ <p>Значения неизвестных температур t_2 и t_3 поверхностей соприкосновения слоев определяются:</p> $t_2 = t_1 - \frac{q_l}{2\pi} \frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{a_2}{a_1},$ $t_3 = t_2 - \frac{q_l}{2\pi} \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{a_3}{a_2}; \quad t_4 = t_3 + \frac{q_l}{2\pi} \frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{a_4}{a_3}.$ <p>Внутри каждого слоя температура изменяется по <i>логарифмическому за-</i></p>	

		<p>кону, для многослойной стенки в целом температурная кривая представляет собой <i>ломаную кривую</i> (см. рис.).</p>	
7.6	<p>Передача тепла через шаровую стенку.</p>	<p>При граничных условиях третьего рода для полого шара известны: внутренний d_1 и внешний d_2 диаметры, температура горячей среды внутри шара t_1 и температура холодной среды вне шара t_2, коэффициент теплоотдачи от горячей жидкости к внутренней поверхности шара a_1 и коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности шара к окружающей среде a_2.</p> <p>При стационарном режиме для всех изотермических поверхностей тепловой поток будет постоянным:</p> $Q = a_1 \pi d_1^2 (t_1^* - t_{св}^*),$ $Q = \frac{2\pi\lambda}{\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2}} (t_{св}^* - t_{сн}^*),$ $Q = a_2 \pi d_2^2 (t_{сн}^* - t_2).$ <p>Решая эти три уравнения относительно разности температур и складывая, находим значение величины теплового потока:</p> $Q = \frac{\pi(t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha_1 d_1^2} + \frac{1}{2\lambda} \left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2} \right) + \frac{1}{\alpha_2 d_2^2}}$ <p>или $Q = k_{ш} \pi (t_1 - t_2)$ Вт,</p> <p>откуда коэффициент теплопередачи для шаровой стенки будет равен:</p> $k_{ш} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1^2} + \frac{1}{2\lambda} \left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2} \right) + \frac{1}{\alpha_2 d_2^2}} \text{ Вт/м}^2 \text{ град.}$ <p>Обратную величину:</p> $\frac{1}{k_{ш}} = \frac{1}{\alpha_1 d_1^2} + \frac{1}{2\lambda} \left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2} \right) + \frac{1}{\alpha_2 d_2^2}$ <p>называют полным термическим сопротивлением теплопередачи шаровой стенки.</p>	
7.7	<p>Теплопроводность в стержне</p>	<p>Уравнение теплопроводности в стержне бесконечной длины</p> <p>Рассмотрим распространение тепла в прямом стержне с постоянным по длине поперечным сечением f и периметром u. Стержень бесконечной длины находится в среде с постоянной температурой $T_{ж}$. Коэффициент теплопроводности материала стержня λ достаточно велик, а периметр сечения мал по сравнению с длиной (температура по сечению стержня мало меняется по сравнению с изменениями по длине). Задан также коэффициент теплоотдачи α (рис.).</p> <p>Для удобства выкладок отсчет температуры будем вести от $T_{ж} = \text{const}$, т. е. избыточная температура стержня $\vartheta = T - T_{ж}$.</p> <p>Уравнение теплового баланса для элемента dx: $Q_x - Q_{x+dx} = dQ$, где Q_x – количество тепла входящее; Q_{x+dx} – количество тепла выходящее; dQ – количество тепла, отдаваемое за единицу времени наружной поверхностью элемента в окружающую среду.</p> <p>Согласно закону Фурье,</p> $Q_x = -\lambda \frac{d\vartheta}{dx} f$ <p>и</p> $Q_{x+dx} = -\lambda \frac{d}{dx} \left[\vartheta + \frac{d\vartheta}{dx} dx \right] f = -\lambda \cdot f \frac{d\vartheta}{dx} - \lambda \cdot f \frac{d^2\vartheta}{dx^2} dx.$ <p>Тогда</p> $Q_x - Q_{x+dx} = dQ = \lambda f \frac{d^2\vartheta}{dx^2} dx.$ <p>С другой стороны, согласно закону Ньютона – Рихмана,</p> $dQ = \alpha \vartheta u dx,$	

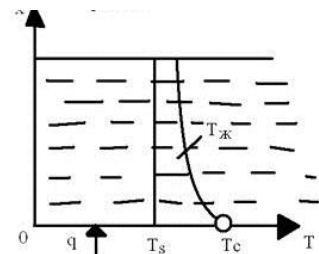
		<p>где $u dx$ – поверхность элемента. Получаем дифференциальное уравнение</p> $\frac{d^2\vartheta}{dx^2} = \frac{\alpha u}{\lambda f} \vartheta = m^2 \cdot \vartheta,$ <p>где $m = \pm \sqrt{\frac{\alpha u}{\lambda f}}$.</p> <p>Поскольку $m = \text{const}$, то общий интеграл уравнения имеет вид $\vartheta = C_1 \cdot e^{mx} + C_2 \cdot e^{-mx}$.</p> <p>Постоянные C_1 и C_2 определяются из граничных условий, которые зависят от длины стержня и других факторов.</p> <p>Стержень конечной длины Для такого стержня дифференциальное уравнение сохраняет форму. Граничные условия</p> $x = 0, \vartheta = \vartheta_1;$ $x = l, -\lambda \left(\frac{d\vartheta}{dx} \right)_{x=l} = \alpha_l \vartheta_l.$ <p>Равносильно</p> $x = 0, \vartheta = \vartheta_1;$ $x = l, \left(\frac{d\vartheta}{dx} \right)_{x=l} = -\frac{\alpha_l \vartheta_l}{\lambda}.$ <p>Если теплоотдачей с конца стержня можно пренебречь, то</p> $\left. \frac{d\vartheta}{dx} \right _{x=l} = 0.$ <p>И граничные условия имеют вид</p> $x = 0, \vartheta = \vartheta_1;$ $x = l, \left(\frac{d\vartheta}{dx} \right)_{x=l} = 0.$ <p>Для определения постоянных C_1 и C_2 граничные условия подставим в уравнение. Тогда это уравнение для стержня конечной длины без учета теплоотдачи с торца примет вид</p> $\vartheta = \vartheta_1 \frac{\text{ch}[m(l-x)]}{\text{ch}(ml)}.$ <p>Количество тепла, отдаваемое поверхностью ребра в окружающую среду, будет равно количеству тепла, подводимому к основанию ребра, т. е.</p> $Q_p = -\lambda f \left(\frac{d\vartheta}{dx} \right)_{x=0}.$ <p>Из уравнения находим производную, тогда</p> $Q_p = \lambda f \vartheta m \text{th}(ml),$ <p>подставив $m = \sqrt{\frac{\alpha u}{\lambda f}}$, имеем</p> $Q_p = \vartheta_1 \sqrt{\alpha u \lambda f} \text{th}(ml).$ <p>Это выражение для количества тепла, отдаваемое стержнем конечной длины с поверхности, при отсутствии теплоотдачи с торца.</p>	
7.8	Интенсификация процесса теплопередачи, теплопередача ребристых стенок.	<p>Для интенсификации или увеличения количества теплоты Q, передаваемой от горячей жидкости к холодной через стенки, необходимо увеличивать коэффициент теплопередачи k, так как поверхность F и разность температур ΔT зависят только от конструкции системы и физических условий. Термическое сопротивление теплопроводности стенки $R = S/\lambda$ стремится к нулю, так как у труб теплообменников толщина S мала, а коэффициент теплопроводности λ материалов (металлов) велик.</p> <p>Следовательно, коэффициент теплопередачи k будет зависеть в ос-</p>	

		<p>новном от коэффициентов теплоотдачи a_1 и a_2, а именно: $K = (a_1 \cdot a_2) / (a_1 + a_2)$.</p> <p>Аналитическое исследование предельного значения коэффициента теплопередачи показывает следующие закономерности:</p> <ul style="list-style-type: none"> • коэффициент теплопередачи k всегда меньше любого из коэффициентов теплоотдачи: $k < a_1$ и $k < a_2$; • коэффициент теплопередачи k всегда меньше меньшего коэффициента теплоотдачи; • быстрый рост коэффициента теплопередачи k наблюдается при увеличении меньшего из коэффициентов теплоотдачи; • при увеличении большего из коэффициентов теплоотдачи рост коэффициента теплопередачи k вначале замедляется, а затем и вовсе прекращается. <p>На основании этих выводов формулируются правила интенсификации теплопередачи.</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Если один коэффициент теплоотдачи намного больше или меньше другого: $a_1 \ll a_2$ или $a_1 \gg a_2$, то интенсифицировать теплопередачу необходимо путем увеличения меньшего из коэффициентов теплоотдачи. 2. Если коэффициенты теплоотдачи примерно равны: $a_1 = a_2$, то интенсифицировать теплопередачу необходимо путем увеличения обоих коэффициентов теплоотдачи. 3. Интенсификацию теплопередачи путем увеличения большего из коэффициентов теплоотдачи нельзя классифицировать как грамотное инженерное решение - оно всегда экономически невыгодно. 4. Если по физической природе или конструктивным особенностям нельзя увеличить меньший из коэффициентов теплоотдачи, то на поверхности теплопередающей системы со стороны этого меньшего коэффициента теплоотдачи устанавливают ребра (оребрят) и тем самым компенсируют увеличение теплоотдачи более развитой поверхностью нагрева. На поверхность плоской или цилиндрической системы можно плотно насадить (наклепать или приварить) прямоугольные или круглые пластины - ребра, а также цилиндрические или конические шипы. Коэффициент оребрения системы ϕ - отношение площади поверхности системы с ребрами к гладкой поверхности. <p>Так, если коэффициент теплоотдачи жидкости $a_1 = 1000 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{-К})$, окружающей среды $a_2 = 10 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{-К})$, то оребрение с коэффициентом $\phi = 25$ со стороны меньшего a_2 увеличивает k примерно в 20 раз.</p> <ol style="list-style-type: none"> 5. Увеличение коэффициентов теплоотдачи однофазных жидкостей (масло, вода) может осуществляться также за счет снижения толщины пограничного ламинарного слоя и перехода движения жидкости к турбулентному режиму, что может достигаться путем увеличения скорости движения жидкости или принятия конструктивных решений (например, применить волнистые поверхности, шипы). Однако это приводит к дополнительным гидравлическим сопротивлениям. <p>Для снижения коэффициента теплопередачи через конструкции необходимо увеличить термическое сопротивление системы, что достигается путем нанесения на стенку слоя тепловой изоляции.</p>	
7.9	<p>Нагревание (охлаждение) пластин и цилиндров конечной толщины и диаметра, при бесконечной ширине пластины и длинах. Нагревание (охлаждение) тел конечных</p>	<p>Любое тело конечных размеров правильной геометрической формы можно получить путем пересечения бесконечных тел. Например, цилиндр конечных размеров, можно получить путем пересечения бесконечного цилиндра диаметром $2r$ и бесконечной пластины толщиной $2d$.</p> <p>Для нахождения распределения температуры в теле конечных размеров необходимо воспользоваться теоремой о перемножении решений. Теорема гласит: безразмерная температура тела конечных размеров в данной точке в данный момент времени равна произведению безразмерных температур в той же точке и в тот же момент времени бесконечных тел, в результате пересечения которых образовалось данное тело конечных размеров.</p> <p>Например, пусть необходимо найти температуру в точке 1, лежащей на поверхности бесконечного цилиндра и в центре бесконечной пластины, в результате пересечения которых получен цилиндр конечных размеров. Решение запишется в виде</p> $\theta_1 = \theta_{\text{цил}} \theta_{\text{пл}} ,$	

	размеров.	<p>где $\theta_{\text{цил}}^{\text{нос}}$ – безразмерная температура на поверхности бесконечного цилиндра, определяется как функция Bi и Fo для цилиндра $\left(Bi = \frac{\alpha r}{\lambda}, Fo = \frac{\alpha \tau}{r^2} \right)$;</p> <p>$\theta_{\text{пл}}^{\text{центр}}$ – безразмерная температура в центре бесконечной пластины, являющаяся функцией также Bi и Fo, но для пластины $\left(Bi = \frac{\alpha \delta}{\lambda}, Fo = \frac{\alpha \tau}{\delta^2} \right)$. Находя по соответствующим графикам $\theta_{\text{цил}}^{\text{нос}}$ и $\theta_{\text{пл}}^{\text{центр}}$, определяют безразмерную температуру θ_1, а затем искомую температуру t_1 в точке 1.</p> $\theta_1 = \frac{t_1 - t_{\text{жс}}}{t_0 - t_{\text{жс}}} \rightarrow t_1 = \theta_1 (t_0 - t_{\text{жс}}) + t_{\text{жс}}$	
7.10	Регулярный режим нагревания (охлаждения) тел: свойства температурного поля в начальный период и в регулярном режиме; темп охлаждения и определение теплофизических характеристик методом регулярного режима.	<p>Обратимся к уравнению температурного поля в бесконечной тонкой пластине. Первый множитель в этой формуле обозначим через A_n, а второй – B_n:</p> $\vartheta_0 \cdot \frac{2 \sin \mu_n}{\mu_n + \sin \mu_n \cos \mu_n} = A_n \cos \left(\mu_n \frac{x}{\delta} \right) = B_n$ $e^{-\frac{\mu_n^2 \alpha \tau}{\delta^2}} = e^{-m_n \tau}, \text{ где } m_n = \frac{\mu_n^2 \alpha}{\delta^2}$ $\vartheta = \sum_{n=1}^{\infty} (A_n B_n) e^{-m_n \tau}$ <p>Тогда формула запишется в виде</p> <p>Для тел других, нежели пластина, температурное поле будет описываться уравнением такого же вида, другие будут только A_n, и B_n.</p> <p>При охлаждении тел могут иметь место три стадии (режима), отличающиеся скоростью изменения температуры тела. Неупорядоченная стадия процесса охлаждения – это первая стадия, при которой скорость изменения температуры внутри тела зависит от начального вида распределения температуры. Третья стадия – стационарная стадия, когда температура во всех точках тела остается постоянной во времени и равна температуре окружающей среды. Вторая стадия, или регулярный тепловой режим, наступает тогда, когда начальные условия процесса охлаждения играют второстепенную роль. Процесс полностью определяется только условиями охлаждения на границе тела и среды, физическими свойствами тела, его геометрической формой и размерами. Температурное поле в этом случае описывается первым членом ряда</p> $\vartheta = A_1 B_1 e^{-m_1 \tau}$ <p>Логарифмируя выражение и опуская индексы, получим</p> $\ln \vartheta = -m \tau + \ln(A B)$ <p>Из формулы следует, что натуральный логарифм избыточной температуры для всех точек тела изменяется во времени по линейному закону.</p> $\frac{1}{\vartheta} \frac{\partial \vartheta}{\partial \tau} = -m + \text{const}$ <p>Продифференцируем выражение по времени: $\frac{1}{\vartheta} \frac{\partial \vartheta}{\partial \tau} = -m + \text{const}$. Величину $m = -\frac{1}{\vartheta} \frac{\partial \vartheta}{\partial \tau}$ называют темпом охлаждения.</p> <p>Темп охлаждения m, 1/с, характеризует относительную скорость изменения температуры в теле и зависит только от физических свойств тела, процесса охлаждения на его поверхности, геометрической формы и размеров тела.</p> <p>Теория регулярного режима дает простой и достаточно точный метод определения теплофизических коэффициентов вещества α, λ, c_p и коэффициента теплоотдачи α. В основе метода лежат две так называемые теоремы Кондратьева.</p> <p>Первая теорема Кондратьева. Теорема позволяет найти зависимость темпа охлаждения m от физических свойств тела, его геометрической формы и размеров, а также условий теплообмена на поверхности тела.</p> <p>Запишем тепловой баланс между количеством теплоты</p> $dQ_{\tau} = -c_p M \frac{\partial \vartheta_{\tau}}{\partial \tau} d\tau$ <p>отданным телом при охлаждении, и тепло-</p>	

		<p>той $dQ_t = \alpha \bar{\mathcal{G}}_F F d\tau$, полученной средой, в которой тело охлаждается.</p> <p>$-c_p M \frac{\partial \bar{\mathcal{G}}_V}{\partial \tau} d\tau = \alpha \bar{\mathcal{G}}_F F d\tau$, где знак (-) свидетельствует, что теплота отводится с поверхности тела; $\bar{\mathcal{G}}_V$ и $\bar{\mathcal{G}}_F$ – средняя по объему и поверхности тела избыточная температура соответственно. Умножим левые и правые части выражения на $\frac{1}{\bar{\mathcal{G}}_V}$, сократим на dt и, учтя, что $M = r \cdot V$, получим аналитическую запись первой теоремы Кондратьева:</p> $-\frac{1}{\bar{\mathcal{G}}_V} \frac{\partial \bar{\mathcal{G}}_V}{\partial \tau} = \frac{\alpha F}{c_p \rho V} \frac{\bar{\mathcal{G}}_F}{\bar{\mathcal{G}}_V} \quad m = \frac{\alpha F}{c_p \rho V} \frac{\bar{\mathcal{G}}_F}{\bar{\mathcal{G}}_V}$ <p>Темп охлаждения однородного и изотропного тела пропорционален коэффициенту теплоотдачи, площади поверхности тела и обратно пропорционален удельной теплоемкости, плотности и объему тела.</p> <p>$\bar{\mathcal{G}}_F / \bar{\mathcal{G}}_V$ называется коэффициентом неравномерности распределения температуры в теле и зависит от условий охлаждения на поверхности тела.</p> <p>При $Bi \ll 0$ ($Bi < 0,1$) $\bar{\mathcal{G}}_F = \bar{\mathcal{G}}_V$, а $\frac{\bar{\mathcal{G}}_F}{\bar{\mathcal{G}}_V} = 1$. При $Bi \gg \infty$ ($Bi > 100$) $t_c = t_{ж}$, а $\bar{\mathcal{G}}_F = t_c - t_{ж}$, значит, $\frac{\bar{\mathcal{G}}_F}{\bar{\mathcal{G}}_V} = 0$.</p> <p>Вторая теорема Кондратьева. При $Bi \gg \infty$ (или то же, что $a \ll \infty$) темп охлаждения становится пропорционален коэффициенту температуропроводности a.</p> <p>Темп охлаждения $m = \frac{\mu^2 a}{l^2}$. При $Bi \rightarrow \infty$ для пластины $\mu \rightarrow \frac{\pi}{2}$. Тогда $m_\infty = \left(\frac{\pi}{2l}\right)^2 a$. Обозначим $K = \frac{1}{\left(\frac{\pi}{2l}\right)^2}$. Напомним, что для пластины характерным линейным размером является половина толщины пластины ($l = \delta$).</p> <p>Поэтому для пластины K – коэффициент формы запишется в виде $K = \frac{1}{\left(\frac{\pi}{2\delta}\right)^2}$. Для тел другой геометрической формы:</p> <ul style="list-style-type: none"> • для цилиндра радиусом r_0 и высотой l $K = \frac{1}{\left(\frac{2,405}{r_0}\right)^2 + \left(\frac{\pi}{l}\right)^2}$; • для параллелепипеда $K = \frac{1}{\left(\frac{\pi}{l_1}\right)^2 + \left(\frac{\pi}{l_2}\right)^2 + \left(\frac{\pi}{l_3}\right)^2}$; • для шара $K = \frac{1}{\left(\frac{\pi}{r_0}\right)^2}$. <p>Подставим коэффициент формы в формулу темпа охлаждения $m_\infty = \frac{1}{K} a$, откуда получим, что $a = K m_\infty$.</p>	
7.11	Численные методы решения задач теплопроводности	<p>Задачи теплопроводности, возникающие в инженерной практике, редко поддаются аналитическим методам решения, либо такие решения оказываются неэффективными. Причиной может быть</p> <ul style="list-style-type: none"> • сложная геометрия реальных объектов, отличных по форме от простых пластин, цилиндров или сфер, с которыми имеют дело в аналитическом курсе теории теплопроводности, или • нелинейность математических моделей, из-за сильной температурной зависимости теплофизических свойств, источников членов, коэффициентов в граничных условиях. <p>Универсальным способом решения являются численные методы, требующие компьютерной реализации</p>	

8. Массообмен: Поток массы компонента; Вектор плотности потока массы.		
8.1	Конвективный теплообмен как совокупность молекулярного и молярного переноса.	<p>Конвективный теплообмен как совокупность молярного и молекулярного переноса. Естественная и вынужденная конвекция. Теплоотдача. Основные случаи теплоотдачи: теплоотдача в однофазных жидкостях и теплоотдача при фазовых и химических превращениях при вынужденной конвекции.</p> <p>Основные физические параметры процессов течения и теплоотдачи. Понятие о тепловом пограничном слое. Особенности теплообмена при ламинарном и турбулентном течении жидкости. Температура в турбулентном потоке.</p> <p>Система дифференциальных уравнений неизотермического течения, уравнения теплоотдачи, энергии, движения и неразрывности. Условия однозначности.</p>
8.2	Теплоотдача: в однофазных жидкостях и при фазовых превращениях, при вынужденной и естественной конвекции.	<p>Теплоотдача при кипении</p> <p>Кипение - это процесс образования пара при подводе тепла к кипящей жидкости.</p> <p>Тепловой поток, подводимый к кипящей жидкости, расходуется на процесс парообразования</p> $Q = \alpha F (T_c - T_s) = G \cdot r, \text{ Вт,}$ <p>где F, м^2 - площадь поверхности нагрева; T_c - температура поверхности; T_s - температура насыщения; G, кг/с - количество образовавшегося пара за 1с (расход пара); r - Дж/кг - теплота парообразования.</p> <p>Данное уравнение является уравнением теплового баланса процесса кипения.</p> <p>Для возникновения процесса кипения необходимы два условия:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Наличие перегрева жидкости относительно температуры насыщения (t_s), рис. <p>Для воды при атмосферном давлении перегрев $\Delta T = T_{ж} - T_s = 0,2 \div 0,4 \text{ } ^\circ\text{C}$ максимальный перегрев $\Delta T = T_c - T_s$ может составлять $3 \div 150 \text{ } ^\circ\text{C}$ и выше.</p> <ol style="list-style-type: none"> 2. Наличие центров парообразования, которыми могут служить микрошероховатости поверхности нагрева, адсорбированные поверхностью пузырьки газа, твердые частицы. <p>Кипение может происходить во всем объеме жидкости или на твердой поверхности нагрева. В промышленных устройствах кипение, как правило, происходит на поверхности нагрева и может осуществляться в условиях естественной конвекции (кипение в большом объеме) или принудительной циркуляции.</p> <p>Кипение может быть пузырьковым или плёночным.</p> <p>При пузырьковом кипении пар образуется в виде пузырьков, периодически зарождающихся около центров парообразования. Зародившийся паровой пузырек с минимальным (критическим) радиусом (r_k) растет, вследствие подвода теплоты, до отрывного диаметра (d_o), затем отрывается от поверхности нагрева и всплывает. Около освободившегося центра парообразования вновь зарождается паровой пузырек. Этот процесс периодически повторяется с определенной частотой - частотой отрыва парового пузырька (f). Величина $w'' = d_o \cdot f$ характеризует среднюю скорость роста паровых пузырей.</p> <p>При плёночном кипении, которое характеризуется большими перегревами - ($T_c - T_s$), у поверхности нагрева образуется паровая пленка, отделяющая жидкость от поверхности. Теплопроводность пара значительно меньше, чем жидкости, поэтому интенсивность теплообмена при плёночном кипении в десятки раз ниже, чем при пузырьковом.</p> <p>Интенсивность теплоотдачи при пузырьковом кипении зависит от микрохарактеристик и режимных параметров процесса кипения.</p> <p>К микрохарактеристикам относятся:</p> <ul style="list-style-type: none"> • минимальный (критический) радиус парового пузыря (r_k); • отрывной диаметр пузыря (d_o); • частота отрыва (f) и скорость роста (w'') пузырей. <p>К режимным параметрам относятся:</p>



		<ul style="list-style-type: none"> • давление кипящей жидкости (р); • перегрев жидкости ($\Delta T = T_c - T_s$); • тепловой поток, подводимый к 1 м² поверхности нагрева (q); • скорость движения кипящей жидкости (w). <p>Теоретически и экспериментально установлено, что с увеличением р, ΔT, q улучшаются все макрохарактеристики процесса кипения, увеличивается теплоотдача.</p> <p>Теплоотдача при кипении зависит от свойств кипящей жидкости растёт:</p> <ul style="list-style-type: none"> • с увеличением коэффициента теплопроводности (λ); • с уменьшением коэффициента поверхностного натяжения (σ); • с уменьшением вязкости жидкости (ν). <p>Влияние на теплообмен при кипении оказывают состояние поверхности нагрева, ее материал, смачиваемость, количество адсорбированных газов и свойства греющей стенки. Теплоотдача растёт с увеличением шероховатости поверхности, теплопроводности и толщины греющей стенки. Все эти факторы влияют на число центров парообразования.</p> <p>Интенсивность теплоотдачи при пузырьковом кипении практически не зависит от формы и размеров теплоотдающей поверхности.</p> <p>На рис. приведена зависимость теплового потока от температурного напора $\ln q = f(\ln \Delta T)$ при кипении жидкости - кривая кипения.</p> <p>При подводе тепла к поверхности нагрева в условиях естественной конвекции повышается температура поверхности (T_c), жидкость воспринимает теплоту, нагревается и кипит.</p> <p>Можно выделить следующие участки кривой кипения, рис.</p> <ol style="list-style-type: none"> 1-конвективный теплообмен; 2-конвективный теплообмен со слабым кипением жидкости; 3-развитое пузырьковое кипение; 4-переходная область от пузырькового кипения к пленочному; 5-пленочное кипение; 6-пленочное кипение со значительным лучистым теплообменом через паровую пленку. <p>При максимальном значении теплового потока наступает кризис кипения, который заключается в изменении режима кипения; называют первой критической плотностью теплового потока.</p> <p>При кипении жидкостей на горизонтальной плоской поверхности в условиях естественной конвекции первая критическая плотность теплового потока рассчитывается по формуле</p> $q_{\text{кр}_1} = 0,14r \sqrt{\rho_v} \sqrt{\sigma g (\rho_v - \rho_n)} \frac{\Delta t_s}{i},$ <p>где r, Дж/кг - теплота парообразования; ρ_n, ρ_v - плотность паровой и жидкой фаз при температуре насыщения t_s; σ, Н/м - коэффициент поверхностного натяжения жидкости; $g = 9,8 \text{ м/с}^2$.</p> <p>Постепенный переход пузырькового режима в пленочный, осуществляемый на участке СВ на практике реализуется при омывании другой стороны теплопередающей поверхности горячим конденсирующимся паром. В этом случае температура поверхности (T_c), а следовательно, перегрев жидкости (ΔT) определяется давлением конденсирующегося пара и от процесса кипения не зависит.</p> <p>При электрическом обогреве поверхности или радиационном (в паровых котлах) переход пузырькового кипения в пленочное произойдет скачкообразно (линия CD, рис.) и может сопровождаться сильным перегревом и разрушением поверхности нагрева. Поэтому в промышленных теплообменниках с кипением жидкостей не пускают $q = q_{\text{кр}_1}$, обеспечивают $q < q_{\text{кр}_1}$.</p>	
--	--	--	--

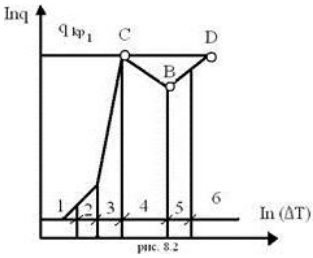
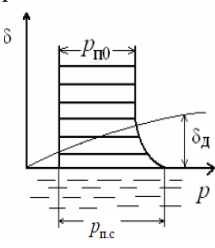


рис. 8.2

8.3	Понятие о тепловом пограничном слое и связь с гидравлическим пограничным слоем.	<p>Тепловой и диффузионный пограничные слои</p> <p>При омывании поверхности испарения движущейся парогазовой смесью около испаряющей поверхности помимо газодинамического и температурного пограничных слоев образуется диффузионный пограничный слой (рис.). В пределах диффузионного пограничного слоя парциальное давление пара изменяется от $p_{п.с}$ на поверхности испарения до $p_{п0}$ на внешней границе пограничного слоя.</p> <p>Внутри пограничного слоя справедливо условие $\frac{\partial p_{п}}{\partial y} \neq 0$; вне пограничного слоя и на его внешней границе выполняются условия: $\frac{\partial p_{п}}{\partial y} = 0$ и $p_{п} = p_{п0}$</p> <p>Таким образом, все изменения парциального давления пара сосредотачиваются в сравнительно тонком слое, непосредственно прилегающем к поверхности испаряющегося тела.</p> <p>Диффузионный пограничный слой образуется и в процессах сублимации, при конденсации пара из парогазовой смеси в процессах сорбции и др.</p> <p>Как показывают теоретические расчеты пограничного слоя, коэффициенты массоотдачи качественно зависят от направления и величины поперечного потока массы так же, как и коэффициенты теплоотдачи.</p> 	
8.4	Ламинарное и турбулентное течение жидкости, связь режима течения с теплообменом.	<p>Процессы теплоотдачи неразрывно связаны с условиями движения жидкости. Как известно из курса гидравлики, имеются два основных режима течения: <i>ламинарный</i> и <i>турбулентный</i>. При ламинарном режиме течение имеет спокойный, струйчатый характер. При турбулентном — движение неупорядоченное, вихревое. Изменение режима движения происходит при некоторой «критической» скорости, которая в каждом конкретном случае различна.</p> <p>В результате специальных исследований О. Рейнольдс в 1883 г. установил, что в общем случае режим течения жидкости определяется не только одной скоростью, а особым безразмерным комплексом, состоящим из скорости движения жидкости w, коэффициента кинематической вязкости жидкости ν и характерного размера l канала или обтекаемого тела. Теперь такой комплекс называется <i>критерием</i> или <i>числом Рейнольдса</i> и обозначается символом $Re = wl/\nu$.</p> <p>Как известно из гидродинамики, <i>критерий Рейнольдса</i>, называемый иначе критерием кинематического подобия, характеризует соотношение между инерционными силами и силами трения и является основной характеристикой, определяющей режим течения жидкости. Переход ламинарного режима в турбулентный происходит при критическом значении этого критерия $Re_{кр}$. Например, при движении жидкости в трубах $Re_{кр} = w_{кр} d/\nu = 2 \cdot 10^3$.</p> <p>При турбулентном движении весь поток насыщен беспорядочно движущимися вихрями, которые непрерывно возникают и исчезают. В точности механизм вихреобразования еще не установлен. Одной из причин их возникновения является потеря устойчивости ламинарного течения, сопровождающаяся образованием завихрений, которые затем диффундируют в ядро и, развиваясь, заполняют весь поток. Одновременно с этим вследствие вязкости жидкости эти вихри постепенно затухают и исчезают. Благодаря непрерывному образованию вихрей и их диффузии происходит сильное перемешивание жидкости, называемое турбулентным смешением. Чем больше вихрей, тем интенсивнее перемешивание жидкости и тем больше турбулентность потока. Различают <i>естественную</i> и <i>искусственную турбулентность</i>. Первая устанавливается естественно. Для случая стабилизированного движения внутри гладкой трубы турбулентность вполне определяется значением <i>критерия Re</i>. Вторая вызывается искусственным путем вследствие наличия в потоке каких-либо преград, турбулизирующих решеток и других возмущающих источников. Однако при любом виде турбулентности в тонком слое у поверхности из-за наличия вязкого трения течение жидкости затормаживается и скорость падает до нуля. Этот слой принято называть <i>пограничным или вязким подслоем</i>.</p>	
8.5	Система дифференциальных	Уравнение энергии:	

	уравнений неизоэтермического движения: уравнения теплоотдачи, энергии, движения и сплошности.	$\frac{\partial t}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial t}{\partial x} + w_y \frac{\partial t}{\partial y} + w_z \frac{\partial t}{\partial z} = a \nabla^2 t +$ $+ D \frac{(c_{p1} - c_{p2})}{c_p} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left(T \frac{\partial m_1}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(T \frac{\partial m_1}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(T \frac{\partial m_1}{\partial z} \right) \right\}.$ <p>Уравнение неразрывности для несжимаемой жидкости:</p> $\operatorname{div} \vec{w} = 0.$ <p>Уравнение движения (система уравнений Навье – Стокса):</p> $\rho \frac{Dw_x}{D\tau} = \rho \cdot g_x - \frac{dp}{dx} + \mu \cdot \nabla^2 w_x;$ $\rho \frac{Dw_y}{D\tau} = \rho \cdot g_y - \frac{dp}{dy} + \mu \cdot \nabla^2 w_y;$ $\rho \frac{Dw_z}{D\tau} = \rho \cdot g_z - \frac{dp}{dz} + \mu \cdot \nabla^2 w_z.$ <p>Уравнение массообмена:</p> $\frac{Dm_1}{D\tau} = D \nabla^2 m_1$ <p>Для неподвижной жидкости ($w_x=w_y=w_z= 0$) уравнение массообмена принимает вид</p> $\frac{dm_1}{d\tau} = D \nabla^2 m_1.$ <p>В последнем уравнении, называемом уравнением Фика, учтен перенос массы только путем концентрационной диффузии. Это уравнение аналогично дифференциальному уравнению теплопроводности при отсутствии внутренних источников тепла. Если для температуры и массосодержания ввести одинаковые обозначения, то уравнения по своему внешнему виду не будут отличаться друг от друга. Сравнивая, можно видеть, что коэффициент диффузии аналогичен коэффициенту температуропроводности.</p> <p>Очевидно, если условия однозначности аналогичны, то все решения дифференциального уравнения теплопроводности как для стационарного, так и для нестационарного процессов могут быть использованы для расчета концентрационной диффузии. В случае $D = a$ поля концентрации и температуры подобны.</p>	
9.		Молекулярная диффузия: концентрационная диффузия, закон Фика; Термо- и бародиффузия; Массообмен. Математическое описание и аналогия процессов массо- и теплообмена	
9.1	Основные положения теории массообмена. Концентрационная, термо- и бародиффузия. Закон Фика. Коэффициент диффузии.	Процессы массообмена происходят как в однокомпонентной, так и в многокомпонентной среде. В технических приложениях часто встречается случай двухкомпонентной среды. Смесь двух веществ называется бинарной. Обогащение воздуха кислородом, выделяемым листьями растений, рассматривается как процесс массообмена в бинарной смеси газов. Широко распространенные процессы испарения в паровоздушную среду и конденсация пара из смеси «пар-воздух» также относятся к случаю массообмена в бинарной смеси. В природе и технике многие процессы (например, рассмотренные ранее испарение жидкости и конденсация пара) сопровождаются переносом массы одного компонента в другом. Компонентом называют химически индивидуальное вещество. Будем полагать, что компоненты не вступают в химические реакции друг с другом. Испарившаяся жидкость путем диффузии распространяется в парогазовом потоке; при этом меняется течение, изменяется интенсивности теплоотдачи, что в свою очередь сказывается на процессе диффузии.	
9.2	Конвективный массообмен как совокупность молярного и молекулярного переноса вещества. Плотность потока массы в процессе конвектив-	Диффузия – самопроизвольный процесс установления внутри фаз равновесного распределения концентраций. В однородной по температурам и давлениям смеси процесс диффузии направлен к выравниванию концентраций в системе; при этом происходит перенос вещества из области с большей в область с меньшей концентрацией. Аналогично теплообмену диффузия (массообмен) может происходить переместиться в новое положение равновесия. Чем сложнее строение жидкости (больше число атомов в молекуле), тем сложнее этот процесс.	

ного массо-обмена.

Концентрационная диффузия, закон Фика, коэффициент диффузии. Термодиффузия, бародиффузия

Концентрационная диффузия. Закон Фика: в однородной по температуре и давлению макроскопически неподвижной двухкомпонентной смеси плотность потока массы одного из компонентов за счет молекулярной диффузии пропорциональна градиенту концентрации:

$$j_i^{к.д} = -D \frac{\partial \rho_i}{\partial n},$$

где D – коэффициент молекулярной диффузии одного компонента относительно другого; n – направление нормали к поверхности одинаковой концентрации данного вещества.

Диффузия, описываемая законом Фика, называется концентрационной диффузией. Из кинетической теории газов следует, что коэффициент диффузии D возрастает с ростом температуры и уменьшением давления. Кроме того, он зависит от пропорций смеси (чем больше концентрация, тем больше зависимость), однако в технических расчетах ею пренебрегают. Вблизи критической точки нельзя пользоваться приближенными зависимостями.

Термическая диффузия. Эффект Соре (термодиффузия) происходит при переменной температуре смеси. Из кинетической теории газов следует, что если массы двух компонентов различны, то за счет термодиффузии более тяжелые молекулы стремятся перейти в холодные области; если массы молекул примерно одинаковы, то более крупные переходят в холодные области. Иначе в ионизованном газе – более тяжелые молекулы переходят в более теплые области. Проявляется это при значительном градиенте температуры.

Из-за термической диффузии возникает градиент концентрации, стремящийся выровнять состав. С течением времени распределение концентрации становится стационарным. При неизотермической молекулярной диффузии плотность потока массы определяется выражением

$$j_i^{к.т.д} = -D \left(\nabla \rho_i + \rho_i \frac{k_T}{T} \nabla T \right).$$

Здесь $k_T = D_T / D$ – термодиффузионное отношение; D_T – коэффициент термодиффузии.

Термодиффузионное отношение k_T , как правило, меньше 0,1; не зависит от температуры; имеет существенное значение при больших градиентах температуры; в жидкостях меньше, чем в газах.

Обратный процесс: эффект Дюфо (диффузионный термоэффект) – возникновение разности температур в результате диффузионного перемешивания двух газов, первоначально находившихся при одной температуре. Например, при стационарном смешении водорода и азота возникает градиент температуры в несколько градусов. В жидкостях величина градиента температуры меньше чем в газах примерно на три порядка.

Бародиффузия возникает за счет градиента полного давления. Тяжелые молекулы стремятся перейти в область повышенного давления, легкие – наоборот. Бародиффузия тоже сопровождается переносом массы из-за разности концентраций:

$$j_1^{б.д} = -D \cdot \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho} \cdot \frac{\mu_2 - \mu_1}{\mu} \cdot \frac{1}{p} \nabla p,$$

где p – местное давление смеси, равное сумме парциальных давлений компонентов смеси ρ_1 и ρ_2 ; μ_1 и μ_2 – молярные массы компонентов;

$$\mu = \mu_1 \frac{p_1}{p} + \mu_2 \frac{p_2}{p};$$

ρ_1, ρ_2 и ρ – плотности компонентов и смеси соответственно.

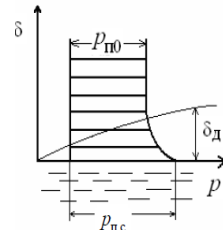
Бародиффузия проявляется при значительном градиенте давления, что в процессах теплообмена встречается редко, а также отсутствует при равенстве молярных масс компонентов.

Таким образом, суммарный перенос массы какого-либо компонента в неподвижной среде является следствием (суммированием) концентрационной диффузии, термодиффузии и бародиффузии и называется молекулярной диффузией: $j_{м.д} = j_{к.д} + j_{т.д} + j_{б.д}$.

В движущейся среде вещество переносится не только молекулярной диффузией, но и конвекцией. При перемещении какого-либо объема смеси

		<p>плотностью ρ со скоростью w происходит перенос массы смеси, удельная величина которого определяется уравнением $j_k = \rho w = (\rho_1 + \rho_2)w = \sum \rho_i w$ или для определенного компонента смеси $J_{ki} = \rho_i w$. В результате совместного действия плотность потока вещества за счет молекулярного и конвективного переноса будет определяться уравнением $j_i = j_i^{м.д.} + j_i^k$.</p> <p>Пусть количество массы смеси в единице объема неизменно, тогда утечка одного компонента равна притоку другого $j_1 = -j_2$. Вместе с массой вещества переносится энтальпия $i_i j_i$ (i_i – удельная энтальпия i-го компонента, Дж/кг). В общем случае через неподвижную контрольную поверхность, выделенную в смеси, переносится энтальпия $\sum i_i j_i$, причем если нет потока массы, то есть поток энтальпии, так как разные вещества имеют разные удельные энтальпии.</p> <p>Для бинарной смеси $j_1 i_1 + j_2 i_2 = j_1 (i_1 - i_2) = j_1 (c_{p1} - c_{p2})T$.</p> <p>Диффузионный перенос тепла отсутствует, если $c_{p1} = c_{p2}$. Тогда тепло переносится как за счет теплопроводности и конвекции, так и за счет диффузионного переноса массы: $q = -\lambda \nabla T + \rho w i + \sum j_i^{м.д.} i_i$.</p>	
9.3	<p>Диффузионный пограничный слой, его описание. Граничные условия на поверхности раздела фаз. Коэффициент массоотдачи.</p>	<p>В движущейся однокомпонентной среде тепло переносится теплопроводностью и конвекцией. Этот процесс называется конвективным теплообменом. По аналогии процесс совместного молекулярного и молярного переноса вещества в движущейся многокомпонентной среде называют конвективным массообменом. При наличии массообмена процесс конвективного теплообмена усложняется. Перенос тепла дополнительно осуществляется за счет диффузии.</p> <p>Практический интерес представляют процессы теплообмена и массообмена при испарении, сублимации (возгонке), конденсации, сорбции, десорбции и др. В этом случае система тел является гетерогенной. Под гетерогенной системой обычно понимают неоднородную систему, состоящую из однородных частей, разделенных поверхностями раздела. Однородные части гетерогенной системы должны иметь размеры, достаточно большие по сравнению с молекулами или средним расстоянием между ними. При этом микроскопическая неоднородность не принимается во внимание. Поверхность жидкой (или твердой) фазы в этом случае играет роль, аналогичную роли твердой стенки в процессах теплоотдачи без сопутствующей диффузии. Например, при испарении жидкости образующийся пар переносится путем диффузии в окружающую парогазовую смесь и одновременно имеет место теплопередача между парогазовой смесью и поверхностью жидкости.</p> <p>Аналогично теплоотдаче конвективный массообмен между жидкостью или твердой поверхностью и окружающей средой называют массоотдачей.</p> <p>В рассматриваемых случаях тепло- и массоотдача идут одновременно. Для практических расчетов теплоотдачи используют закон Ньютона-Рихмана.</p> $q = \alpha \cdot (t_c - t_{ж}).$ <p>Для практических расчетов массоотдачи используют уравнение</p> $j = \beta \cdot (\rho_c - \rho_0),$ <p>где β – коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности концентраций диффундирующего вещества; ρ_c – концентрация диффундирующего вещества на жидкой (твердой) поверхности раздела фаз; ρ_0 – концентрация диффундирующего вещества вдали от жидкой (твердой) поверхности раздела фаз.</p> <p>Используя уравнение состояния идеального газа, уравнение можно записать в следующем виде: $j = \beta_p \cdot (p_c - p_0)$</p> <p>Здесь β_p – коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности парциальных давлений $\Delta p = p_c - p_0$, где p_c – парциальное давление диффундирующего вещества на жидкой (твердой) поверхности; p_0 – парциальное давление этого же компонента вдали от поверхности раздела фаз. Это уравнение впервые было получено Э. Дальтоном (1788 г.)</p> <p>Из уравнения следует, что</p> $\beta_p = \frac{dJ}{(p_c - p_0) \cdot dF} = \frac{j}{p_c - p_0}.$	

Тождество следует рассматривать как определение коэффициента массоотдачи, отнесенного к разности парциальных давлений.
 Коэффициенты β и β_p связаны соотношением $\beta_p = \beta / RT$.



Тепловой и диффузионный пограничные слои

При омывании поверхности испарения движущейся парогазовой смесью около испаряющейся поверхности помимо газодинамического и температурного пограничных слоев образуется диффузионный пограничный слой (рис.). В пределах диффузионного пограничного слоя парциальное давление пара изменяется от $p_{n,c}$ на поверхности испарения до p_{n0} на внешней границе пограничного слоя.

Внутри пограничного слоя справедливо условие $\frac{\partial p_r}{\partial y} \neq 0$; вне пограничного слоя и на его внешней границе выполняются условия: $\frac{\partial p_n}{\partial y} = 0$ и $p_n = p_{n0}$

Таким образом, все изменения парциального давления пара сосредотачиваются в сравнительно тонком слое, непосредственно прилегающем к поверхности испаряющегося тела.

Диффузионный пограничный слой образуется и в процессах сублимации, при конденсации пара из парогазовой смеси в процессах сорбции и др.

Как показывают теоретические расчеты пограничного слоя, коэффициенты массоотдачи качественно зависят от направления и величины поперечного потока массы так же, как и коэффициенты теплоотдачи.

9.4 Примененные теории подобия к процессам массообмена, основные числа подобия. Аналогия процессов тепло - и массообмена.

Критерии подобия можно получить двумя методами:
 - из рассмотрения дифференциальных уравнений подобных процессов при условии, что в подобных процессах все однородные величины (т.е. имеющие одинаковый физический смысл и одинаковую размерность) связаны между собой константами подобия;
 - на основании качественно-теоретического анализа процесса и анализа размерностей

Критерии подобия тепломассообмена

Символ и формула критерия	Наименование	Физический смысл
$Nu_n = \beta \frac{L}{D}$; $Nu = \alpha \frac{L}{\lambda_f}$	Безразмерный коэффициент массоотдачи (теплоотдачи): диффузионное число Нуссельта, тепловое число Нуссельта	Характеризует интенсивность массообмена (теплообмена) за счёт конвекции
$Sc = \frac{\nu}{D}$; $Pr = \frac{\nu}{a_p} = \frac{\mu C_p}{\lambda_f}$	Диффузионное число Шмидта, тепловое число Прандтля	Характеризует подобие скоростных и массовых (температурных) полей. При $\nu = a_p = D$ поля скоростей, температур и концентраций подобны
$Le = \frac{D}{a}$; $Le = \frac{Pr}{Pr_m}$	Число Льюиса-Семенова	Характеризует подобие безразмерных концентраций и соответственно полей температур
$Pe_n = w \frac{L}{D}$; $Pe = w \frac{L}{a}$	Критерий массового (теплого) подобия: диффузионное число Пекле, тепловое число Пекле	Характеризует соотношение конвективного и молекулярного переносов вещества (теплоты) в потоке
$Fo_n = D \frac{\tau}{L^2}$; $Fo = w \frac{\tau}{L^2}$	Критерий массовой (тепловой) гомохронности: диффузионное число Фурье, тепловое число Фурье	Характеризует связь между физическими свойствами, размером тела и скоростью изменения в нем полей концентрации (температур)
$St_m = \frac{\beta}{w}$; $St = \frac{a}{c_p \rho w}$	Критерий конвективного переноса вещества (теплоты): диффузионное число Стентона, тепловое число Стентона	Характеризует соотношение между скоростью переноса вещества (теплоты) и линейной скоростью потока

10.	Тепломассообмен; теплогидравлический расчет теплообменных аппаратов (компьютерная презентация)	
10.1	Назначение и классификация теплообменных аппаратов.	<p><i>Теплообменным аппаратом (теплообменником)</i> называется устройство, в котором происходит передача теплоты от одной среды к другой. Среда, участвующая в теплообмене, называется <i>теплоносителем</i>. В качестве теплоносителей могут использоваться пары различных веществ, газы, жидкости и жидкие металлы. Теплоноситель, отдающий теплоту и имеющий более высокую температуру, называется <i>первичным</i>, а воспринимающий теплоту теплоноситель с более низкой температурой называется <i>вторичным</i>.</p> <p>Передача теплоты может осуществляться при непосредственном контакте обоих теплоносителей, либо через твердую поверхность, разделяющую среды. По этому признаку теплообменные аппараты соответственно подразделяются на <i>наконтактные</i> и <i>поверхностные</i>. Контактные аппараты в свою очередь подразделяются на <i>смешивающие</i>, в которых теплообмен происходит при смешении обоих теплоносителей, и <i>барботажные</i>, где один из теплоносителей прокачивается через другой без смешения. В смешивающих аппаратах теплообмен происходит одновременно с массообменом. В поверхностных аппаратах процесс теплопередачи включает в себя теплоотдачу от первичного теплоносителя к поверхности теплообмена, перенос теплоты через поверхность и теплоотдачу от поверхности теплообмена к вторичному теплоносителю. Поверхностные аппараты подразделяются на <i>рекуперативные</i> и <i>регенеративные</i>. В рекуперативных аппаратах обе стороны поверхности теплообмена непрерывно омываются теплоносителями, и направление теплового потока в стенке поверхности теплообмена сохраняется неизменным. В регенеративных аппаратах поверхность теплообмена попеременно омывается то одним, то другим теплоносителем, так что направление теплового потока в стенках поверхности теплообмена периодически меняется.</p> <p>По типу поверхности теплообмена различают аппараты трубчатые (кожухотрубные аппараты с гладкими, оребренными или профилированными трубками) и пластинчатые, в которых поверхность теплообмена образована плоскими или гофрированными листами. По пространственной ориентации поверхности теплообмена аппараты делятся на <i>нагоризонтальные</i> и <i>вертикальные</i>. Классифицировать аппараты можно и по роду протекающих через них теплоносителей на <i>водоводяные</i>, <i>пароводяные</i>, <i>газовоздушные</i> и др., а также и по признаку наличия или отсутствия изменения агрегатного состояния одного или обоих теплоносителей. По этому признаку можно выделить аппараты <i>без изменения агрегатного состояния</i>, а также с изменением агрегатного состояния теплоносителей — <i>кипением</i> или <i>конденсацией</i>. Другим принципом классификации теплообменных аппаратов является их функциональное назначение, по которому аппараты подразделяются на конденсаторы, подогреватели, охладители и т.д.</p> <p>В состав энергетических установок входит ряд теплообменных аппаратов (теплообменников), являющихся их неотъемлемой частью. Эти аппараты по большей части являются поверхностными и рекуперативными по принципу действия, однако в схемах энергетических установок имеются также и аппараты смешивающего типа. Функционирование таких теплообменных аппаратов непосредственно связано с термодинамикой рабочего цикла паротурбинной или газотурбинной установки и обеспечивает необходимую эффективность и надежность ее работы [2–10]. К таким аппаратам относятся, например, конденсаторы, подогреватели системы регенерации и системы подогрева сетевой воды паротурбинных установок, а также воздухоподогреватели и воздухоохладители газотурбинных установок. Другие теплообменные аппараты, не будучи связаны непосредственно с термодинамическим циклом установки, необходимы для обеспечения работы вспомогательных систем (например, систем регулирования и смазки). Поверхностные аппараты паротурбинных установок (ПТУ) в качестве поверхности теплообмена имеют пучки трубок, как прямых, так и другой конфигурации — U- или П-образных. Теплообменные аппараты газотурбинных установок (ГТУ) выполняются как трубчатыми, так и пластинчатыми.</p>
10.2	Основы	В основе методов теплового расчета воздухоохладителей как одного из

	теплового и гидравлического расчётов теплообменников: проектный и проверочный расчёты.	<p>видов рекуперативных теплообменников лежит совместное решение уравнений теплового баланса и теплопередачи, которые могут быть представлены либо в интегральной, либо в дифференциальной форме. В первом случае они соответствуют всему аппарату, т.е. всей теплопередающей поверхности F, а во втором - элементу этой поверхности dF, при течении вдоль которого температуры горячего и холодного теплоносителей изменяются на dt_1 и dt_2. При этом предполагается стационарность условий работы теплообменного аппарата, что означает постоянство во времени температур и расходов сред, обменивающихся теплотой.</p> <p>Тепловой расчет теплообменных аппаратов может быть проектным (конструкторским) или проверочным. Задача проектного расчета - определение величины и формы поверхности теплообмена, разделяющей горячую и холодную среды. Проверочный расчет выполняется в том случае, когда величина и форма поверхности заданы, т.е. известна конструкция теплообменного аппарата. Задача проверочного расчета - определение количества передаваемой теплоты и конечных температур рабочих сред. Указанные задачи решаются двумя методами, краткому изложению которых посвящена настоящая глава.</p>	
10.3	Порядок теплового расчёта и основные этапы: выбор теплоносителей и схемы их движения, сведение параметров движения теплоносителей к тепловому балансу, определение конечных параметров теплоносителей, среднего температурного напора, среднего коэффициента теплопередачи, параметров разделительной твёрдой поверхности.	<p>Тепловой расчет основан на совместном решении уравнений теплового баланса и теплопередачи.</p> <p>В общем случае <i>уравнение теплового баланса</i> теплообменного аппарата имеет вид $Q_1 = Q_2 + \Delta Q$, где Q_1 – количество теплоты, отдаваемое горячим теплоносителем в единицу времени, Вт; Q_2 – количество теплоты, воспринимаемое холодным теплоносителем в единицу времени, Вт; ΔQ – тепловые потери в окружающую среду, Вт.</p> <p><i>Уравнение теплопередачи</i> в рекуперативном теплообменном аппарате имеет вид $Q = k \cdot \Delta T \cdot F$, где Q – тепловая мощность теплообменника, Вт; k – средний коэффициент теплопередачи через разделяющую теплоносители стенку, Вт/(м²·К); ΔT – средняя разность температур (средний температурный напор), °С; F – площадь поверхности теплообмена, м².</p> <p><i>Средний температурный напор</i> (среднюю разность температур) для прямоточной и противоточной схем движения теплоносителей рассчитывают по формулам:</p> $\overline{\Delta T} = \overline{\Delta T}_a = \frac{\Delta T_{\max} + \Delta T_{\min}}{2}, \text{ если } \Delta T_{\max} / \Delta T_{\min} \leq 2;$ $\overline{\Delta T} = \overline{\Delta T}_n = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}}, \text{ если } \Delta T_{\max} / \Delta T_{\min} > 2,$ <p>где ΔT_{\max} и ΔT_{\min} – максимальная и минимальная разности температур теплоносителей, °С; ΔT_a – среднеарифметическая разность температур, °С; ΔT_n – среднелогарифмическая разность температур, °С.</p> <p><i>Коэффициент теплопередачи</i> через стенку круглой трубы рассчитывают по формуле</p> $k = \frac{1}{d_{\text{ср}} \left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_{\text{вн}}} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_w} \ln \frac{d_{\text{нар}}}{d_{\text{вн}}} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{\text{нар}}} \right) + R_{\text{зар}}},$ <p>где $d_{\text{ср}}$, $d_{\text{вн}}$ и $d_{\text{нар}}$ – средний, внутренний и наружный диаметры трубки, м; λ_w – коэффициент теплопроводности материала трубок, Вт/(м·К); $R_{\text{зар}}$ – термическое сопротивление загрязнений с обеих сторон стенки (накипь, сажа и пр.), м²·К/Вт.</p> <p><i>Коэффициенты теплоотдачи</i> со стороны горячего α_1 и со стороны холодного α_2 теплоносителей находят по эмпирическим критериальным формулам, в зависимости от вида теплообмена (свободная или вынужденная конвекция, кипение, конденсация), характера течения (течение в трубах и каналах, продольное или поперечное обтекание трубных пучков и т.п.), режима течения (ламинарный, переходный, турбулентный), расположения поверхности нагрева (горизонтальное или вертикальное)</p>	
10.4	Порядок гидравлического расчёта: опре-	<p>Целью гидравлического расчета является определение величины потери давления теплоносителей при их движении через теплообменные аппараты. При этом отдельно проводится расчет потери давления при прохождении теплоносителей через трубы ($\Delta P_{\text{тр}}$) и в межтрубном пространстве ($\Delta P_{\text{мтр}}$).</p>	

деление потерь на трение и в местных сопротивлениях для каждого теплоносителя, выбор необходимой мощности для обеспечения заданных режимов течения теплоносителей.

1. Расчет потери давления в трубном пространстве

Гидравлическое сопротивление трубного пространства теплообменного аппарата определяется по уравнению

$$\Delta P_{\text{тр}} = \left(\lambda \cdot \frac{l \cdot z}{d_{\text{вн}}} + \Sigma \xi \right) \cdot \frac{\omega_{\text{тр}}^2}{2} \cdot \rho_{\text{тр}}, \text{ Па}$$

где $\omega_{\text{тр}}$ – скорость теплоносителя в трубах, м/с; λ – коэффициент трения; $\Sigma \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений.

Скорость теплоносителя в трубах

$$\omega_{\text{тр}} = \frac{G_{\text{тр}} \cdot z}{0,785 \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot n \cdot \rho_{\text{тр}}},$$

где $G_{\text{тр}}$ – массовый расход (кг/с) теплоносителя, подаваемого в трубное пространство.

Коэффициент трения при $Re_{\text{тр}} > 2300$ можно определить по выражению

$$\lambda = 0,25 \cdot \lg \left[\frac{e}{3,7} + \frac{6,81}{Re_{\text{тр}}} \right]^{0,9},$$

где $e = \frac{\Delta}{d_{\text{вн}}}$ – относительная шероховатость труб; Δ – высота выступов шероховатости (для стальных труб можно принять $\Delta = 0,2$ мм).

Коэффициент трения можно определить графически.

Коэффициенты местных сопротивлений потоку, движущемуся в трубном пространстве: $\xi_{\text{тр}1} = 1,5$ – входная и выходная камера; $\xi_{\text{тр}2} = 2,5$ – поворот между ходами; $\xi_{\text{тр}3} = 1,0$ – вход в трубы и выход из них.

Местные сопротивления на входе в распределительную камеру и на выходе из нее следует рассчитывать по скорости потока в штуцерах $\omega_{\text{тр шт}}$. Диаметры штуцеров нормализованных кожухотрубчатых теплообменников приведены в таблице VIII приложения.

$$\omega_{\text{тр.шт.}} = \frac{G_{\text{тр}}}{0,785 \cdot d_{\text{шт}}^2 \cdot \rho_{\text{тр}}}, \text{ м/с}$$

где $d_{\text{шт}}$ – диаметр штуцера, м.

С учетом изложенного уравнение имеет вид

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{l \cdot z}{d_{\text{вн}}} \cdot \frac{\omega_{\text{тр}}^2}{2} \cdot \rho_{\text{тр}} + [2,5 \cdot (z - 1) + 2 \cdot z] \cdot \frac{\omega_{\text{тр}}^2}{2} \cdot \rho_{\text{тр}} + 3 \cdot \frac{\omega_{\text{тр.шт.}}^2}{2} \cdot \rho_{\text{тр}},$$

где z – число ходов по трубам.

2. Расчет потери давления в межтрубном пространстве

В межтрубном пространстве гидравлическое сопротивление можно рассчитать по формуле

$$\Delta P_{\text{мтр}} = \frac{(\Sigma \xi_{\text{мтр}}) \cdot \rho_{\text{мтр}} \cdot \omega_{\text{мтр}}^2}{2}.$$

Скорость жидкости в межтрубном пространстве определяют по формуле

$$\omega_{\text{мтр}} = \frac{G_{\text{мтр}}}{S_{\text{мтр}} \cdot \rho_{\text{мтр}}},$$

где $S_{\text{мтр}}$ – наименьшее сечение потока в межтрубном пространстве.

Коэффициенты местных сопротивлений потоку, движущемуся в межтрубном пространстве $\xi_{\text{мтр}1} = 1,5$ – вход и выход жидкости; $\xi_{\text{мтр}2} = 1,5$ – поворот через сегментную перегородку; $\xi_{\text{мтр}3} = \frac{3 \cdot m}{Re_{\text{мтр}}^{0,2}}$ – сопротивление пучка труб;

$$Re_{\text{мтр}} = \frac{G_{\text{мтр}} \cdot d_{\text{н}}}{S_{\text{мтр}} \cdot \mu_{\text{мтр}}};$$

где m – число рядов труб, которое приближенно можно определить по выражению $m \approx \sqrt{\frac{n}{3}}$ с последующим округлением полученного значения в большую сторону до целой величины.

Сопротивление входа и выхода следует также определять по скорости жидкости в штуцерах, диаметры условных проходов которых приведены в справочниках.

Число сегментных перегородок зависит от длины и диаметра аппарата.

	<p>Расчетная формула для определения гидравлического сопротивления в межтрубном пространстве имеет вид</p> $\Delta P_{\text{мтр}} = \frac{3 \cdot m \cdot (x + 1)}{\text{Re}_{\text{мтр}}^{0,2}} \cdot \frac{\omega_{\text{мтр}}^2}{2} \cdot \rho_{\text{мтр}} + 1,5 \cdot x \cdot \frac{\omega_{\text{мтр}}^2}{2} \cdot \rho_{\text{мтр}}^2 + 3 \cdot \frac{\omega_{\text{мтр.шт}}^2}{2} \cdot \rho_{\text{мтр}}$ <p>где x – число сегментных перегородок; m – число рядов труб, преодолеваемых потоком теплоносителя в межтрубном пространстве.</p>	
	Всего интерактив	10час

4.3. Лабораторные работы

<i>№ п/п</i>	<i>Номер раздела дисциплины</i>	<i>Наименование лабораторной работы</i>	<i>Объем (час.)</i>	<i>Вид занятия в интер- активной, актив- ной, инновацион- ной формах, (час.)</i>
1	2.	Определение коэффициента теплопроводности теплоизоляционного материала	5	Работа в малых группах (1 часа)
2	4.	Определение коэффициента теплопроводности металла	5	Работа в малых группах (1 часа)
3	4.	Определение коэффициента теплоотдачи при вынужденной конвекции воздуха	5	Работа в малых группах (1 часа)
4	4.	Определение коэффициента теплоотдачи при естественной конвекции на обогреваемом цилиндре	5	Работа в малых группах (1 часа)
5	6.	Определение степени черноты излучающей металлической поверхности	4	Работа в малых группах (1 часа)
6	6.	Исследование теплообмена излучением	4	Работа в малых группах (1 часа)
7	10.	Определение коэффициента теплопередачи при течении жидкости в трубе (труба в трубе)	8	Работа в малых группах (1 часа)
ИТОГО			36	7

4.4. Практические занятия

<i>№ п/п</i>	<i>Номер раздела дисциплины</i>	<i>Наименование тем практических занятий</i>	<i>Объем (час.)</i>	<i>Вид занятия в интер- активной, актив- ной, инновацион- ной формах, (час.)</i>
1	2.	Нестационарная теплопроводность в пластине цилиндре и в телах конечных размеров	2	Промежуточный контроль (1 часа)
2	2.	Теплопроводность при стационарном режиме	2	-
3	4.	Критический диаметр тепловой изоляции трубы	2	-
4	4.	Теплоотдача при ламинарном и турбулентном обтекании плоской пластины	2	-
5	4.	Теплоотдача при вынужденном поперечном обтекании отдельный труб и трубных пучков	2	Промежуточный контроль (1 часа)
6	4.	Теплоотдача при вынужденном движении жидкости в трубах	2	-
7	4.	Интенсификация процесса теплопередачи с помощью оребрения	2	-
8	4.	Теплоотдача при свободном движении жидкости	2	Промежуточный контроль (1 часа)
9	5.	Теплообмен при кипении однокомпонентной жидкости	2	-
10	6.	Теплообмен излучением	2	-
11	7. 10.	Определение поверхностей нагрева теплообменных аппаратов при прямо-противотоке (и с использованием ЭВМ)	6	Компьютерная презентация (1 часа)
12	10.	Порядок теплового расчета и основные этапы	5	Тесты (1 часа)
13	10.	Основы гидравлического расчета теплообменника	5	-
ИТОГО			36	5

4.5. Контрольные мероприятия: курсовая работа

Цель работы: для закрепления теоретических знаний по курсу «Тепломассообмен» учебным планом предусмотрена курсовая работа. В курсовой работе (КР) предлагается выполнить основные и вспомогательные разделы расчетно-пояснительной записки и согласно представленному материалу выполнить графическую часть. Выполнение курсовой работы студентом позволяет подготовить его к выполнению дипломного проекта.

Основная тематика: расчет, выбор типа и конструкции поверхностного многоходового кожухотрубного теплообменника.

Рекомендуемый объем работы: Курсовая работа представляется в виде расчетно-пояснительной записки, которая должна содержать введение, расчетно-конструктивную часть (тепловой расчет подогревателя, гидравлический расчет, механический расчет), заключение, список использованной литературы, угловую спецификацию.

Курсовая работа выполняется в виде пояснительной записки объемом 30-40 листов.

Графическая часть 2 л формата А1

Выдача задания, прием и защита КР проводится в соответствии с календарным учебным графиком.

Контрольные мероприятия: контрольная работа

Цель работы: Контрольная работа выполняется с целью закрепления знаний, полученных в процессе изучения дисциплины.

Основная тематика: расчет, выбор типа и конструкции поверхностного многоходового кожухотрубного теплообменника.

Рекомендуемый объем работы: Бакалаврам по учебному плану необходимо выполнить контрольную работу. Вариант контрольной работы определяется двумя последними цифрами зачетной книжки. При этом в каждом задании часть исходных данных выбирается по последней цифре шифра, а часть – по предпоследней.

В конце работы необходимо привести список использованной литературы, в самом тексте контрольной работы дать ссылки на соответствующие источники.

Выдача задания, прием контрольной работы проводится в соответствии с календарным учебным графиком.

Оценка	Критерии оценки
отлично	Курсовая работа сдана в первую неделю защит. В курсовой работе представлен полностью расчёт поверхностного кожухотрубного теплообменного аппарата и произведён выбор основного и вспомогательного оборудования. Обучающийся владеет материалом и отвечает на все поставленные вопросы. Графическая часть КР выполнена с использованием современного программного обеспечения САПР «Компас-3D». Документация оформлена с соблюдением норм ЕСКД и соответствующих ГОСТов.
хорошо	Курсовая работа сдана в срок со второй по четвертую неделю защит или курсовая работа содержит незначительные ошибки. Обучающийся имеет недостаточные знания по данному материалу. Графическая часть КР выполнена с использованием современного программного обеспечения САПР «Компас-3D». Документация оформлена с соблюдением норм ЕСКД и соответствующих ГОСТов.
удовлетворительно	Курсовая работа сдана в срок с пятой недели по седьмую неделю защит или содержит значительное количество ошибок, или ошибка подразумевает полную переработку всей курсовой работы.
неудовлетворительно	Курсовая работа не сдана в установленный срок.

5. МАТРИЦА СООТНЕСЕНИЯ РАЗДЕЛОВ УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ К ФОРМИРУЕМЫМ В НИХ КОМПЕТЕНЦИЯМ И ОЦЕНКЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ

<i>№, наименование разделов дисциплины</i>	<i>Компетенции</i>	<i>Кол-во часов</i>	<i>Компетенции</i>		<i>Σ комп.</i>	<i>t_{ср}, час</i>	<i>Вид учебных занятий</i>	<i>Оценка результатов</i>
			<i>ОПК</i>	<i>ОК</i>				
			<i>1</i>	<i>7</i>				
1		2	3	4	5	6	7	8
1. Способы теплообмена		16	+	+	2	8	ЛК, СРС	Тесты, экзамен
2. Дифференциальное уравнение теплопроводности и его решения; Система дифференциальных уравнений конвективного теплообмена		22	+	+	2	11	ЛК, ЛР, ПЗ, СРС, КР	Экзамен, КР
3. Применение методов подобия и размерностей к изучению процессов конвективного теплообмена		11	+	+	2	5,5	ЛК, СРС	экзамен
4. Теплоотдача и гидравлическое сопротивление при вынужденном течении в каналах, обтекании трубы и пучка труб; расчет коэффициентов теплоотдачи при свободной конвекции		66	+	+	2	33	ЛК, ЛР, ПЗ, СРС, КР	Тесты, экзамен, КР
5. Теплообмен при фазовых превращениях		21	+	+	2	10,5	ЛК, ПЗ, СРС	экзамен
6. Теплообмен излучением		28	+	+	2	14	ЛК, ЛР, ПЗ, СРС, КР	Тесты, экзамен, КР
7. Сложный теплообмен		26	+	+	2	23	ЛК, ПЗ, СРС	Тесты, экзамен
8. Массообмен: Поток массы компонента; Вектор плотности потока массы		12	+	+	2	6	ЛК, СРС	экзамен
9. Молекулярная диффузия: концентрационная диффузия, закон Фика; Термо- и бародиффузия; Массоотдача Математическое описание и аналогия процессов массо- и теплообмена		10	+	+	2	5	ЛК, СРС	экзамен
10. Тепломассообмен; теплогидравлический расчет теплообменных аппаратов		40	+	+	2	20	ЛК, ЛР, ПЗ, КР, СРС	Тесты, экзамен, КР
<i>всего часов</i>		252	126	126	2	126	-	-

6. ПЕРЕЧЕНЬ УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ ОБУЧАЮЩИХСЯ ПО ДИСЦИПЛИНЕ

1. Бакластов А.М. Проектирование, монтаж и эксплуатация теплообменных установок : учеб. пособие для вузов / А. М. Бакластов, В. А. Горбенко, П. Г. Удыма. - М.: Энергоатомиздат, 1981. - 336 с.

2. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент : справочник / Под ред. А. В. Клименко, В. М. Зорина. - 3-е изд., перераб. - М. : МЭИ, 2001. - 564 с. - (Теплотехника и теплоэнергетика. Кн.2). - ISBN 5704605125

3. Патанкар С. В. Численное решение задач теплопроводности конвективного теплообмена при течении в каналах : учебное пособие / С. В. Патанкар. - М. : МЭИ, 2003. - 310 с. - ISBN 5704608981

4. Федяева В. Н. Теплообмен. Проектирование поверхностного кожухотрубного теплообменника : учебное пособие / В. Н. Федяева, А. А. Федяев, С. В. Белокобыльский. - Братск : БрГУ, 2004. - 123 с. - ISBN 5816601253

5. Тестовые и контрольные задания. В 4 ч. / Под ред. С. В. Белокобыльского. - Братск : БрГУ, 2005. Ч.4 : Специальные дисциплины и дисциплины специализации. - 158 с.

7. ПЕРЕЧЕНЬ ОСНОВНОЙ И ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ, НЕОБХОДИМОЙ ДЛЯ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ

№ п/п	Наименование издания	Вид занятия	Количество экземпляров в библиотеке, шт.	Обеспеченность, (экз./ чел.)
1	2	3	4	5
Основная литература				
1.	Цветков, Ф. Ф. Теплообмен : учеб. пособие для вузов / Ф. Ф. Цветков, Б. А. Григорьев. - 2-е изд., испр. и доп. - Москва : МЭИ, 2005. - 550 с. - ISBN 5704612709	Лк, ПЗ, ЛР	51	1
Дополнительная литература				
2.	Федяева В. Н. Теплообмен. Определение коэффициента теплопроводности металла : методические указания по выполнению лабораторной работы / В. Н. Федяева, А. А. Федяев. - Братск : БрГУ, 2012. - 12 с.	Лк, ПЗ, ЛР	29	1
3.	Федяева В. Н. Теплообмен. Определение коэффициента теплоотдачи при вынужденной конвекции воздуха : методические указания по выполнению лабораторной работы / В. Н. Федяева, Н. Н. Михолап. - Братск : БрГУ, 2013. - 23 с.	Лк, ПЗ, ЛР	69	1
4.	Федяева В. Н. Теплообмен. Определение коэффициента теплопередачи при течении жидкости в трубе (труба в трубе) : методические указания / В. Н. Федяева, А. А. Федяев. - Братск : БрГУ, 2011. - 21 с.	Лк, ПЗ, ЛР	125	1
5.	Логинов В.С. Примеры и задачи по теплообмену : учебное пособие. [Электронный ресурс] / В. С. Логинов [и др.]. - 2-е изд., испр. и доп. - Санкт-Петербург : Лань, 2011. - 256 с. - (Учебники для вузов. Специальная литература). - ISBN 978-5-8114-1132-0 http://e.lanbook.com/book/1553	Лк, ПЗ, ЛР	ЭР	1
6.	Круглов, Г. А. Теплотехника. [Электронный ресурс]: учебное пособие / Г. А. Круглов, Р. И. Булгакова, Е. С. Круглова. - 2-е изд., стереотип. - Санкт-Петербург : Лань, 2012. - 208 с. - (Учебники для вузов. Специальная литература). - ISBN 978-5-8114-1017-0 http://e.lanbook.com/book/3900	Лк, ПЗ, ЛР	ЭР	1
7.	Назмеев Ю. Г. Теплообменные аппараты ТЭС : учебное	Лк, ПЗ,	20	1

	пособие для вузов / Ю. Г. Назмеев, В. М. Лавыгин. - 2-е изд., перераб. - М. : МЭИ, 2002. - 260 с. - ISBN 5704608884	ЛР		
8.	Коваленко И. В. Теплотехника. Исследование теплообмена излучением : методические указания по выполнению лабораторной работы / И. В. Коваленко. - Братск : БрГУ, 2011. - 13 с.	Лк, ПЗ, ЛР	86	1
9.	Федяева В. Н. Тепломассообмен. Определение коэффициента теплоотдачи при естественной конвекции на обогреваемом цилиндре : методические указания по выполнению лабораторных работ / В. Н. Федяева, А. А. Федяев. - Братск : БрГУ, 2009. - 13 с.	Лк, ПЗ, ЛР	29	1
10.	Теплотехника : лабораторный практикум / Г. В. Пак, Л. Ф. Гутчинский, Л. В. Даниленко и др. - Братск : БрГТУ, 2000. - 52 с.	Лк, ПЗ, ЛР	22	1
11.	Федяева В. Н. Промышленные тепломассообменные процессы и установки : рабочая программа, методические указания, практические и контрольные задания / В. Н. Федяева. - Братск : БрГТУ, 2000. - 35 с.	Лк, ПЗ, ЛР	35	1
12.	Исаченко В. П. Теплопередача : учебник для вузов / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. - 4-е изд., перераб. и доп. - Москва : Энергоиздат, 1981. - 416 с. - (Высшее образование).	Лк, ПЗ, ЛР	25	1
13.	Кошкин В. К. Теплообменные аппараты и теплоносители (теория и расчет) : учебное пособие / В.К.Кошкин,Э.К.Калинин. - М. : Машиностроение, 1971. - 200 с.	Лк, ПЗ, ЛР	10	
14.	Авчухов В. В. Задачник по процессам тепломассообмена : учебное пособие / В.В. Авчухов, Б.Я. Паюсте. - Москва : Энергоатомиздат, 1986. - 141 с.	Лк, ПЗ, ЛР	39	1
15.	Авчухов, В. В. Задачник по процессам тепломассообмена : учебное пособие / В.В. Авчухов, Б.Я. Паюсте. - Москва : Энергоатомиздат, 1986. - 141 с.	Лк, ПЗ, ЛР	39	1

8. ПЕРЕЧЕНЬ РЕСУРСОВ ИНФОРМАЦИОННО - ТЕЛЕКОММУНИКАЦИОННОЙ СЕТИ «ИНТЕРНЕТ» НЕОБХОДИМЫХ ДЛЯ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ

1. Электронный каталог библиотеки БрГУ
http://irbis.brstu.ru/CGI/irbis64r_15/cgiirbis_64.exe?LNG=&C21COM=F&I21DBN=BOOK&P21DBN=BOOK&S21CNR=&Z21ID=.
2. Электронная библиотека БрГУ
<http://ecat.brstu.ru/catalog> .
3. Электронно-библиотечная система «Университетская библиотека online»
<http://biblioclub.ru> .
4. Электронно-библиотечная система «Издательство «Лань»
<http://e.lanbook.com> .
5. Информационная система "Единое окно доступа к образовательным ресурсам"
<http://window.edu.ru> .
6. Научная электронная библиотека eLIBRARY.RU <http://elibrary.ru> .
7. Университетская информационная система РОССИЯ (УИС РОССИЯ)
<https://uisrussia.msu.ru/> .
8. Национальная электронная библиотека НЭБ
<http://xn--90ax2c.xn--p1ai/how-to-search/> .

9. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ ОБУЧАЮЩИХСЯ ПО ОСВОЕНИЮ ДИСЦИПЛИНЫ

9.1. Методические указания для обучающихся по выполнению лабораторных/практических работ

Рекомендуемые источники литературы, необходимые при выполнении лабораторных и практических работ указаны в п.7 (основная [1-4] и дополнительная [5-17]).

Лабораторная работа №1

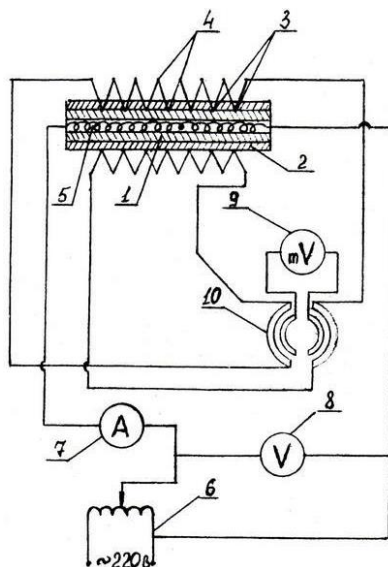
Определение коэффициента теплопроводности теплоизоляционного материала

Цель работы:

Ознакомление с методикой определения коэффициента теплопроводности шнурового асбеста.

Порядок выполнения:

Установка состоит из латунной трубки 1 (рис.1) длиной l покрытой слоем шнурового асбеста 2. На внутренней и наружной поверхностях теплоизоляции установлены горячие спаи термопар 3 для измерения температур на внутренней и наружной поверхности. Холодные спаи термопар 4 выведены за пределы теплоизоляционного слоя трубки и имеют температуру окружающей среды. После включения электронагревателя 5 в сеть устанавливают с помощью автотрансформатора 6 силу тока, соответствующую первому режиму. При этом контролируют электрические параметры тока с помощью амперметра 7 и вольтметра 8.



1 – латунная трубка, 2 – слой теплоизоляции, 3 – горячие спаи термопар, 4 – холодные спаи термопар, 5 – электронагреватель, 6 – автотрансформатор, 7 – амперметр, 8 – вольтметр, 9 – милливольтметр, 10 – переключатель термопар.

Рис. 1 - Схема установки.

При наступлении стационарного режима (неизменность температуры во времени) производят измерение температур на внутренней и наружной поверхностях теплоизолятора с помощью измерителя температуры. 9. После проведения измерений температур устанавливают при помощи автотрансформатора второй режим, дают выдержку 10 - 15 минут с целью достижения стационарного режима. Затем проводят измерения температур и электрических параметров нагревателя во втором режиме. Результаты измерений заносят в таблицу.

Значения конструктивных параметров l , $d_{вн}$ и $d_{н}$ и режимы опытов представлены на лицевой панели стенда.

При выполнении работы следует учесть, что измерение на имеющихся стендах проводится различными способами и приборами.

На одном из стендов измерение температур внутренней $t_{вн}$ и наружной $t_{н}$ поверхностей слоя теплоизоляции производится непосредственно в градусах Цельсия ($^{\circ}\text{C}$) при помощи прибора логометрического типа.

На другом - измерение температуры производится при помощи милливольтметра и перевод полученных величин в $^{\circ}\text{C}$ производится с помощью градуировочного графика, размещенного на стенде.

На третьем - измерение производится с помощью милливольтметра типа М 194. В этом случае температуры $t_{вн}$ и $t_{н}$ определяются по формуле:

- если положение делителя напряжения на милливольтметре установлено на 7,5

$$t_{вн}(t_{н}) = (1,385 - 0,0024 \cdot z) \cdot z + t_0; \quad (1.5)$$

- если положение делителя напряжения на милливольтметре установлено на 15

$$t_{вн}(t_{н}) = (1,88 - 0,0044 \cdot z) \cdot z + t_0; \quad (1.6)$$

В этих формулах Z - число делений по шкале милливольтметра, а t_0 - температура воздуха в лаборатории, $^{\circ}\text{C}$.

Таблица 1

Результаты измерений

Режим	Сила тока, А	Напряжение, В	Температура		l , м	$d_{вн}$, м	$d_{н}$, м
			$t_{вн}$, $^{\circ}\text{C}$	$t_{н}$, $^{\circ}\text{C}$			
1							
2							

Форма отчетности:

Отчет должен содержать:

- цель работы;
- краткое описание и схему установки;
- таблицу экспериментальных данных;
- расчеты по определению перечисленных выше показателей;
- выводы по работе.

Контрольные вопросы для самопроверки

1. Какова цель работы?
2. Что такое теплопроводность?
3. В чем измеряется теплопроводность?
4. Что такое коэффициент теплопроводности?
5. Что называется стационарным режимом?

Лабораторная работа №2

Определение коэффициента теплопроводности металла

Цель работы:

Изучение явления теплопроводности; опытное определение коэффициента теплопроводности металла.

Порядок проведения работы в ручном режиме:

Для включения лабораторного стенда в работу необходимо нажать кнопку "POWER", расположенную на передней панели стенда, после чего загорятся сигнальные лампы зеленого и красного цвета.

С момента включения стенда следует записывать через каждые 3 минуты значения температуры в месте заделки рабочего спая первой термопары.

Когда значение температуры повторяется два или три раза (т.е. когда наступит стационарный режим] следует дважды измерить температуры во всех трех точках и падения напряжения на участках цепи ΔU_{1-2} , ΔU_{2-3} , Результаты замеров заносят в таблицу 2.

Таблица 2

Результаты замеров

№ п/п	t_1	t_2	t_3	ΔU_{1-2}	ΔU_{2-3}	ΔV
	мВ/°С	мВ/°С	мВ/°С	мВ/°С	мВ/°С	мВ/°С
1						
2						

Для измерения температуры во второй точке t_2 необходимо установить переключатель термопар во второе, по ходу часовой стрелки положение, для измерения температуры в третьей точке t_3 - в третье положение.

В четвертом положении переключателя измеряется падение напряжения на участке цепи между первой и второй точками ΔU_{1-2} , в пятом положении между второй и третьей точками ΔU_{2-3} , в шестом положении измеряется падение напряжения на термостабильном сопротивлении ΔV ($R=0,0015$). После окончания работы стенд отключается путем нажатия на кнопку "POWER"

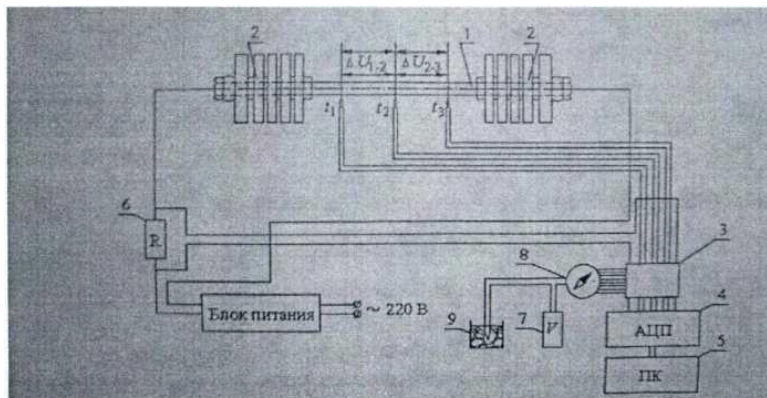


Рисунок 2 - Схема лабораторного стенда

Порядок выполнения работы в автоматическом режиме

1. Изучив устройство и принцип работы лабораторного стенда и заготовив протокол для записи измерений, приступить к опыту. Для этого запускаем электронный лабораторный практикум (файл lab1.exe) и подаем электрический ток нажатием кнопки "POWER".

2. С момента включения установки через каждые 10 секунд измеряются и выводятся на экран монитора значения t_1 , t_2 , t_3 , чтобы следить за установлением теплового состояния системы. Стационарный режим будет достигнут, когда значения t_1 , t_2 , t_3 станут неизменными, т.е. будут повторяться в течение трех минут.

3. Программа самостоятельно завершит опыт по достижению стационарного режима и активирует кнопку для обработки результатов. При нажатии кнопки "РЕЗУЛЬТАТ" программа выведет конечные значения температур t_1 , t_2 , t_3 разности потенциалов (U_2-U_1) и (U_2-U_3), падения напряжения ΔV , а также подсчитает коэффициент теплопроводности λ и вычислит погрешность $\delta\lambda$ (%).

4. Опыт заканчивается выключением программы и установки.

Форма отчетности:

Отчет должен содержать:

- цель работы;
- краткое описание и схему установки;
- таблицу экспериментальных данных;
- расчеты по определению перечисленных выше показателей;
- выводы по работе.

Контрольные вопросы для самопроверки

1. Какова цель работы?
2. Что такое теплопроводность?
3. Какие материалы обладают лучшей теплопроводностью?
4. В чем измеряется теплопроводность?
5. Какие металлы обладают наибольшей теплопроводностью?

Лабораторная работа №3

Определение коэффициента теплоотдачи при вынужденной конвекции воздуха

Цель работы:

Изучить механизм теплоотдачи при вынужденной конвекции и определить коэффициент теплоотдачи.

Краткие теоретические сведения:

Конвекция - перенос массы в результате перемещения сплошной среды (газа, жидко-

сти). Существуют различные виды конвекции в зависимости от причин, её порождающих; наиболее распространённые – *свободная* и *вынужденная* конвекции.

Конвективный теплообмен происходит благодаря контакту движущейся жидкости и твердой поверхности, имеющих различную температуру. При **вынужденной** конвекции движение вызвано не нагревом жидкости, как это наблюдается при естественной конвекции, а воздействием некоторой внешней силы. Энергия, поступающая извне, необходима для поддержания движения жидкости; при этом действуют две силы—давление жидкости, зависящее от скорости потока и сила трения, обусловленная вязкостью жидкости. Влияние этих сил на теплоотдачу жидкости характеризуется безразмерным параметром конвекции критерием *Рейнольдса*. Этот параметр характеризует также режим течения, который самым непосредственным образом определяет теплоотдачу жидкости.

Вынужденной конвекцией называется движение *жидкости (газа)*, вызываемое воздействием внешних сил (ветер, насос, вентилятор и т.д.), а также однородного поля массовых сил в жидкости (уклон и т.д.). Таким образом, перенос теплоты вынужденной конвекцией обусловлен *турбулентным перемешиванием* водных или воздушных масс потока, а также связан с переносом теплоносителя. В отличие от свободной конвекции при вынужденной конвекции происходит полярный перенос водных (воздушных) масс, а не молекулярный, т. е. перенос больших объемов жидкости.

Процесс теплоотдачи при течении жидкости в трубах является более сложным по сравнению с процессом теплоотдачи при омывании поверхности неограниченным потоком.

Поперечное сечение трубы имеет конечные размеры. В результате, начиная с некоторого расстояния от входа, жидкость (газ) по всему поперечному сечению трубы испытывает тормозящее действие сил вязкости, происходит изменение температуры жидкости как по сечению, так и по длине канала. Все это сказывается на теплоотдаче. В жидкости отсутствуют внутренние источники теплоты. Течение жидкости может быть *ламинарным, переходным и турбулентным*. О режиме течения в трубах судят по значению числа *Рейнольдса*

$$Re = \frac{\bar{w}d}{\nu},$$

где \bar{w} - средняя скорость жидкости (м/с), d - внутренний диаметр трубы (м), ν – коэффициент кинематической вязкости (м²/с). Если $Re < Re_{кр} \approx 2300$, то течение является *ламинарным*. Значение $Re_{кр1} = 2300$ является нижним критическим значением числа *Рейнольдса*. При $Re > 2300$ поток после единичного возмущения уже не возвращается к ламинарному режиму течения. Развитое *турбулентное* течение в технических трубах устанавливается при $Re > Re_{кр2} \approx 10^4$.

Течение при $Re = 2300 \div 10^4$ называют *переходным*.

Плотность теплового потока в процессах теплоотдачи определяется по закону Ньютона–Рихмана:

$$q = a(t - t_c), \text{ Вт/м}^2.$$

Тогда величина теплового потока будет равна

$$Q = qF = a(t - t_c)F, \text{ Вт}$$

где F – площадь поверхности стенки, м². Коэффициент пропорциональности a , называемый коэффициентом теплоотдачи, характеризует интенсивность процесса теплоотдачи. По физическому смыслу a численно равен количеству тепла в Дж, которое отдаётся теплоносителем к стенке или от стенки к теплоносителю через площадь 1 м², при разности температур между жидкостью и стенкой в 1 К за время 1 с. Отсюда следует, что единица измерения коэффициента теплоотдачи будет Дж/м²·К·с или Вт/м²·К.

Следует отметить, что обычно в инженерной практике при тепловом расчёте и проектировании теплообменной аппаратуры величины коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи по постановке задачи неизвестны.

Поэтому определение коэффициентов теплоотдачи a является одной из основных за-

дач теории теплообмена. Значение коэффициента теплоотдачи необходимо как при расчётах процесса теплоотдачи, так и при расчётах процесса теплопередачи, поскольку величины входят в коэффициент теплопередачи.

Аналитический расчёт коэффициентов теплоотдачи в настоящее время осуществляется по критериальным соотношениям, в которых сам вид обобщённых безразмерных переменных (критериев подобия) определяется теоретически на основе теории подобия, а явный вид зависимости между критериями находится экспериментально для каждого вида теплообмена.

Основными критериями подобия, входящими в критериальные уравнения конвективной теплоотдачи, являются:

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$$

Nu – критерий *Нуссельта*, характеризующий интенсивность процесса перехода тепла на границе поток теплоносителя–стенка (содержит определяемый коэффициент теплоотдачи);

$$Pr = \frac{c \mu}{\lambda}$$

Pr – критерий *Прандтля*, характеризующий отношение вязкостных и температуропроводных свойств теплоносителя;

$$Re = \frac{w l \rho}{\mu}$$

Re – критерий *Рейнольдса*, характеризующий отношение сил инерции и вязкоупругого трения в потоке (критерий Re учитывает вклад вынужденной конвекции в общий теплоперенос);

$$Gr = \frac{g l^3 \rho^2}{\mu^2} \beta \Delta t, \quad \Delta t = t - t_c$$

Gr – критерий *Грасгофа*, характеризующий соотношение подъёмной силы, обусловленной неодинаковостью плотностей в различных точках неизотермического потока и сил вязкостного трения (критерий Gr учитывает вклад свободной термической гравитационной конвекции в общий теплоперенос).

Конкретный вид критериальных уравнений для теплоотдачи при вынужденном движении теплоносителя в канале имеет вид:

1) ламинарный режим движения, $Re < 0,23 \cdot 10^4$

$$Nu = 0,15 Re^{0,33} Gr^{0,1} Pr^{0,43} (Pr/Pr_c)^{0,25};$$

2) переходный режим движения, $0,23 \cdot 10^4 < Re < 10^4$; $Gr \cdot Pr > 1,5 \cdot 10^6$

$$Nu = 0,037 Re^{0,75} Pr^{0,4} (\mu/\mu_c)^{0,11};$$

3) турбулентный режим движения, $Re > 10^4$

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr/Pr_c)^{0,25}.$$

Величина коэффициента теплоотдачи, в конечном итоге, определяется по выражению

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{l}$$

Теплофизические свойства теплоносителя, входящие в критерии Re , Gr , Pr , Nu , выбираются из справочной литературы при средней (определяющей) температуре ядра потока t . Величина l , входящая в критерий Nu , Re и Gr , является характерным для развития процесса теплоотдачи геометрическим размером канала. Часто величину l называют определяющим размером. Для процесса теплоотдачи при вынужденном движении жидкости в канале, определяющий размер может быть определён из выражения

$$l = \frac{4f}{\Pi},$$

где f – площадь сечения канала (площадь сечения потока); Π – «смоченный» периметр канала.

При движении жидкости в трубе диаметром d следует, что $l = d$; при движении жид-

кости в кольцевом канале $l = d_{вн} - d_n$,

где $d_{вн}$ – внутренний диаметр трубы 1; d_n – наружный диаметр трубы 2.

Критерий P_{rc} (величина критерия Прандтля данного теплоносителя при температуре стенки) определяется при температуре теплоносителя, равной средней температуре теплоотдающей (или тепловоспринимающей) поверхности t_c .

Последовательность аналитического определения величины a следующая:

- 1) определяют скорость движения теплоносителя из уравнения расхода потока $V_c = f w$;
- 2) определяют величину критерия Re и выбирают явный вид критериального уравнения;
- 3) вычисляют величину критерия Nu ;
- 4) из величины критерия Nu определяют коэффициент теплоотдачи a .

На рисунке 3.1 представлена схема исследования теплоотдачи в теплообменнике типа «труба в трубе». Горячий теплоноситель в количестве G_1 со средней температурой t_1 поступает в межтрубное пространство и нагревает внешнюю поверхность внутренней трубы до средней по длине температуры t_{c1} . Внутренняя поверхность внутренней трубы со средней по длине температурой t_2 нагревает холодный теплоноситель в количестве G_2 до средней температуры t_2 .

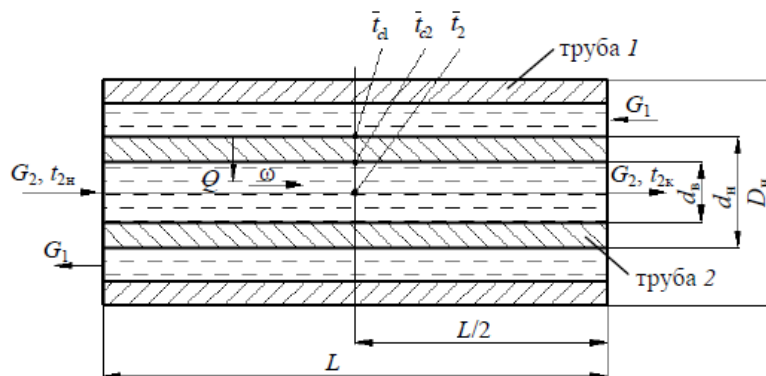


Рис. 3.1 - Схема процесса теплоотдачи в теплообменнике типа «труба в трубе»

Величина коэффициента теплоотдачи, определяемая экспериментально, рассчитывается по уравнению

$$\alpha_2 = \frac{Q}{(\bar{t}_{c2} - \bar{t}_2) F_2},$$

где $Q = G_2 c (t_{2к} - t_{2н})$ – количество тепла, отданного холодному теплоносителю в процессе теплоотдачи; $F_2 = p d L_6$ – поверхность процесса теплоотдачи; L – рабочая длина трубы; d_n – внутренний диаметр трубы 2.

Для определения величины a_2 необходимо знать температуру стенки t_{c2} , которая находится из выражения $t_{c2} = t_{c1} - \Delta t_c$, где Δt_c – перепад температуры в стенке, равный (по закону теплопроводности Фурье).

Схема лабораторной установки

Лабораторная установка включает: 1 – рабочий участок «труба в трубе», 2 – водоподогреватель, 3 – насос водоподогревателя, 4 – расширительный бачок водоподогревателя, 5 – вентиль расширительного бачка, 6 – вентиль регулирования расхода горячей воды во внутренней трубе, 7 – радиатор (холодильник) для охлаждения воды, текущей в наружной трубе рабочего участка, 8 – насос холодильника, 9 – расширительный бачок радиатора, 10 – измеритель расхода воды, текущей во внешней трубе рабочего участка, 11 – измеритель расхода воды, текущей во внешней трубе рабочего участка, 12 – вентилятор радиатора (холодильника) с источником питания.

K1, K2, K3, K4 – вентили, регулирующие режимы течения (прямоток или противоток) и расход воды во внешней трубе рабочего участка. ВМ – вентили Маевского, предназначенные для удаления воздуха из системы.

t_1 – температура воды на входе во внутреннюю трубу рабочего участка; t_2 – температура воды на выходе из внутренней трубы рабочего участка; t_3 – температура воды на входе

во внешнюю трубу рабочего участка в условиях прямотока; t_4 – температура воды на выходе из внешней трубы рабочего участка в условиях прямотока.

При включении противотока (поменять местами t_3 и t_4 во внешней трубе).

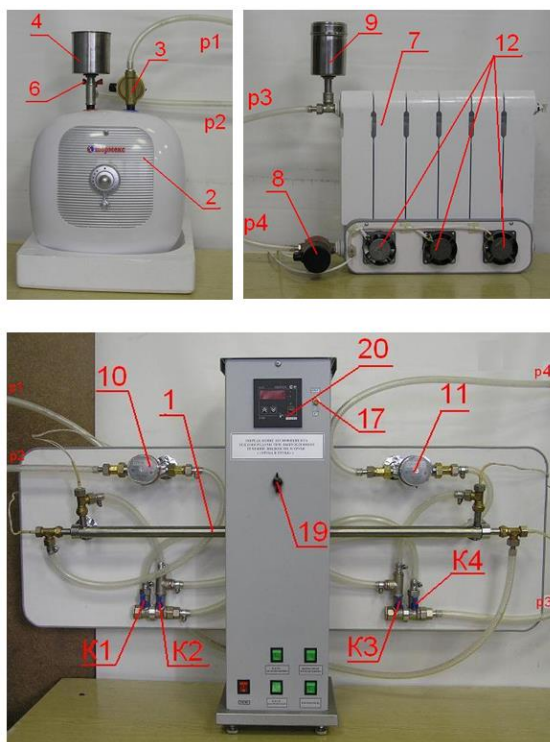


Рис. 3.2 - Схема экспериментальной установки

Порядок выполнения работы

1. Включить установку в сеть.
2. Тумблером «сеть» включить питание установки.
3. При всех открытых вентилях проверить заполнение водой водоподогревателя и радиатора. При этом расширительные бачки должны быть заполнены на половину.
4. Включить тумблер «насос нагревателя». Если расходомер 10 не работает (в системе имеется воздушная пробка), то необходимо несколько раз произвести включение и выключение насоса при открытых ВМ.
5. Вентилем 6 отрегулировать необходимый расход воды во внешней трубе рабочего участка.
6. Для установки режима «**прямоток**» во внешней трубе рабочего участка закрыть вентили K1 и K4, и открыть вентили K2 и K3.
7. Тумблером «насос холодильника» включить насос 8 радиатора (холодильника).
8. Включая и выключая насос 8 радиатора тумблером «насос холодильника» достичь равномерного вращения «турбинки» расходомера 11, свидетельствующего о непрерывном потоке воды во внешней трубе рабочего участка.
9. Вентилем K3 отрегулировать необходимый расход воды во внешней трубе рабочего участка в режиме «прямоток».
10. Для установки режима «**противоток**» во внешней трубе рабочего участка закрыть вентили K2 и K3, и открыть вентили K1 и K4.
11. Вентилем K4 отрегулировать необходимый расход воды во внешней трубе рабочего участка в режиме «противоток».
12. После установки нужного режима течения воды во внешней трубе рабочего участка и требуемых расходов ($15 - 20 \text{ см}^3$) в секунду (см. паспорт расходометра), включить водоподогреватель 2 тумблером «нагрев».
13. Включить измеритель температуры 20 тумблером 17.
14. Включить вентилятор холодильника тумблером 18 «вентилятор холодильника».

15. При достижении температуры на входе во внутреннюю трубу $t_1 = (45 - 50) ^\circ C$, произвести отсчёт температур t_1, t_2, t_3, t_4 с помощью переключателя термомпар 19.
16. Включить секундомер и произвести отсчёт показаний расходомеров.
17. Выключить секундомер и произвести отсчёт показаний расходомеров. При этом определить промежуток времени, за который через сечения труб прошли соответствующие объёмы воды.

Обработка результатов эксперимента

Показания термомпар:

- t_1 – Температура воды на входе во внутреннюю трубу.
- t_2 – Температура воды на выходе из внутренней трубы.
- t_3 – Температура воды на входе во внешнюю трубу.
- t_4 – Температура воды на выходе из внешней трубы.

В данном опыте реализуется противоточная **схема движения теплоносителей**.
Объёмные расходы воды через внутреннюю и внешнюю трубы:

$$V_1 \text{ и } V_2$$

Разница температур воды на входе внутренней трубы:

$$\Delta t_B = t_1 - t_2$$

Разница температур воды на входе внешней трубы.

$$\Delta t_H = t_3 - t_4$$

Температурный напор на входе в системе.

$$\Delta T_B = t_1 - t_4$$

Температурный напор на выходе из системы.

$$\Delta T_H = t_2 - t_3$$

Среднеинтегральный температурный напор.

$$\Delta T = \frac{\Delta T_B - T_H}{\ln\left(\frac{\Delta T_B}{\Delta T_H}\right)}$$

Теплоёмкость воды при атмосферном давлении.

$$C_p = 4186,8, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Определяющее значение температуры во внутренней трубе.

$$t_B = 0,5 \cdot (t_1 + t_2)$$

Определяющее значение температуры во внешней трубе.

$$t_H = 0,5 \cdot (t_3 + t_4)$$

Среднеинтегральное значение плотности воды во внутренней трубе.

$$\rho_B = 999,8 \cdot \text{Cos}\left(\frac{t_B}{340}\right)$$

Среднеинтегральное значение плотности воды во внешней трубе.

$$\rho_H = 999,8 \cdot \text{Cos}\left(\frac{t_H}{340}\right)$$

Массовый расход воды через внутреннюю трубу.

$$G_B = \rho_B \cdot V_1$$

Массовый расход воды через внешнюю трубу.

$$G_H = \rho_H \cdot V_2$$

Тепловой поток отдаваемый внутренней трубой.

$$Q_B = G_B \cdot C_p \cdot \Delta t_B, \text{ Вт}$$

Тепловой поток воспринимаемый внешней трубой.

$$Q_H = G_H \cdot C_p \cdot \Delta t_H, \text{ Вт}$$

Среднее значение теплового потока протекающего через систему.

$$Q = \frac{Q_B + Q_H}{2}, \text{ Вт}$$

Экспериментальное значение линейного коэффициента теплопередачи.

$$k_1 = \frac{Q}{L \cdot \pi \cdot \Delta T}, \frac{Bm}{m \cdot K}$$

Площадь внутреннего сечения внутренней трубы.

$$F_d = 0.25 \cdot \pi \cdot d_{B1}^2, m^2$$

Скорость течения жидкости во внутренней трубе.

$$w = \frac{V_1}{F_d}, \frac{m}{c}$$

Теплопроводность жидкости.

$$\lambda = [681 - 0.0083 \cdot (t_{opr} - 120)^2] \cdot 10^{-3}, \frac{Bm}{m \cdot K}$$

Динамическая вязкость жидкости.

$$\mu = \left[1793 - 1550 \cdot \left(1 - e^{-\frac{t_{opr}}{30}} \right) \right] \cdot 10^{-6}, Pa \cdot c$$

Плотность жидкости

$$\rho = 999,8 \cdot \cos\left(\frac{t_{opr}}{340}\right), \frac{kg}{m^3}$$

Кинематическая вязкость жидкости.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}, \frac{m^2}{c}$$

Число Прандтля для жидкости.

$$Pr = 13.46 - 12 \cdot \left(1 - e^{-\frac{t_{opr}}{28.5}} \right)$$

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{w \cdot d_{B1}}{\nu}$$

Число Нуссельта ($Re < 2300$)

$$Nu = 1.55 \cdot \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{d_{B1}}{L} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Число Нуссельта ($Re > 2300$)

$$Nu = 0.021 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.43}$$

Средний для рабочего участка внутренний коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_1 = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{B1}}, \frac{Bm}{m^2 \cdot K}$$

Площадь внутреннего сечения внешней трубы.

$$F_d = 0.25 \cdot \pi \cdot (d_{H1}^2 - d_{B1}^2), m^2$$

Скорость течения жидкости во **внешней трубе**.

$$w = \frac{V_2}{F_d}, \frac{m}{c}$$

Теплопроводность жидкости.

$$\lambda = [681 - 0.0083 \cdot (t_{opr} - 120)^2] \cdot 10^{-3}, \frac{Bm}{m \cdot K}$$

Динамическая вязкость жидкости.

$$\mu = \left[1793 - 1550 \cdot \left(1 - e^{-\frac{t_{opr}}{30}} \right) \right] \cdot 10^{-6}, Pa \cdot c$$

Плотность жидкости

$$\rho = 999,8 \cdot \cos\left(\frac{t_{opr}}{340}\right), \frac{kg}{m^3}$$

Кинематическая вязкость жидкости.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}, \frac{m^2}{c}$$

Число Прандтля для жидкости.

$$Pr = 13.46 - 12 \cdot \left(1 - e^{-\frac{t_{opr}}{28.5}} \right)$$

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{w \cdot (d_{H1} - d_{B2})}{\nu}$$

Число Нуссельта ($Re < 2300$)

$$Nu = 1.55 \cdot \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{d_{H1} - d_{B2}}{L} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Средний для рабочего участка внешний коэффициент теплоотдачи.

$$\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{H1} - d_{B2}}, \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Теплопроводность нержавеющей стали.

$$\lambda_{cm} = 14,4 + 0,016 \cdot \frac{t_B + t_H}{2}, \frac{Вт}{м \cdot К}$$

Все расчётные величины вносятся в представленную ниже таблицу 3.

Таблица 3

Результаты эксперимента

	Расчётные данные								
	k_1 , Вт/мК	F_d , м ²	W , м/с	λ , Вт/мК	μ , Па·с	ρ , м ³ /с	Re	Nu	α_1 , Вт/м ² К
Внутренняя труба									
Внешняя труба									

Форма отчетности:

Отчет должен содержать:

- цель работы;
- краткое описание и схему установки;
- таблицу экспериментальных данных;
- расчёты по определению перечисленных выше показателей;
- выводы по работе.

Контрольные вопросы для самопроверки

1. Какой критерий является определяемым при нахождении коэффициента теплоотдачи?
2. Какие критерии подобия являются определяющими для теплообмена при вынужденной конвекции?
3. Какие режимы течения теплоносителя в трубках или каналах возможны при вынужденной конвекции и какими критериальными уравнениями следует воспользоваться?
4. Какой коэффициент теплоотдачи имеет большее значение при движении теплоносителя: в трубках, вдоль или поперёк пучка трубок, если температура, давление и скорость теплоносителя одинаковы?
5. Дайте определение конвекции, вынужденной конвекции?
6. Из каких отдельных элементов состоит трубчатый теплообменник?

Лабораторная работа №4

Определение коэффициента теплоотдачи при естественной конвекции на обогреваемом цилиндре

Цель работы:

Определение коэффициента теплоотдачи трубы при свободной конвекции воздуха при различных температурах поверхности трубы. Используются два метода расчета коэффициента: прямой — по экспериментальным данным о тепловом потоке и температурном напоре, косвенный - основан на решении уравнения теплопроводности с помощью теории подобия.

Порядок выполнения:

Лабораторная установка (рис.4.1) и рабочий участок (рис. 4.2) состоит из отрезка медной тонкостенной трубы 1, внешний диаметр которой равен 28 мм. На поверхности трубы по её длине расположены 5 термопар $t_1 - t_5$ с интервалом 100 мм. Третья термопара t_3 находится в центре трубы, термопары t_1 и t_5 находятся на расстоянии 10 мм от концов трубы. Указанные термопары монтируются внутри трубы. Труба устанавливается так, что спаи термопар находятся в верхних точках цилиндрической поверхности трубы. Еще одна термопара t_6 находится снизу на середине трубы. На концах трубы находятся заглушки 2 из теплоизолирующего материала. Термопара t_7 измеряет температуру воздуха вблизи трубы. Она подключена ко второму каналу измерителя температуры.

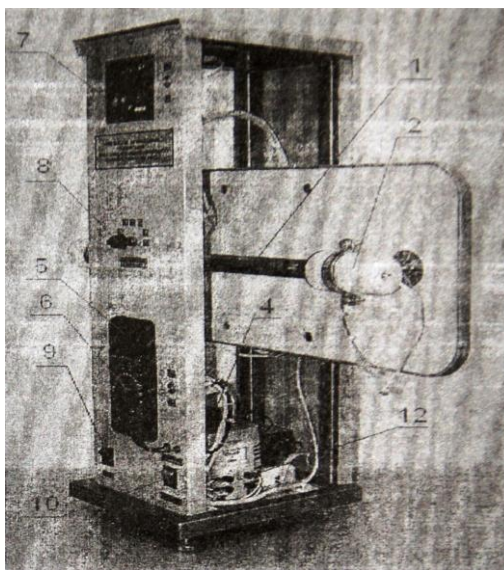


Рис. 4.1 - Схема установки.

В центре трубы находится электрический нагреватель 3, подключённый через образцовое сопротивление R_0 к источнику переменного напряжения 12 (ЛАТР). Напряжение на нагревателе U_H и падения напряжения на образцовом сопротивлении U_0 измеряется вольтметром 5. Нагреватель 3 размещается в медном цилиндрическом термостате 11.

На передней панели модуля расположены гнезда для подключения вольтметра, а также тумблер 6 для переключения вольтметра на измерение напряжения на нагревателе U_H и падения

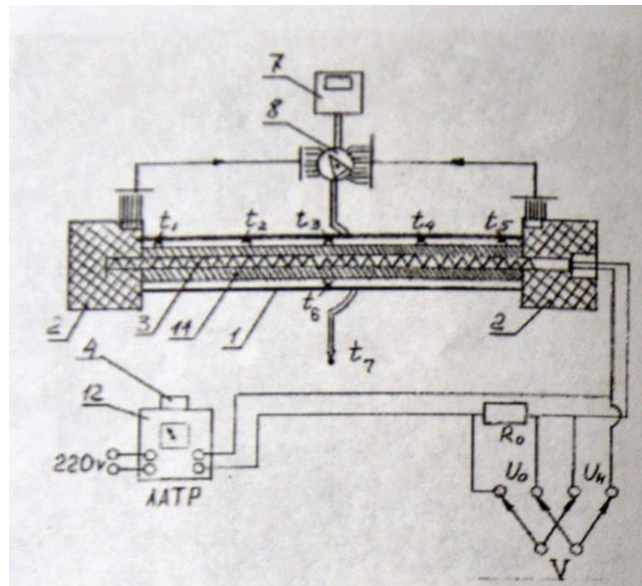


Рис. 4.2 - Схема рабочего участка

напряжения на образцовом сопротивлении U_0 . Все термопары подключены к измерителю 7 температуры 2ТРМ0 (или ТРМ200), через переключатель 8. Включение установки производится тумблером 9, включение нагревателя - тумблером 10. Установка необходимого напряжения на нагревателе и его регулирование производится ручкой 4 ЛАТРа.

Данные установки и расчетные величины

- Внешний диаметр трубы, мм	28
- Длина трубы, мм	420
- Величина образцового сопротивления, Ом	0,1

Тепловой поток от теплоносителя к поверхности при неизменных температурах потока $t_{ж}$ и поверхности t_c можно определить, пользуясь формулой Ньютона:

$$q_k = \alpha_k(t_{ж} - t_c) \text{ кДж/ (м}^2\text{ч)},$$

где α_k - коэффициент конвективной теплоотдачи или конвективного теплообмена, кДж/($\text{м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град}$).

Он показывает, какое количество тепла передается в течении часа от потока теплоносителя 1 м стенки при разности их температур, равной 1°C .

Коэффициент конвективной теплоотдачи определяется в большинстве случаев опытным путем. Он не является постоянной величиной, а зависит от многих факторов, присущих характеру движения жидкости или газа, форме и размерам тела, физическим свойствам и состоянию среды. Конвективный теплообмен тесно связан с аэродинамикой потоков теплоносителей, решающим образом влияющей на интенсивность теплоотдачи. На практике приходится иметь дело с весьма различными по значениям коэффициентами конвективной теплоотдачи — от 2 кДж/($\text{м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град}$) (от свободно движущегося воздуха к плоскости) до 5000 кДж/($\text{м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град}$) и более (от вынужденно движущейся воды в трубах к их поверхности).

Обобщение результатов различных экспериментов по теплообмену в свободном потоке тел различных форм и размеров, омываемых различными жидкостями или газами, позволило подобрать общую зависимость между критериями подобия. Эту зависимость для горизонтальных труб можно представить в форме:

$$10^4 < GrPr < 10^7: Nu = 0.5(GrPr)^{0,25}, \quad (1)$$

где критерий Нуссельта: $Nu = \alpha d/\lambda$. критерий Грасгофа: $Gr = \beta g d^3 \Delta T/\nu^2$ критерий Прандтля: $Pr = \mu c/\lambda$, в которых α - коэффициент теплоотдачи (характеризует условия теплообмена между жидкостью и поверхностью твердого тела ($\text{Вт/м}^2\text{К}$)); λ - коэффициент теплопроводности ($\text{Вт/м}\cdot\text{К}$); d - характерный размер (диаметр трубы (м)); β - коэффициент объемного расширения жидкости (газа), (м); g - ускорение свободного падения (9.8 м/с^2); $\nu = \mu/\rho$ - кинематическая вязкость жидкости ($\text{м}^2/\text{с}$); μ - динамическая вязкость ($\text{Па}\cdot\text{с}$); ρ - плотность (кг/м^3); c - удельная массовая теплоемкость ($\text{Дж/кг}\cdot\text{с}$).

Применяя эти уравнения для инженерных расчетов средних значений коэффициентов теплоотдачи α , нужно иметь в виду следующее:

1. Число Pr , λ , ν в диапазоне температур от 20 до 100 С изменяются существенно поэтому для точности расчета следует пользоваться написанными ниже эмпирическими соотношениями или таблицами физических свойств воздуха.

$$Pr = - 0,0002t + 0,7068 \\ 8t \cdot 10^{-5} + 0,0244 \text{ (Вт /мК)} \\ (0,1015t + 12,94)10^{-6} \text{ (м}^2\text{/с)}$$

2. Все физические константы, входящие в состав критериев, берутся при средней температуре жидкости (t - в градусах Цельсия).

3. В качестве определяющего размера в критериях для горизонтальных труб принимают их диаметр, а для вертикальных поверхностей (труб, пластин) — их высоту.

Итак, для трубы, находящейся в воздухе уравнение (1) имеет вид:

$$Nu = 0,5 (Gr \cdot Pr)^{0,25}, \\ Gr = (gd^3 \Delta T) / (\nu^2 T),$$

где ΔT - разница температур между окружающей средой и поверхностью трубы, T - средняя температура воздуха.

$$\alpha = Nu \cdot \lambda / d$$

С другой стороны, средний коэффициент теплоотдачи от поверхности трубы можно рассчитать по закону Ньютона - Рихмана:

$$q = \alpha \cdot \Delta T \quad (2)$$

отсюда:

$$\alpha = q / \Delta T$$

где q – плотность теплового потока через наружную стенку трубы (Вт/м²).

Если считать, что теплоотдача осуществляется преимущественно путем конвекции (т.е. не учитывать излучение), то плотность теплового потока определяется по формуле:

$$q = Q/F = (U_n I_n) / (d l \pi) \quad (3)$$

$$\text{где } I_n = U_0 / R_0$$

R_0 - образцовое сопротивление (Ом); U_0 - перепад напряжения на образцовом сопротивлении (В); U_n - перепад напряжения на нагревателе (В); Q - теплота выделяемая нагревателем (Вт); F - площадь образующей цилиндрической поверхности трубы (м²);

Для расчета средней температуры поверхности трубы $t_{ст}$ используется формула:

$$t_{ст} = (t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5) / 5 \quad (4)$$

Таблица 4

Результаты измерения

Текущие значения параметров								
U_n	U_0	P	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6

Форма отчетности:

Отчёт должен содержать:

- цель работы;
- краткое описание и схему установки;
- таблицу экспериментальных данных;
- расчеты по определению перечисленных выше показателей;
- выводы по работе.

Контрольные вопросы для самопроверки

1. Сформулируйте цель работы.
2. Дать определение коэффициенту теплоотдачи.
3. Что такое конвекция?

4. Что показывает тепловой поток?
5. Приведите уравнение теплового потока.

Лабораторная работа №5

Определение степени черноты излучающей металлической поверхности

Цель работы:

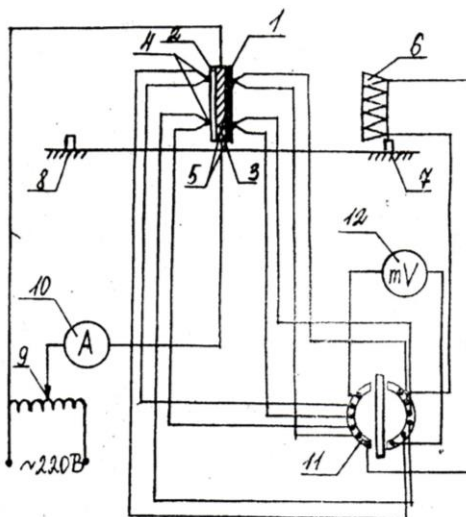
Ознакомление с методикой определения степени черноты металлической поверхности и приобретение навыков практического использования закона Стефана-Больцмана.

Порядок выполнения:

Схема установки приведена на рисунке 5. Установка состоит из скрепленных вместе квадратных листовых пластин, между которыми расположен нагревательный электрический элемент. Пластина 1 зачернена (рис.5) копотью и является в данной работе эталоном излучения, степень черноты которого $\epsilon_3 = 0,95$. Пластина 2 – металл с очищенной поверхностью, степень черноты которого следует определить в опыте.

С обеих сторон нагреваемых пластин на одинаковом расстоянии от них, равном L , установлены гнезда 7,8 для установки держателя термобатареи 6. Нагрев пластин осуществляется подключением нагревателя 3 к лабораторному автотрансформатору (ЛАТР) 9, подключенному в однофазную сеть напряжением 220 В. Величина нагрева регулируется рукояткой ЛАТРа 9 и контролируется установленным на лицевой панели амперметром 10. Термопары 4,5, горячие концы которых контролируют температуру нагрева пластины, соединены с переключателем 11 и далее с показывающим прибором 12. Термобатарея 6 закреплена на держателе, имеет гибкие соединительные провода, позволяющие установить держатель слева или справа от пластин 1,2.

Соединительные провода подключены через переключатель 11 к измерительному прибору 12. Положения на переключателе термопар соответствуют нумерации термопар по схеме, указанной на рис. 5.



1 – абсолютно черное тело (эталон), 2 – серое тело, 3 – нагреватель, 4,5 – горячие спаи термопар, 6 – термобатарея, 7,8 – гнезда под батарею, 9 – автотрансформатор, 10 – амперметр, 11 – переключатель термопар, 12 – милливольтметр

Рис. 5 - Схема установки

В связи с возможностью выхода из строя конкретного измерительного потенциала горячих концов термопар, а также замены приборов на более совершенные, конкретные пояснения по измерению температур даются преподавателем непосредственно при выполнении работы.

Включение установки производится по разрешению преподавателя. Рекомендуемые значения задаваемых ЛАТРОм токов для нагрева пластин показаны на лицевой панели стенда. Установка величин токов вне рекомендуемого диапазона значения запрещена. Эксперимент проводится на двух режимах. Вначале устанавливают ток нагрева первого режима. Термобатарея при этом устанавливается в гнездо 7.

Измерения температур производят через 5-7 минут, наблюдая за динамикой процесса.

При наступлении стационарного режима (примерно через 30 минут после установки режима), о чем будет свидетельствовать неизменность показаний термопар, приступают к измерениям опытных величин.

Установив переключатель термопар в положение 10 и термобатарею в гнездо 7, измеряют развиваемую термобатареей ЭДС $U_{mб}^э$, которая соответствует интенсивности излучения эталонной поверхности. ЭДС горячих спаев термопар, закрепленных на эталонном теле $U_6^э, U_7^э$, определяют путем установки переключателя термопар в положение 6 и 7. После этого термобатарею закрепляют в гнезде 8, устанавливая ее раструбом в сторону исследуемого тела, и записывают значение ЭДС $U_{mб}^у$. Для измерения ЭДС горячих спаев, установленных на поверхности исследуемого серого тела, переключатель термопар ставят сначала в положение 8 и 9.

Данные измерений заносят в табл. 5 Аналогично измерения проводят после установки второго режима.

Таблица 5

Результаты эксперимента

Режим	I, А	$U_{mб}^э$, мВ	$U_{mб}^у$, мВ	$U_6^э$, мВ	$U_7^э$, мВ	$U_{сп}^э$, мВ	U_8^n , мВ	U_9^n , мВ	$U_{сп}^n$, мВ
1									
2									

Для абсолютно черного тела, согласно закону Стефана-Больцмана, количество энергии E_0 , излучаемое одним квадратным метром площади в секунду, пропорционально температуре в 4-й степени:

$$E_0 = C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4, [\text{Вт/м}^2] \quad (1.1)$$

где C_0 – коэффициент излучения абсолютно черного тела, равный $5,67 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}^4$; T – температура поверхности тела в градусах Кельвина.

Абсолютно черным телом принято считать такое идеальное тело, которое поглощает все падающее на него излучение.

Закон Стефана-Больцмана справедлив и для серых тел, то есть таких, которые поглощают не всю падающую на них энергию, а частично её отражают, либо частично пропускают через себя. В этом случае уравнение закона принимает вид:

$$E = C \left(\frac{T}{100} \right)^4 \quad (1.2)$$

Для различных тел коэффициент излучения серого тела C различен и может меняться в пределах от 0 до $5,67 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}^4$, а его конкретная величина зависит от природы тела, состояния поверхности, температуры.

Сопоставляя энергию излучения серого тела с энергией, излучаемой абсолютно черным телом при той же температуре, получаем величину, называемую степенью черноты тела ε :

$$\varepsilon = \frac{E}{E_0} = \frac{C \left(\frac{T}{100} \right)^4}{C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4} = \frac{C}{C_0} \quad (1.3)$$

Степень черноты ε изменяется в пределах от 0 до 1 и является, как и C , функцией природы тела, температуры, состояния поверхности и т.д. Для газов на степень черноты решающее влияние оказывает толщина излучающего слоя.

В данной работе следует определить относительную степень черноты серого тела, для чего необходимо сравнить излучение исследуемого тела с излучением принятого эталона. В качестве элемента сравнения используется система из батареи термопар и стандартного измерителя напряжения на этой батарее.

Тепловые потоки от эталонной и исследуемой поверхности описываются при учете ряда допущений зависимостями:

$$Q_s = \varepsilon_s C_o \left[\left(\frac{T_s}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{mб}}{100} \right)^4 \right] \cdot S_s \quad (1.4)$$

$$Q_u = \varepsilon_u C_o \left[\left(\frac{T_u}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{mб}}{100} \right)^4 \right] \cdot S_u \quad (1.5)$$

где Q_s и Q_u – соответственно тепловые потоки от эталонной и исследуемой поверхностей, Вт; ε_s и ε_u – соответственно степень черноты эталонной и исследуемой поверхностей; T_s , T_u и $T_{mб}$ – соответственно температуры эталонной, исследуемой поверхностей и поверхности термобатареи, К; S_s и S_u – соответственно площади эталонной и исследуемой поверхностей, м².

При практическом определении степени черноты исследуемого тела используется радиационный метод. Этот метод является относительным и основан на сравнении излучения исследуемого тела с излучением абсолютно черного тела или какого-либо другого тела с известной излучательной способностью (эталона). Для восприятия лучистой энергии служит приемное устройство (термобатарея), внутри которого размещается дифференциальная термопара.

Излучательная способность плоской поверхности исследуемого тела и ее степень черноты описываются уравнениями:

$$Q_u = \varepsilon_u C_o \left[\left(\frac{T_u}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{mб}}{100} \right)^4 \right] \cdot S_u = KU_u \quad (1.6)$$

$$\varepsilon_u = \frac{KU_u}{C_o \left[\left(\frac{T_u}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{mб}}{100} \right)^4 \right] \cdot S_u} \quad (1.7)$$

где U_u – ЭДС, развиваемое термопарой и регистрируемое милливольтметром, мВ; K – постоянный коэффициент прибора и установки в целом.

Значение K не изменяется при замене эталонной излучающей поверхности на исследуемую при сохранении всех остальных параметров установки. С учетом этого свойства значение коэффициента K определяется из предварительных тарировочных опытов, в которых в качестве исследуемого тела используется эталонная поверхность

$$K = \frac{Q_s}{U_s} = \frac{\varepsilon_s C_o \left[\left(\frac{T_s}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{mб}}{100} \right)^4 \right] \cdot S_s}{U_s}$$

Форма отчетности:

Отчёт должен содержать:

- цель работы;
- краткое описание и схему установки;
- таблицу экспериментальных данных;
- расчеты по определению перечисленных выше показателей;
- выводы по работе.

Контрольные вопросы для самопроверки

1. Сформулируйте закон Стефана-Больцмана.
2. Что такое степень черноты?
3. Что такое излучательная способность тела?
4. Дать определение абсолютно черного тела.

Лабораторная работа №6

Исследование теплообмена излучением

Цель работы:

Ознакомление с методикой определения степени черноты тела ε , приобретение навыков практического использования закона Стефана – Больцмана.

Основные теоретические положения

Излучение представляет собой процесс распространения энергии в виде электромагнитных волн, возбудителями которых являются заряженные элементарные частицы, входящие в состав вещества. Энергия излучения – это энергия фотонов или электромагнитных волн, излучаемых телом или средой. Количество энергии, излучаемое телами, возрастает с повышением температуры, поэтому роль лучистого теплообмена особенно велика в процессах, протекающих при температурах выше 600°C – тепловое излучение определяется только температурой и оптическими свойствами излучающего тела.

Доля энергии A электромагнитных волн, поглощенная телом, называется поглощательной способностью тела, доля отраженной энергии R – отражательной способностью и доля энергии D , проходящая сквозь тело – пропускательной способностью. В соответствии с законом сохранения энергии

$$A + R + D = 1,$$

где A – доля энергии электромагнитных волн,

R – доля отраженной энергии,

D – доля энергии, проходящая сквозь тело.

Тела, для которых $A = 1$, а $R = D = 0$, называются абсолютно черными. Согласно закону Стефана – Больцмана для абсолютно черного тела

$$E_0 = C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4 \text{ Вт/м}^2,$$

где E_0 – количество энергии, излучаемое одним метром квадратным площади в секунду;

C_0 – коэффициент излучения абсолютно черного тела, равный $5,67 \text{ Вт/м}^2\text{K}^4$;

T – температура поверхности тела в градусах Кельвина.

Для серых тел, которые поглощают лишь часть падающей на них энергии, уравнение закона принимает вид

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

где C – коэффициент излучения серого тела, изменяющийся в пределах от 0 до $5,67 \text{ Вт/м}^2\text{K}^4$, а его конкретная величина зависит от природы тела, состояния его поверхности и температуры.

Несложно убедиться, что

$$\frac{C}{C_0} = \varepsilon = \frac{E}{E_0},$$

где ε – степень черноты серого тела, изменяющаяся от 0 до 1.

Схема экспериментальной установки и методика измерений

Схема экспериментальной установки приведена на рис.6(а) На передней панели находится двухканальный измеритель температуры (2) типа 2ТРМО, подключённый к хромель-копелевой термопаре, универсальный вольтметр (1) типа МУ-67 с автоматическим переключением

чением пределов измерений, тумблер электропитания установки (3), разъёмы (V) для подключения вольтметра (1), тумблер (5) для переключения вольтметра на измерение падения напряжения на образцовом сопротивлении (U_o) и напряжения на вольфрамовой проволоке (U_n).

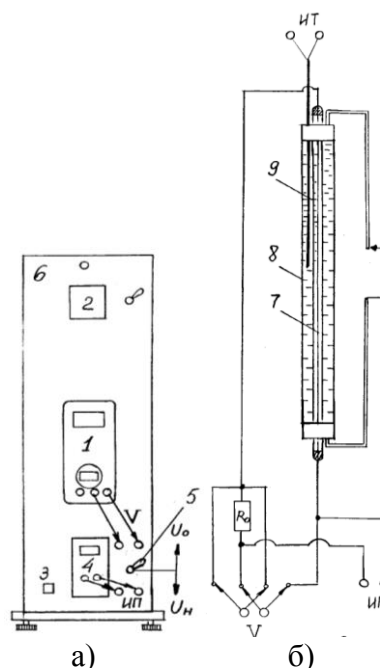


Рис. 6 – Схема установки а) экспериментальной, б) рабочей

На рис.6 (б) приведена принципиальная схема рабочего участка, электрическая схема питания и измерений. Нагреваемая вольфрамовая проволока-нить (7) находится в цилиндрическом стеклянном баллоне (8) с двойными стенками, между которыми находится вода. Внутренняя трубка вакуумирована до 10-5 мм. рт. ст. Температура стенки этой трубки T_2 считается равной температуре воды циркулирующей между двойными стенками и постоянной в течение опыта. Она определяется хромель-копелевой термопарой (9), соединённой с измерителем температуры (2). Баллон с нитью укреплен в модуле (6), который находится на лабораторном стенде. Электропитание к вольфрамовой проволоке подводится внутри установки от источника питания (4). Последовательно с вольфрамовой проволокой включено образцовое сопротивление (R_o) для определения величины электрического тока в цепи по измеренному значению падения напряжения на R_o . Для измерения напряжения на вольфрамовой проволоке U_R и напряжения на образцовом сопротивлении U_o к разъёмам V подключается мультиметр (1).

Порядок выполнения:

Перед выполнением работы измерить мультиметром (в режиме измерения сопротивления) электрическое сопротивление вольфрамовой проволоки $R_{нк}$ при комнатной температуре t_k .

1. Записать данные установки, условия опыта.
2. Убедиться в том, что все приборы выключены. Повернуть регулятор напряжения блока питания против часовой стрелки до упора. Включить стенд тумблером (3). Включить Источник питания (4), мультиметр (1) и измеритель температуры (2).
3. Определить (задаёт преподаватель) значения напряжений, при которых проводятся измерения. Рекомендуемые значения напряжений, устанавливаемые на блоке питания: 2, 4, 6, 8, 10 вольт.
4. Переключить тумблер (5) в положение U_n . Установить первое значение напряжения на нити, следя за показаниями вольтметра. Произвести отсчет напряжения на нити $U_{н1}$.
5. Переключить тумблер (5) в положение U_o . Произвести отсчет напряжения на образцовом сопротивлении U_{o1} .
6. Определить температуру стенки трубки t_2 по показаниям измерителя температур (2).

7. Пункты 4 и 5 повторить для следующих значений напряжений, устанавливаемых на нити.

8. Убрать напряжение на нити. Выключить приборы и стенд.

Результаты измерений заносят в таблицу 6.

Таблица 6

Результаты измерений

№ п/п	$t_1, ^\circ\text{C}$	T_1, K	$t_2, ^\circ\text{C}$	T_2, K	U_R, B	U_0, B	I, A	$Q, \text{Вт}$
1								
2								
3								
4								
5								

Данные установки:

- диаметр вольфрамовой проволоки $d_1 = 0.00015 \text{ м}$
- внутренний диаметр трубки $d_2 = 0.0008 \text{ м}$
- образцовое сопротивление $R_0 = 0.1 \text{ Ом}$
- сопротивление нити при 0°C неизвестно
- температурный коэффициент сопротивления вольфрама $a = (3,9 - 4,5)10^{-3}, 1/\text{K}$
- принимаем ТКС вольфрама $a = 0,0043 1/\text{K}$
- длина нити $l = 450 \text{ мм}$

По полученным данным эксперимента рассчитывается ε и строится зависимость ε от температуры.

Форма отчетности:

Отчет должен содержать:

- цель работы;
- схему опытной установки и краткое описание;
- таблицу опытных данных;
- расчеты по определению необходимых показателей;
- график зависимости ε от t ;
- выводы по работе.

Контрольные вопросы для самопроверки

1. Как формируются запросы в Access?
2. Какие операторы вы использовали в работе?
3. Написать запрос по заданию преподавателя.
4. Как работают сложные запросы?

Лабораторная работа №7

Определение коэффициента теплопередачи при течении жидкости в трубе (труба в трубе)

Цель работы:

Экспериментальное определение коэффициента теплопередачи от «горячего» теплоносителя к «холодному» и сравнение его с расчетной величиной при двух схемах движения теплоносителей прямоточной и противоточной.

Схема экспериментальной установки и методика измерений

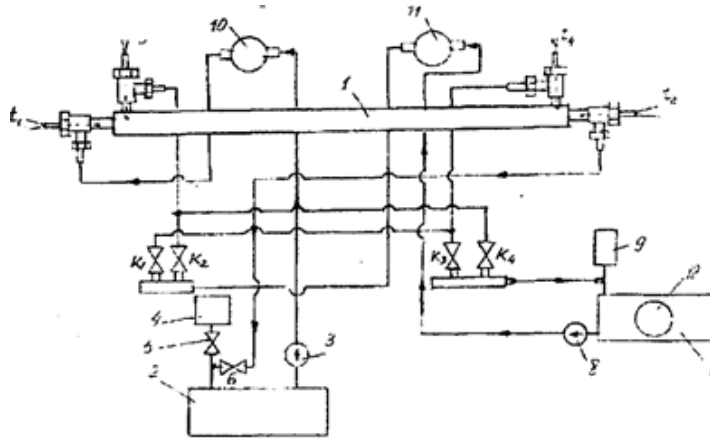


Рисунок 7.1 - Схема лабораторной установки

Лабораторная установка включает:

1 - рабочий участок (труба в трубе); 2 – водоподогреватель; 3 - насос водоподогревателя; 4 - расширительный бачок водоподогревателя; 5 - вентиль расширительного бачка; 6 - вентиль регулирования расхода горячей воды во внутренней трубе; 7 - радиатор (холодильник) для охлаждения воды, текущей в наружной трубе рабочего участка; 8 - насос холодильника; 9 - расширительный бачок радиатора; 10 - измеритель расхода воды, текущей во внутренней трубе рабочего участка; 11 - измеритель расхода воды, текущей во внешней трубе рабочего участка; 12 - вентилятор радиатора (холодильника) с источником питания; K1, K2, K3, K4 - вентили, регулирующие режимы течения (прямоток или противоток) и расход воды во внешней трубе рабочего участка; VM - вентили Маевского, предназначенные для удаления воздуха из системы; t_1 - температура воды на входе во внутреннюю трубу рабочего участка; t_2 - температура воды на выходе из внутренней трубы рабочего участка; t_3 - температура воды на входе во внешнюю трубу рабочего участка в условиях прямотока; t_4 - температура воды на выходе из внешней трубы рабочего участка в условиях прямотока. При включении противотока (поменять местами t_3 и t_4 во внешней трубе).

Порядок выполнения работы:

1. Включить установку в сеть.
2. Тумблером «сеть» включить питание установки.
3. При всех открытых вентилях проверить заполнение водой водоподогревателя и радиатора. При этом расширительные бачки должны быть заполнены на половину.
4. Включить тумблер «насос нагревателя». Если расходомер 10 не работает (в системе имеется воздушная пробка), то необходимо несколько раз произвести включение и выключение насоса при открытых VM.
5. Вентилем 6 отрегулировать необходимый расход воды во внешней трубе рабочего участка.
6. Для установки режима **«прямоток»** во внешней трубе рабочего участка закрыть вентили K1 и K4, и открыть вентили K2 и K3.
7. Тумблером «насос холодильника» включить насос 8 радиатора (холодильника).
8. Включая и выключая насос 8 радиатора тумблером «насос холодильника» достичь равномерного вращения «турбинки» расходометра 11, свидетельствующего о непрерывном потоке воды во внешней трубе рабочего участка.
9. Вентилем K3 отрегулировать необходимый расход воды во внешней трубе рабочего участка в режиме «прямоток».
10. Для установки режима **«противоток»** во внешней трубе рабочего участка закрыть вентили K2 и K3, и открыть вентили K1 и K4.
11. Вентилем K4 отрегулировать необходимый расход воды во внешней трубе рабочего участка в режиме «противоток».
12. После установки нужного режима течения воды во внешней трубе рабочего участка и требуемых расходов ($15 - 20 \text{ см}^3$) в секунду (см. паспорт расходометра), включить водоподогреватель 2 тумблером «нагрев».

13. Включить измеритель температуры 20 тумблером 17.
14. Включить вентилятор холодильника тумблером 18 «вентилятор холодильника».
15. При достижении температуры на входе во внутреннюю трубу $t_1 = (45 - 50) ^\circ\text{C}$, произвести отсчёт температур t_1, t_2, t_3, t_4 с помощью переключателя терморпар 19.
16. Включить секундомер и произвести отсчёт показаний расходомеров.
17. Выключить секундомер и произвести отсчёт показаний расходомеров. При этом определить промежуток времени, за который через сечения труб прошли соответствующие объёмы воды.

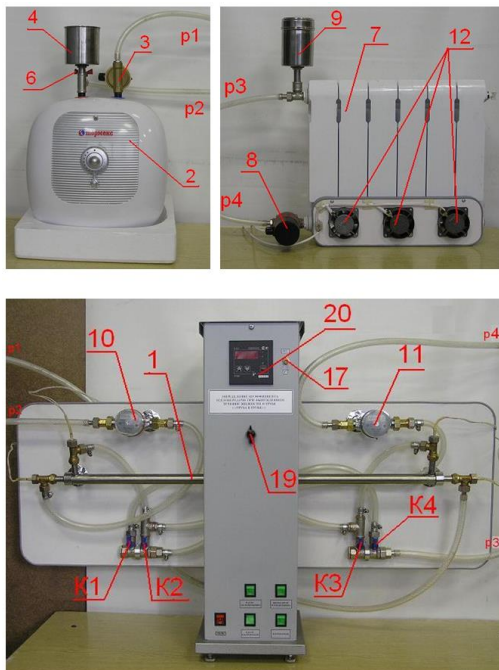


Рисунок 7.2 – Схема экспериментальной установки

Обработка результатов эксперимента

Показания терморпар:

- t_1 – Температура воды на входе во внутреннюю трубу.
- t_2 – Температура воды на выходе из внутренней трубы.
- t_3 – Температура воды на входе во внешнюю трубу.
- t_4 – Температура воды на выходе из внешней трубы.

Тепловой поток, отдаваемый горячим теплоносителем рассчитывается по формуле

$$Q_{\text{отд}} = G_1 \cdot c_{p1} \cdot (t'_1 - t''_1) \quad (1)$$

Воспринимаемый тепловой поток холодным теплоносителем считается аналогично

$$Q_{\text{воспр}} = G_2 \cdot c_{p2} \cdot (t''_2 - t'_2) \quad (2)$$

где t_1 и t_2 – температуры горячего и холодного теплоносителей соответственно. Индексы «штрих» и «два штриха» - соответствуют условиям на входе и выходе; c_{p1} и c_{p2} – изобарные теплоемкости теплоносителей (в данном случае величины можно принять равным $4180 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$), поскольку теплоносителем является вода, а в рабочем интервале температур её теплоемкости слабо отличается от вышеприведенной величины); G_1 и G_2 – массовые расходы теплоносителей (кг/с).

$$G = V \cdot \rho, \quad (3)$$

где V – объемный расход ($\text{м}^3/\text{с}$); ρ - плотность воды (принять $994 \text{ (кг/м}^3\text{)}$).

Отношение (4) - КПД теплообменника.

$$\eta_{\text{то}} = \frac{Q_{\text{воспр}}}{Q_{\text{отд}}} \quad (4)$$

Тепловой поток в окружающую среду (потери тепла) определяется разностью

$$Q_{\text{пот}} = Q_{\text{отд}} - Q_{\text{воспр}} \quad (5)$$

Для точности дальнейшего расчета воспользуемся средней между ними величиной.

$$Q = \frac{Q_{\text{отд}} + Q_{\text{воспр}}}{2} \quad (6)$$

Уравнение теплопередачи для цилиндрического теплообменника будет выглядеть следующим образом

$$Q = \pi \cdot l \cdot k_1 \cdot \Delta T \quad (7)$$

где l – длина поверхности теплообмена (длина наименьшей между внутренней и внешней трубой)

Среднеарифметический температурный напор равен

$$\Delta T = \frac{\Delta T_B - \Delta T_M}{\ln \left(\frac{\Delta T_B}{\Delta T_M} \right)} \quad (8)$$

где ΔT_B и ΔT_M – большая и меньшая разница температур в концевых сечениях теплообменника (независимо от схемы движения теплоносителей), то есть

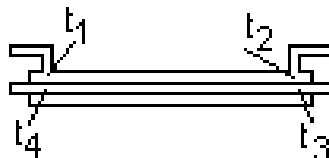


Рисунок 7.3 – Движение теплоносителя

$\Delta T_1 = t_4 - t_1$; $\Delta T_2 = t_3 - t_2$, если $\Delta T_1 > \Delta T_2$ значит $\Delta T_B = \Delta T_1$; $\Delta T_M = \Delta T_2$, тогда коэффициент теплопередачи будет равен:

$$k_1 = \frac{Q}{\pi \cdot l \cdot \Delta T} \quad (9)$$

Формула (9) используется для экспериментального определения коэффициента теплопередачи.

Теоретическая оценка коэффициента теплопередачи.

Для цилиндрической стенки коэффициент теплопередачи находится из уравнения

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{\text{ст}}} \cdot \ln \left(\frac{d_2}{d_1} \right) + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}} \quad (10)$$

Трубы сделаны из нержавеющей стали $\lambda_{\text{ст}} = 14.4 + 0.016 \cdot t$. Среднюю температуру стали t найдем следующим образом $t = (t_1 + t_2 + t_3 + t_4) / 4$. Поверхностью теплообмена между теплоносителем является внутренняя труба, у которой d_1 и d_2 это внутренний и внешний диаметры соответственно. Величины λ_1 и λ_2 – это коэффициенты теплоотдачи снаружи и внутри трубы. Чтобы оценить их величины необходимо вычислить число Рейнольдса – критерий режима течения. В нашем опыте предполагается, что течение теплоносителей ламинарное.

$$Re = \frac{w \cdot l_0}{\nu} \quad (11)$$

для труб $Re > 4000$ соответствует турбулентному течению; w – скорость теплоносителя, м/с (её можно оценить как $w = V/F$, где F – площадь сечения канала); ν – кинематическая вязкость, м²/с (её значение берется из таблиц при средней температуре теплоносителя); l_0 – характерный

размер поверхности теплообмена. Для внутреннего контура l_0 – это внутренний диаметр внутренней трубы. Для внешнего контура l_0 – это разность между внутренним диаметром внешней трубы и внешним диаметром внутренней трубы $l_0 = d_1 - d_2$.

Тогда для внутреннего контура можно записать выражение:

$$Nu = 0.021 Re^{0.8} \cdot Pr^{0.43} \cdot \varepsilon_t \quad (12)$$

, а для внешнего

$$Nu = 0.017 Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \cdot \left(\frac{d_2}{d_1} \right) \cdot \varepsilon_t \quad (13)$$

В случае же ламинарного течения жидкости, для обеих труб справедливо выражение:

$$Nu = 1.55 \cdot \left(\frac{1}{Re \cdot Pr} \cdot \frac{l}{l_0} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (14)$$

Поскольку разница между теплофизическими свойствами теплоносителей в средних сечениях каналов и в пристенных слоях отличается мало поправку ε_t принимаем равной 1.

Pr – число Прандтля, в нашем случае функция температуры и берется из таблиц при средней температуре теплоносителя.

Nu – безразмерная теплоотдача (число Нуссельта)

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l_0}{\lambda_{ж}} \quad (15)$$

Здесь, l_0 – для внутреннего контура внутренний диаметр внутренней трубы, а для внешнего – $l_0 = d_1 - d_2$;

$\lambda_{ж}$ – теплопроводность теплоносителя (воды), также берется из таблиц при средней температуре теплоносителя.

Из соотношения (14) определяют α_1 и α_2 :

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_{ж}}{l_0} \quad (16)$$

Критериальные методы оценки весьма неточны, но полученные значения коэффициентов теплопередачи не должны расходиться более чем на 15%.

Форма отчётности:

Отчёт должен содержать:

- цель работы;
- краткое описание и схему установки;
- таблицу экспериментальных данных;
- расчеты по определению перечисленных выше показателей;
- выводы по работе.

Контрольные вопросы для самопроверки

1. Что такое теплообменные аппараты?
2. Какие теплообменные аппараты называются поверхностными?
3. Какие схемы движения теплоносителя вы знаете?
4. Что такое коэффициент теплоотдачи и его единицы измерения?
5. Приведите формулу для определения коэффициент теплоотдачи.

Практическое занятие № 1

Нестационарная теплопроводность в пластине, Цилиндре и в телах конечных размеров

Порядок решения задач:

Необходимо уяснить: конечный или бесконечный размер тела (если в задаче задан один размер тела – тело бесконечное, если заданы два размера, то тело конечных размеров).

Выяснить: охлаждение (нагревание) тела со всех сторон равномерное или нет. При равномерном со всех сторон охлаждении (нагревании) тела в качестве определяющего геометрического размера в числах Bi и Fo берется половина толщины пластины, радиус цилиндра или шара. В противном случае берется толщина пластины, диаметр цилиндра или шара.

Вычислить безразмерное число Bi и по его величине установить, решается задача графически, если $Bi > 0,1$, или аналитически по формулам, если $Bi \leq 0,1$.

Охлаждение (нагревание) тел цилиндрической и сферической формы

Задача 1. Стальная болванка цилиндрической формы диаметром 200 мм и длиной 400 мм в начальный момент времени имеет температуру 800 °С. Болванка охлаждается на воздухе, имеющем температуру 20°С. Определить температуру в центре болванки (на ее оси) через 60 минут после начала охлаждения. Коэффициент теплоотдачи 100 Вт/(м²·К). Коэффициент теплопроводности стали 25 Вт/(м·К), коэффициент температуропроводности 0,0216 м²/час.

Задача 2. Определить время, необходимое для нагрева длинного стального вала диаметром 140 мм, который имел температуру 30°С, а затем был помещен в печь с температурой 900 °С. Коэффициент теплоотдачи 150 Вт/(м²·К). Коэффициент теплопроводности стали 25 Вт/(м·К), коэффициент температуропроводности 0,0216 м²/час. Нагрев считать законченным, когда температура вала на его поверхности будет равна 850°С.

Задача 3. Вычислить коэффициент теплоотдачи от медного шара к воздуху, если в процессе охлаждения шара после наступления регулярного температурного режима температура его за 50 секунд уменьшилась с 80°С до 40°С. Температура окружающей среды 20°С. Радиус шара 0,05 м, плотность меди 8 700 кг/м, теплоемкость 381 Дж/(кг·К). Считать температуру центра и поверхности шара одинаковой.

Практическое занятие № 2

Теплопроводность при стационарном режиме

Порядок решения задач:

- открыть лекцию по соответствующей теме практического занятия.
- сделать рисунок к задаче.
- уяснить процесс, которым передается теплота.
- найти формулы (в конспекте или учебном пособии) для расчета переноса теплоты в данном процессе.
- выполнить расчет и **обязательно** поставить размерность полученной величины.

Замечание. При решении задач по переносу теплоты через многослойные стенки с идеальным контактом между соприкасающимися слоями (граничные условия четвертого рода) необходимо помнить, что тепловой поток, который передается теплопроводностью через первый слой, пройдет без изменения через каждый последующий слой.

Дифференциальное уравнение теплопроводности при стационарном режиме без внутренних источников теплоты имеет вид:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \nabla^2 T = 0.$$

Для решения конкретной задачи к этому уравнению надо присовокупить соответствующие граничные условия. Рассмотрим несколько простейших случаев определения стационарного поля температур в телах различной формы.

Плоская стенка

Рассмотрим неограниченную тонкую стенку толщиной δ (рис. 2.1).

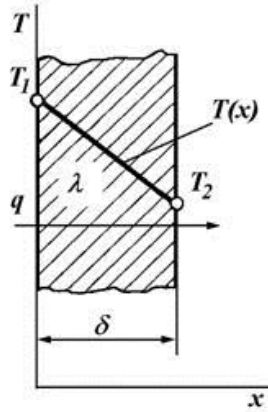


Рис. 2.1. Схема для определения стационарного поля температур в телах с плоской стенкой

Пусть на поверхностях стенки поддерживаются соответственно температуры T_1 и T_2 . Если T_1 и T_2 не зависят от z и y , то очевидно, искомое температурное поле тоже не будет зависеть от этих координат и тогда:

$$\frac{d^2T}{dx^2} = 0 \quad (2.1)$$

При отыскании распределения поля температур используем граничные условия:

$$T = T_1 \text{ при } x = 0$$

$$T = T_2 \text{ при } x = \delta$$

Представим выражение (2.1) в виде:

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{dT}{dx} \right) = 0$$

После первого интегрирования имеем:

$$\frac{dT}{dx} = C_1 \quad \text{или} \quad dT = C_1 dx$$

После второго интегрирования имеем:

$$T = C_1 x + C_2$$

Постоянные C_1 и C_2 определим из граничных условий. Из первого граничного условия имеем:

$$T_1 = C_2;$$

из второго граничного условия определим константу C_1 :

$$T_2 = C_1 \delta + T_1,$$

откуда

$$C_1 = \frac{T_2 - T_1}{\delta}$$

Таким образом, решением уравнения (10.2) будет выражение:

$$T(x) = \frac{T_2 - T_1}{\delta} x + T_1,$$

т.е. функция $T(x)$ линейно зависит от x .

Найдем плотность теплового потока. Согласно закону Фурье:

$$q = -\lambda \text{ grad } T = -\lambda \frac{dT}{dn}$$

или в данном случае:

$$q = -\lambda \frac{dT}{dx} = -\lambda \frac{T_2 - T_1}{\delta} = \lambda \frac{T_1 - T_2}{\delta}$$

Определим количество теплоты потока через стенку в единицу времени:

$$Q = \lambda(T_1 - T_2) \frac{F}{\delta},$$

где F – площадь стенки.

Теперь определим плотность теплового потока через трехслойную стенку (рис. 2.2).

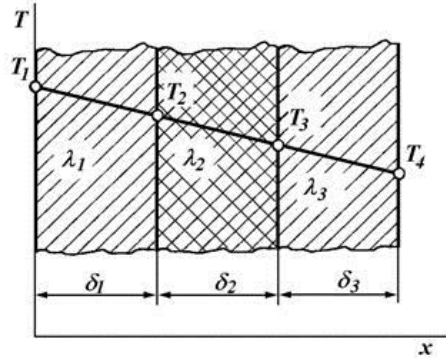


Рис. 2.2. Определение плотности теплового потока через трехслойную стенку

Для каждого слоя можно записать следующие выражения:

для первого слоя

$$q = \frac{\lambda_1}{\delta_1} (T_1 - T_2); \quad (2.2)$$

для второго слоя

$$q = \frac{\lambda_2}{\delta_2} (T_2 - T_3); \quad (2.3)$$

для третьего слоя

$$q = \frac{\lambda_3}{\delta_3} (T_3 - T_4). \quad (2.4)$$

Из уравнений (2.2) – (2.4) можно найти термическое сопротивление трехслойной стенки. Для этого сначала определим местные температурные напоры на каждой стенке:

$$T_1 - T_2 = q \frac{\delta_1}{\lambda_1}; \quad T_2 - T_3 = q \frac{\delta_2}{\lambda_2}; \quad T_3 - T_4 = q \frac{\delta_3}{\lambda_3}.$$

Почленно сложив эти уравнения, получим:

$$T_1 - T_4 = q \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right),$$

откуда

$$q = \frac{T_1 - T_4}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}}.$$

На основании последнего выражения для многослойной стенки получим:

$$q = \frac{T_1 - T_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}}, \quad (2.5)$$

где n – количество слоев.

С вводом обозначения

$$\lambda_{\text{эке}} = \frac{\sum_{i=1}^n \delta_i}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}}, \quad (2.6)$$

где $\lambda_{\text{экв}}$ – эквивалентная теплопроводность, выражение (2.5) можно представить в виде:

$$q = \lambda_{\text{экв}} \frac{T_1 - T_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \delta_i}.$$

Задача 1. Стенка топочной камеры состоит из карборундового кирпича (коэффициент теплопроводности карборунда $\lambda_{\text{к}} = 11,2$ Вт/(м·К)) толщиной 125 мм, шамотного кирпича ($\lambda_{\text{ш}} = 1,16$ Вт/(м·К)) толщиной 250 мм, а снаружи покрыта асбестовым листом ($\lambda_{\text{а}} = 0,116$ Вт/(м·К)) толщиной 30 мм. Температура стенки со стороны топки 1300 °С, с наружной стороны – 30 °С. Определить плотность теплового потока, проходящего через стенку, и температуры на границах слоев. Вычислить $\text{grad } t$ для каждого слоя.

Задача 2. Определить плотность теплового потока, передаваемого через плоскую стенку от газа к воде, если температура газа 1000 °С, коэффициент теплоотдачи от газа к стенке $\alpha_1 = 35$ Вт/(м²·К), температура воды 150 °С, коэффициент теплоотдачи от стенки к воде $\alpha_2 = 5830$ Вт/(м²·К). Толщина стенки 10 мм, коэффициент теплопроводности материала $\lambda = 58,3$ Вт/(м·К). Определить также температуру стенки со стороны воды и со стороны газа. Решить эту же задачу, если стенка со стороны воды покрыта накипью ($\lambda_{\text{н}} = 0,93$ Вт/(м·К)) толщиной 5 мм, а со стороны газа покрыта сажей толщиной 1 мм ($\lambda_{\text{с}} = 0,093$ Вт/(м·К)).

Задача 3. Стенка здания толщиной 0,6 м выполнена из бетона (коэффициент теплопроводности бетона $\lambda_{\text{б}} = 0,93$ Вт/(м·К)). В стене имеется окно. Определить количество камер в стеклопакете (оконное стекло толщиной 4 мм и прослойка воздуха толщиной 5 мм), который необходимо поставить, чтобы плотность теплового потока, передаваемого через окно, была такой же, как и через стену. Температура стены (окна) внутри здания плюс 20 °С, а снаружи – минус 20 °С. Коэффициенты теплопроводности стекла и воздуха соответственно равны 0,74 Вт/(м·К) и 0,025 Вт/(м·К).

Цилиндрическая стенка

Запишем дифференциальное уравнение теплопроводности в цилиндрической системе координат. Для этого используем известные соотношения, связывающие декартовы и цилиндрические координаты (рис. 2.3): $x = r \cos \theta, y = r \sin \theta, z = z$.

Тогда

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0.$$

Рассмотрим одномерный процесс теплопроводности в бесконечной цилиндрической стенке (рис. 2.4). Предположим, что на внутренней и внешней полостях стенки, температура не зависит от угла θ . Тогда получим:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial T}{\partial r} = 0. \quad (2.7)$$

Зададим граничные условия задачи:

$$\begin{aligned} T &= T_1 \text{ при } r = r_1; \\ T &= T_2 \text{ при } r = r_2. \end{aligned}$$

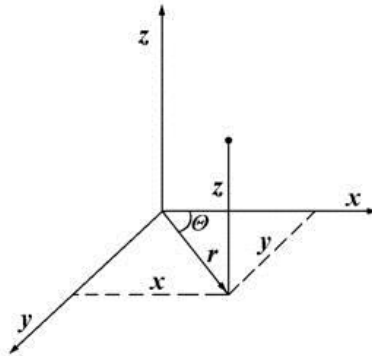


Рис. 2.3. Переход от декартовых к цилиндрическим координатам

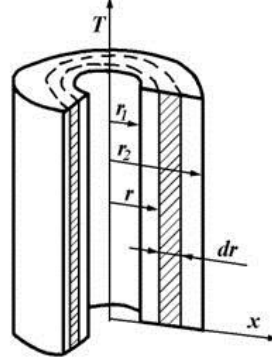


Рис. 2.4. Одномерный процесс теплопроводности в бесконечной цилиндрической стенке

Приведем уравнение (2.7) к виду:

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{d}{dr} \left(\frac{dT}{dr} \cdot r \right) = 0$$

откуда

$$\frac{d}{dr} \left(\frac{dT}{dr} \cdot r \right) = 0$$

После первого интегрирования получим:

$$\frac{dT}{dr} \cdot r = C_1 \quad \text{или} \quad dT = C_1 \frac{dr}{r}$$

После второго интегрирования имеем:

$$T(r) = C_1 \ln r + C_2. \tag{2.8}$$

Постоянные интегрирования определим из граничных условий:

$$\begin{aligned} &\text{при } r = r_1 \\ &T_1 = C_1 \ln r_1 + C_2; \end{aligned} \tag{2.9}$$

$$\begin{aligned} &\text{при } r = r_2 \\ &T_2 = C_1 \ln r_2 + C_2. \end{aligned} \tag{2.10}$$

Вычитая из уравнения (2.10) выражение (2.9) получим:

$$T_2 - T_1 = C_1 \ln \frac{r_2}{r_1},$$

следовательно,

$$C_1 = (T_2 - T_1) / \ln \frac{r_2}{r_1}.$$

Постоянную C_2 найдем из уравнения (2.9):

$$C_2 = T_1 - (T_2 - T_1) \frac{\ln r_1}{\ln(r_2/r_1)}.$$

Подставляя выражения для C_1 и C_2 в уравнение (2.8), найдем:

$$T(r) = \frac{T_2 - T_1}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \ln r + T_1 - (T_2 - T_1) \frac{\ln r_1}{\ln \frac{r_2}{r_1}}$$

или

$$T(r) = T_1 + (T_2 - T_1) \frac{\ln(r/r_1)}{\ln(r_2/r_1)}$$

Из последнего выражения видно, что искомое распределение температуры по толщине цилиндрической стенки логарифмически зависит от координаты r .

Плотность теплового потока q определим из закона Фурье:

$$q = -\lambda \frac{dT}{dr} = -\frac{\lambda(T_2 - T_1)}{r \ln(r_2/r_1)} = \frac{\lambda(T_1 - T_2)}{r \ln(r_2/r_1)}$$

Количество теплоты, проходящее сквозь цилиндрическую стенку, через единицу длины:

$$\frac{Q}{l} = q \frac{F}{l} = q 2\pi r = \frac{\lambda 2\pi(T_1 - T_2)}{\ln(r_2/r_1)}$$

Используя последнюю формулу можно определить количество теплоты, проходящее сквозь многослойную цилиндрическую стенку:

$$\frac{Q}{l} = (T_1 - T_{n+1}) / \left(\frac{1}{2\pi} \sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{r_{i+1}}{r_i} \right),$$

где n – количество слоев.

Задача 1. Стальной паропровод наружным/внутренним диаметрами 110/112 мм (коэффициент теплопроводности стали $\lambda = 50$ Вт/(м·К)) покрыт двумя слоями тепловой изоляции: толщина первого слоя 50 мм ($\lambda = 0,06$ Вт/м·К), толщина второго слоя 60 мм ($\lambda = 0,12$ Вт/м·К). Определить потери теплоты с единицы длины трубопровода и температуру на границе соприкосновения слоев тепловой изоляции, если температура внутренней поверхности трубы 250 °С, а наружной поверхности изоляции 50 °С.

Задача 2. Стальной паропровод наружным/внутренним диаметрами 110/112 мм (коэффициент теплопроводности стали $\lambda = 50$ Вт/(м·К)) покрыт двумя слоями тепловой изоляции: толщина первого слоя 50 мм ($\lambda_1 = 0,06$ Вт/(м·К)), толщина второго слоя 60 мм ($\lambda_2 = 0,12$ Вт/(м·К)). Определить потери теплоты с единицы длины трубопровода и температуру на границе соприкосновения слоев тепловой изоляции, если внутри трубы течет вода, температура которой 80 °С, коэффициент теплоотдачи от воды к внутренней стенке трубы $\alpha_1 = 3500$ Вт/(м²·К), а снаружи находится воздух, его температура 10 °С, коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности изоляции к воздуху $\alpha_2 = 11$ Вт/(м²·К).

Задача 3. По трубопроводу наружным диаметром 125 мм, внутренним диаметром 120 мм течет горячая вода, температура которой 170 °С. Для уменьшения тепловых потерь в окружающую среду, температура которой 3 °С, необходимо трубу теплоизолировать. Для этого имеется асбест и шлаковата (коэффициенты теплопроводности асбеста 0,116 Вт/(м·К), а шлаковаты 0,8 Вт/(м·К)). Какой материал можно использовать в этом случае, и какой толщины его необходимо нанести на поверхность трубопровода, чтобы тепловые потери уменьшились в три раза по сравнению с неизолированным трубопроводом? Коэффициенты теплоотдачи от воды к стенке трубы 1000 Вт/(м²·К), а от наружной ее поверхности к воздуху 10 Вт/(м²·К). Коэффициент теплопроводности материала трубопровода 45 Вт/(м·К). Так как $d_2/d_1 < 2$, то для расчета можно воспользоваться формулой для теплопередачи через плоскую стенку.

Практическое занятие № 3

Критический диаметр тепловой изоляции трубы

Задача 1. Тепло от дымовых газов передается через плоскую стенку толщиной 20 мм парового котла к воде. Коэффициенты теплоотдачи от газов к стенке 47 Вт/(м²·К) и от стенки к воде 1170 Вт/(м²·К). Найдем коэффициенты теплопередачи для следующих случаев:

- а) стенка стальная с теплопроводностью 45,4 Вт/(м·К), совершенночистая;
- б) стенка медная с теплопроводностью 384 Вт/(м·К), совершенночистая;
- в) стенка стальная с теплопроводностью 45,4 Вт/(м·К), покрытая со стороны газов слоем сажи толщиной 2 мм (теплопроводность сажи 0,116 Вт/(м·К)), а со стороны воды – слоем накипи толщиной 4 мм (теплопроводность накипи 2,32 Вт/(м·К)).

Решение. Для однородной однослойной плоской стенки с теплопроводностью $\lambda_{ст}$, Вт/(м·К), имеющей толщину $d_{ст}$, м, и площадь каждой из поверхностей F , м, в случае одномерной стационарной задачи закон Фурье имеет вид

$$Q = \lambda_{ст}/d_{ст} \cdot (t_{ст1} - t_{ст2})F, \text{ Вт}$$

где $t_{ст1}$ и $t_{ст2}$ – температуры «горячей» и «холодной» поверхностей стенки, °С.

Используя это соотношение при рассмотрении теплопередачи через плоскую однородную однослойную стенку при значениях коэффициентов теплоотдачи b_1 и b_2 на границах «стенка - жидкотекучий теплоноситель», получим зависимость для коэффициента теплопередачи k , Вт/(м²·К)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{b_1} + \frac{d_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{b_2}}$$

В случае плоской многослойной стенки из однородных материалов в знаменателе данного уравнения присутствует сумма отношений λ_i/d_i , (м²·К)/Вт, представляющих собой термические сопротивления теплопроводности каждого i -го слоя. Данную зависимость легко получить из системы уравнений, составленной аналогично системе (3.2)-(3.6) с учетом граничных условий каждого слоя.

Для рассматриваемых случаев получаем:

$$\text{а) } k = \frac{1}{\frac{1}{1170} + \frac{0,02}{45,4} + \frac{1}{47}} = 44,3 \text{ Вт/(м}^2\text{·К);}$$

$$\text{б) } k = \frac{1}{\frac{1}{1170} + \frac{0,02}{384} + \frac{1}{47}} = 45 \text{ Вт/(м}^2\text{·К);}$$

$$\text{в) } k = \frac{1}{\frac{1}{1170} + \frac{0,004}{2,32} + \frac{0,02}{45,4} + \frac{0,002}{0,116} + \frac{1}{47}} = 24,1 \text{ Вт/(м}^2\text{·К).}$$

Задача 2. Электропечь работает на номинальном режиме мощности 5кВт. Стальной цилиндрический корпус печи имеет наружный диаметр 0,52 м, длину 0,7 м, толщину стенки 4 мм, изнутри корпус покрыт слоем огнеупорного материала 100 мм. Теплопроводность огнеупора 0,8 Вт/(м·К), теплопроводность материала корпуса 32 Вт/(м·К). Пренебрегая влиянием торцов трубы и лучистым теплообменом, определить температуру на наружной поверхности печи, если температура на внутренней поверхности огнеупора 730 °С.

Решение. Через слой огнеупора и корпус печи проходит тепловой поток одной величины. Наружный диаметр слоя огнеупора и внутренний диаметр корпуса печи равны (обозначим d , м), температуры на границе слоев одинаковы (обозначим t , °С); обозначим теплопроводность огнеупора λ из, Вт/(м·К), теплопроводность корпуса λ_k , Вт/(м·К).

Величина d с учетом исходных данных равна 0,512 м.

При установившемся режиме через корпус печи проходит тепловой поток Q , соответствующий рабочему режиму печи, в рассматриваемом случае $Q = 5000$ Вт.

Для каждого из материалов по закону Фурье получим

$$Q = \frac{2pl_{\text{ИЗ}}(t_{\text{ИЗ1}} - t_{\text{ИЗ2}})}{\ln \frac{d_{\text{нар.ИЗ}}}{d_{\text{вн.ИЗ}}}} = \frac{2pl_{\text{ИЗ}}(t_{\text{ИЗ1}} - t)}{\ln \frac{d}{d_{\text{вн.ИЗ}}}},$$

$$Q = \frac{2pl_{\text{К}}(t_{\text{К1}} - t_{\text{К2}})}{\ln \frac{d_{\text{нар.К}}}{d_{\text{вн.К}}}} = \frac{2pl_{\text{К}}(t - t_{\text{К2}})}{\ln \frac{d_{\text{нар.К}}}{d}}.$$

Отсюда, для искомой температуры $t_{\text{К2}}$ на поверхности корпуса получим (с учетом значения внутреннего диаметра $d_{\text{вн.ИЗ}}$ слоя огнеупора 0,312 м)

$$t_{\text{К2}} = t_{\text{ИЗ1}} - \frac{Q}{2pl} \left(\frac{\ln \frac{d}{d_{\text{вн.ИЗ}}}}{l_{\text{ИЗ}}} + \frac{\ln \frac{d_{\text{нар.К}}}{d}}{l_{\text{К}}} \right) =$$

$$= 730 - \frac{5000}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,7} \left(\frac{\ln \frac{0,512}{0,312}}{0,8} + \frac{\ln \frac{0,52}{0,512}}{32} \right) = 25,2^\circ\text{C}.$$

Задача 3. По стальной трубе, имеющей длину 2500 мм, наружный диаметр 110 мм и внутренний диаметр 50 мм, протекает газ, а снаружи трубу омывает воздух. Средняя температура газа 800°C , воздуха 15°C . Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке трубы $35 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а от стенки трубы к воздуху $6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Теплопроводность материала трубы $47 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$. Определить количество тепла, теряемого трубой за 1 час, и температуры на внутренней и наружной поверхностях трубы, пренебрегая влиянием торцов трубы и лучистым теплообменом.

Решение. Количество тепла с поверхности трубы обозначим $Q_{\text{ф}}$, Дж. Оно определяется, как произведение теплового потока Q , Вт, на интервал времени $D_{\text{ф}}$, с. Используя для теплового потока Q с поверхности трубы зависимость

$$Q = \frac{t_{\text{ж1}} - t_{\text{ж2}}}{\frac{1}{\alpha_1 p l d_{\text{вн.тр}}} + \frac{\ln \frac{d_{\text{нар.тр}}}{d_{\text{вн.тр}}}}{2pl_{\text{тр}}} + \frac{1}{\alpha_2 p l d_{\text{нар.тр}}}},$$

в итоге получим

$$Q_{\text{ф}} = \frac{800 - 15}{\frac{1}{35 \cdot 3,14 \cdot 2,5 \cdot 0,05} + \frac{\ln \frac{0,11}{0,05}}{2 \cdot 3,14 \cdot 2,5 \cdot 47} + \frac{1}{6 \cdot 3,14 \cdot 2,5 \cdot 0,11}} \cdot 3600 =$$

$$= 1058923 \text{ Дж}.$$

p - число $\text{Пи} = 3,14$.

Напомним, что по направлению следования теплового потока температуры уменьшаются.

Используя уравнение теплоотдачи для внутренней и наружной поверхностей трубы

$$Q = \alpha_1 p l d_{\text{вн.тр}} (t_{\text{ж1}} - t_{\text{ст1}}),$$

$$Q = \alpha_2 p l d_{\text{нар.тр}} (t_{\text{тр2}} - t_{\text{ж2}}),$$

(в нашем случае тепловой поток Q составляет 2941 Вт) получим для температур на внутренней поверхности трубы и наружной, соответственно,

$$t_{ст1} = t_{ж1} - \frac{Q}{\alpha_1 p l d_{вн.тр}} = 800 - \frac{2941}{35 \cdot 3,14 \cdot 2,5 \cdot 0,05} = 585,9^\circ\text{C},$$

$$t_{ст2} = t_{ж2} + \frac{Q}{\alpha_2 p l d_{нар.тр}} = 15 + \frac{2941}{6 \cdot 3,14 \cdot 2,5 \cdot 0,11} = 582,7^\circ\text{C}.$$

Задача 4. По паропроводу длиной 50 м подается насыщенный пар температурой 235°C , температура окружающего воздуха 20°C . Определить теплотери паропровода, у которого внутренний диаметр стальной трубы 100 мм, толщина стенки 4 мм, толщина теплоизоляции типа «совелит» 80 мм; также определить температуру наружной поверхности.

Теплопроводность стали $52 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, теплопроводность изоляции $0,058 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$.

Коэффициент теплоотдачи от пара к стенке $465 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$, от поверхности паропровода к воздуху $8 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$.

Лучистым теплообменом пренебречь.

Решение. Наружный диаметр трубы паропровода равен внутреннему диаметру тепловой изоляции. Сначала, по исходным данным найдем наружный диаметр d собственно трубы паропровода и наружный диаметр $d_{нар.из}$ паропровода

$$d = 0,1 + 2 \cdot 0,004 = 0,108 \text{ м},$$

$$d_{нар.из} = 0,108 + 2 \cdot 0,08 = 0,268 \text{ м}.$$

Пренебрегая влиянием торцов, рассчитаем по формуле тепловой поток Q с поверхности паропровода

$$Q = \frac{t_{ж1} - t_{ж2}}{\frac{1}{\alpha_1 p l d_{вн.тр}} + \frac{\ln d / d_{вн.тр}}{2 p l \lambda_{тр}} + \frac{\ln d_{нар.из} / d}{2 p l \lambda_{из}} + \frac{1}{\alpha_2 p l d_{нар.из}}} =$$

$$= \frac{235 - 20}{\frac{1}{465 \cdot 3,14 \cdot 50 \cdot 0,1} + \frac{\ln 0,108 / 0,1}{2 \cdot 3,14 \cdot 50 \cdot 52} + \frac{\ln 0,268 / 0,108}{2 \cdot 3,14 \cdot 50 \cdot 0,058} + \frac{1}{8 \cdot 3,14 \cdot 50 \cdot 0,268}}$$

$$= 4055 \text{ Вт}$$

Температура наружной поверхности паропровода

$$t_{нар.из} = t_{ж2} + \frac{Q}{\alpha_2 p l d_{нар.из}} = 20 + \frac{4055}{8 \cdot 3,14 \cdot 50 \cdot 0,268} = 32,0^\circ\text{C}.$$

Задача 5. У стальной трубы длина 5 м, внутренний диаметр 60 мм и толщина стенки 2 мм; теплопроводность материала трубы $46,5 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$. По трубе течет вода, ее средняя температура 85°C . На поверхность трубы предполагается наносить асфальтную изоляцию с теплопроводностью $0,66 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$. Определите возможные максимальные тепловые потери с поверхности трубопровода, омываемой воздухом с температурой -20°C , при значениях коэффициентов теплоотдачи к внутренней поверхности трубы $2050 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$, а от наружной поверхности трубопровода $10 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$.

Решение. Если наружный диаметр трубы меньше критического диаметра тепловой изоляции, то при нанесении слоев изоляции потери тепла растут, достигнув максимума при диаметре трубопровода равном критическому диаметру; в противном случае наибольшими будут потери у неизолированной трубы.

Находим критический диаметр тепловой изоляции

$$d_{кр.из} = \frac{2 \lambda_{из}}{\alpha_2} = \frac{2 \cdot 0,66}{10} = 0,132 \text{ м}.$$

Наружный диаметр трубы

$$d_{\text{нар.тр}} = 60 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot 2 \cdot 10^{-3} = 0,064 \text{ м,}$$

что существенно меньше критического диаметра тепловой изоляции. По формуле считаем тепловой поток Q с поверхности трубопровода при условии, что наружный диаметр трубопровода равен критическому диаметру

$$Q = \frac{85 - (-20)}{\frac{1}{2050 \cdot 3,14 \cdot 5 \cdot 0,06} + \frac{\ln \frac{0,064}{0,06}}{2 \cdot 3,14 \cdot 5 \cdot 46,5} + \frac{\ln \frac{0,132}{0,064}}{2 \cdot 3,14 \cdot 5 \cdot 0,66} + \frac{1}{10 \cdot 3,14 \cdot 5 \cdot 0,132}} = 1254 \text{ Вт.}$$

Практическое занятие № 4

Теплоотдача при ламинарном и турбулентном обтекании плоской пластины

Теплоотдача при вынужденном турбулентном движении жидкости вдоль плоской поверхности:

Формулы для расчета соответственно локального и среднего по длине коэффициентов теплоотдачи при ламинарном ($Re < 10^5$) течения жидкости вдоль плоской поверхности имеют вид

$$Nu_{\text{ж},x} = 0,33 Re_{\text{ж},x}^{0,5} Pr_{\text{ж}}^{0,33} \left(\frac{Pr_{\text{ж}}}{Pr_c} \right)^{0,25};$$

$$Nu_{\text{ж},x} = \frac{\alpha x}{\lambda} \rightarrow \alpha = \frac{Nu_{\text{ж},x} \lambda}{x};$$

$$\bar{Nu}_{\text{ж},l} = 0,66 Re_{\text{ж},l}^{0,5} Pr_{\text{ж}}^{0,33} \left(\frac{Pr_{\text{ж}}}{Pr_c} \right)^{0,25};$$

$$\bar{Nu}_{\text{ж},l} = \frac{\alpha l}{\lambda} \rightarrow \alpha = \frac{\bar{Nu}_{\text{ж},l} \lambda}{l}.$$

Формулы для расчета соответственно локального и среднего по длине коэффициентов теплоотдачи при турбулентном режиме ($Re \geq 10^5$) течения жидкости вдоль плоской поверхности имеют вид

$$Nu_{\text{ж},x} = 0,029 Re_{\text{ж},x}^{0,8} Pr_{\text{ж}}^{0,43} \left(\frac{Pr_{\text{ж}}}{Pr_c} \right)^{0,25};$$

$$\bar{Nu}_{\text{ж},l} = 0,037 Re_{\text{ж},l}^{0,8} Pr_{\text{ж}}^{0,43} \left(\frac{Pr_{\text{ж}}}{Pr_c} \right)^{0,25}.$$

За определяющую температуру при расчете по этим формулам принимается температура набегающего потока жидкости $t_{\text{ж}} = t_0$. Определяющим размером в формулах для расчета локального коэффициента теплоотдачи является x , а при расчете среднего по длине плоской поверхности – длина l .

Задача 1. Пластина длиной $l = 125$ мм омывается продольным потоком воздуха, температура которого $t_{\text{ж}} = 20^\circ\text{C}$, а скорость $w = 10$ м/с. Определить средний коэффициент теплоотдачи по длине пластины, если температура ее поверхности $t_c = 50^\circ\text{C}$.

Задача 2. Плоская горизонтальная крыша дома имеет зимой температуру 0°C . Крыша квадратная площадью 40×40 м. Определить конвективный тепловой поток от крыши к воздуху, температура которого минус 20°C , если скорость воздуха: а) 2 м/с; б) 6 м/с; в) 12 м/с.

Задача 3. Ветер дует вдоль улицы, длина которой 1000 м, а ширина 12 м. Скорость ветра 10 м/с. Температура воздуха 20°C . Температура асфальтового покрытия 30°C . Определить локальные коэффициенты теплоотдачи на расстояниях 100 и 800 м от начала улицы. Определить также средний по длине улицы коэффициент теплоотдачи и тепловой поток от поверх-

ности асфальта.

Задача 4. Тонкая пластина длиной 125 мм омывается продольным потоком воды, скорость которой 0,7 м/с, а температура 20°C. Определить средний коэффициент теплоотдачи по длине пластины, тепловой поток, передаваемый от её поверхности. Температура поверхности пластины 50°C.

Задача 5. Плоская стенка с одной стороны омывается горячими газами, а с другой охлаждается водой. Определить термическое сопротивление плоской стальной стенки, количество теплоты передаваемое через 1 м² стенки, если известна: толщина стенки $\delta_2=1$ мм температура горячего теплоносителя $t_{ж1}=850^\circ\text{C}$ температура холодного теплоносителя $t_{ж2}=150^\circ\text{C}$ коэффициент теплопроводности стали $\lambda_2=50$ Вт/(м·К) коэффициент теплоотдачи от горячего теплоносителя $\alpha_1=90$ Вт/(м²·К) коэффициент теплоотдачи от стенки $\alpha_2=1000$ Вт/(м²·К)

Определить также термическое сопротивление плоской медной стенки, количество теплоты передаваемое через 1 м² стенки, температуры на поверхностях стенки со стороны горячего и холодного теплоносителя для случая когда поверхность стальной стенки покрыта со стороны горячего теплоносителя слоем сажи, а со стороны холодного – слоем накипи и масла, если известны: коэффициент теплопроводности меди $\lambda'_2=350$ Вт/(м·К) толщина слоя сажи $\delta_1=2$ мм толщина слоя накипи $\delta_3=10$ мм толщина слоя масла $\delta_4=2$ мм коэффициент теплопроводности сажи $\lambda_1=0,2$ Вт/(м·К) коэффициент теплопроводности накипи $\lambda_3=2$ Вт/(м·К) коэффициент теплопроводности масла $\lambda_4=0,1$ Вт/(м·К).

Р е ш е н и е:

1 Определим термическое сопротивление плоской стенки для случая:

стенка стальная, чистая $R_2=\delta_2/\lambda_2=0,00024$ (град. х м²)/Вт

стенка медная, чистая $R_2^1=\delta_2/\lambda_2^1=0,0000343$ (град. х м²)/Вт

стенка стальная с накипью $R_3=\delta_2/\lambda_2+\delta_3/\lambda_3=0,00524$ (град. х м²)/Вт

стенка стальная с накипью, покрытая маслом

$R_4=\delta_2/\lambda_2+\delta_3/\lambda_3+\delta_4/\lambda_4=0,02524$ (град. х м²)/Вт

стенка стальная с накипью, покрытая маслом, а со стороны газов- сажей

$R_1=\delta_1/\lambda_1+\delta_2/\lambda_2+\delta_3/\lambda_3+\delta_4/\lambda_4=0,03524$ (град. х м²)/Вт

2 Определим коэффициент теплопередачи через плоскую стенку, для случая:

стенка стальная, чистая $K_2=1/(1/\alpha_1+R_2+1/\alpha_2)=55,85$ Вт/(м²·К)

стенка медная, чистая $K_2^1=1/(1/\alpha_1+R_2^1+1/\alpha_2)=56,49$ Вт/(м²·К)

стенка стальная с накипью $K_3=1/(1/\alpha_1+R_3+1/\alpha_2)=43,66$ Вт/(м²·К)

стенка стальная с накипью, покрытая маслом

$K_4=1/(1/\alpha_1+R_4+1/\alpha_2)=23,31$ Вт/(м²·К)

стенка стальная с накипью, покрытая маслом, а со стороны газов- сажей

$K_1=1/(1/\alpha_1+R_1+1/\alpha_2)=18,90$ Вт/(м²·К)

3 Определим количество теплоты передаваемое от газа к воде через 1 м^2 стенки, для случая:

стенка стальная, чистая $q_2 = K_2 \times (t_{ж1} - t_{ж2}) = 39095 \text{ Вт/м}^2$

стенка медная, чистая $q_2' = K_2' \times (t_{ж1} - t_{ж2}) = 39543 \text{ Вт/м}^2$

стенка стальная с накипью $q_3 = K_3 \times (t_{ж1} - t_{ж2}) = 30562 \text{ Вт/м}^2$

стенка стальная с накипью, покрытая маслом

$q_4 = K_4 \times (t_{ж1} - t_{ж2}) = 16317 \text{ Вт/м}^2$

стенка стальная с накипью, покрытая маслом, а со стороны газов- сажей

$q_1 = K_1 \times (t_{ж1} - t_{ж2}) = 13230 \text{ Вт/м}^2$

4 Определим температуры на границах слоев для последнего случая

$t_1 = t_{ж1} - q_1 \times (1/\alpha_1) = 62,95 \text{ }^\circ\text{C}$

$t_2 = t_1 - q_1 \times (\delta_1/\lambda_1) = 497,2 \text{ }^\circ\text{C}$

$t_3 = t_2 - q_1 \times (\delta_2/\lambda_2) = 494 \text{ }^\circ\text{C}$

$t_4 = t_3 - q_1 \times (\delta_3/\lambda_3) = 427,9 \text{ }^\circ\text{C}$

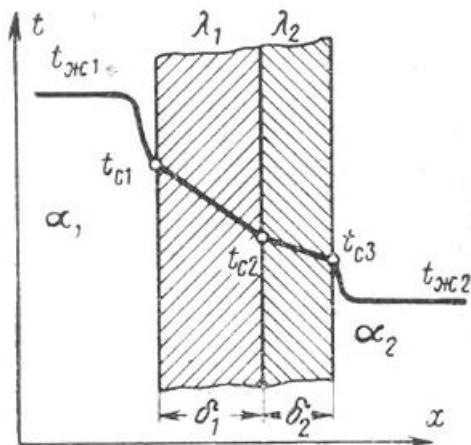
$t_5 = t_4 - q_1 \times (\delta_4/\lambda_4) = 163,3 \text{ }^\circ\text{C}$

5 Проверим правильность расчета граничных температур

$t_{ж2}' = t_{с4} - q_1 \times (1/\alpha_2) = 150,7 \text{ }^\circ\text{C}$

следовательно расчет выполнен с достаточной

степенью точности.



Практическое занятие № 5

Теплоотдача при вынужденном поперечном обтекании отдельной труб и трубных пучков

Для расчета средних по окружности коэффициентов теплоотдачи при поперечном обтекании потоком одиночных труб пользуются следующими формулами:

- при $5 < Re_{\alpha, d} < 10^3$

$$\overline{Nu}_{\alpha, d} = 0,5 Re_{\alpha, d}^{0,5} Pr_{\alpha}^{0,38} \left(\frac{Pr_{\alpha}}{Pr_c} \right)^{0,25} \varepsilon_{\psi};$$

- при $10^3 \leq Re_{\alpha, d} < 2 \cdot 10^5$

$$\overline{Nu}_{\alpha, d} = 0,25 Re_{\alpha, d}^{0,6} Pr_{\alpha}^{0,38} \left(\frac{Pr_{\alpha}}{Pr_c} \right)^{0,25} \varepsilon_{\psi};$$

- при $2 \cdot 10^5 \leq Re_{\alpha, d} < 10^7$

$$\overline{Nu} = 0,023 Re_{\alpha, d}^{0,8} Pr_{\alpha}^{0,4} \left(\frac{Pr_{\alpha}}{Pr_c} \right)^{0,25}.$$

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{\alpha} d}{\lambda} \rightarrow \bar{\alpha} = \frac{\overline{Nu} \lambda}{d}.$$

Безразмерное число $Re_{\alpha, d}$ рассчитывается по скорости набегающего потока либо по скорости в самом узком сечении, если труба расположена в канале. ε_{ψ} – поправка на угол атаки (угол между направлением потока и осью трубы). Если угол атаки $\psi = 90^\circ$, то $\varepsilon_{\psi} = 1$. При $\psi = 30 \dots 90^\circ$ можно использовать при-ближенную зависимость $\varepsilon_{\psi} = 1 - 0,54 \cdot \cos^2 \psi$

Исследование теплоотдачи при поперечном обтекании пучка труб показало, что с ростом номера ряда средний коэффициент теплоотдачи увеличивается. Однако, начиная с третьего ряда, интенсивность теплоотдачи остается практически постоянной, так как не изменяется структура потока.

В результате обработки опытных данных для определения средних коэффициентов теплоотдачи $\bar{\alpha}_{3p}$ для труб, начиная с третьего ряда, при смешанном режиме были получены следующие формулы:

- при коридорном расположении труб в пучке

$$\overline{Nu}_{\alpha, d} = 0,26 Re_{\alpha, d}^{0,65} Pr_{\alpha}^{0,33} \left(\frac{Pr_{\alpha}}{Pr_c} \right)^{0,25} \varepsilon_s \varepsilon_{\psi}$$

где ε_s – поправочный коэффициент, учитывающий плотность расположения труб в пучке, $\varepsilon_s = S_2 / d^{-0,15}$

- при шахматном расположении труб в пучке

$$\overline{Nu}_{\alpha, d} = 0,41 Re_{\alpha, d}^{0,6} Pr_{\alpha}^{0,33} \left(\frac{Pr_{\alpha}}{Pr_c} \right)^{0,25} \varepsilon_s \varepsilon_{\psi}$$

$$\text{где } \varepsilon_s = \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{\frac{1}{6}} \text{ при } \left(\frac{S_1}{S_2} \right) < 2, \text{ а при } \left(\frac{S_1}{S_2} \right) \geq 2 \quad \varepsilon_s = 1,12$$

В формулах в качестве определяющих температуры, скорости и размера приняты средняя температура потока, скорость потока в узком сечении, наружный диаметр труб.

Из формул определяется коэффициент теплоотдачи для третьего и последующих рядов труб

$$\bar{\alpha}_{3p} = \frac{\overline{Nu} \lambda}{d}.$$

Средний коэффициент теплоотдачи для всего пучка в целом определяется по формуле

$$\bar{\alpha}_{i \text{ в } z} = \frac{\bar{\alpha}_{1p} + \bar{\alpha}_{2p} + \bar{\alpha}_{3p} Z - 2}{Z},$$

где Z – количество рядов труб по ходу потока жидкости.

Коэффициенты теплоотдачи для труб первого $\bar{\alpha}_{1p}$ и второго $\bar{\alpha}_{2p}$ рядов определяются по следующим формулам:

- для коридорного пучка $\bar{\alpha}_{1p} = 0,6 \bar{\alpha}_{3p}; \bar{\alpha}_{2p} = 0,9 \bar{\alpha}_{3p};$
- для шахматного пучка $\bar{\alpha}_{1p} = 0,6 \bar{\alpha}_{3p}; \bar{\alpha}_{2p} = 0,7 \bar{\alpha}_{3p}.$

Задача 1. Цилиндрическая трубка наружным диаметром 20 мм охлаждается поперечным потоком воды со скоростью 1 м/с. Средняя температура воды 20°C, температура поверхности трубки 50 °С. Определить тепловой поток с 1 м² поверхности и с 1 погонного метра.

Задача 2. По трубе длиной 5 м и наружным/внутренним диаметрами 20/26 мм течет вода со скоростью 0,2 м/с, ее температура на входе в трубу 20°C, а на выходе 30°C. Снаружи на трубу набегает перпендикулярно поток воздуха со скоростью 40 м/с, его температура 100 °С. Определить среднюю температуру стенки трубы.

Задача 3. Определить средний коэффициент теплоотдачи конвекцией от поперечного потока дымовых газов к стенке труб коридорного пучка. Наружный диаметр труб 42 мм, поперечный шаг пучка и продольный шаг одинаковые и равны 100 мм, скорость газов в узком сечении пучка 10 м/с, по направлению потока дымовых газов 6 рядов труб. Температура газов перед пучком 660 °С, за пучком – 500 °С.

Задача 4. Трубы наружным диаметром 30 мм расположены в пучке с шахматной компоновкой. Продольный и поперечный шаги равны: $S_1 = S_2 = 60$ мм. Снаружи трубы омываются дымовыми газами, средняя температура которых $t_{ж} = 800$ °С и скорость в узком сечении пучка труб 20 м/с. Определить средний коэффициент теплоотдачи от воздуха к наружной поверхности труб, средняя температура которой $t_c = 500$ °С. Количество рядов труб по ходу дымовых газов $Z = 10$.

Практическое занятие № 6

Теплоотдача при вынужденном движении жидкости в трубах

При движении жидкости в трубах в качестве определяющего размера берется внутренний диаметр трубы. Если жидкость движется в канале, то эквивалентный диаметр

$$d_{\text{экв}} = \frac{4f}{\Pi},$$

где f – поперечное сечение канала; Π – его смоченный периметр.

При ламинарном режиме ($Re < 2300$) могут иметь место два подрежима неизотермического движения: вязкостный и вязкостно-гравитационный.

Вязкостный режим ($Gr \cdot Pr < 8 \cdot 10^5$) наблюдается при преобладании сил вязкости над подъемными силами, т.е. он имеет место при течении вязких жидкостей при отсутствии влияния естественной конвекции. $Gr \cdot Pr$

Расчет теплоотдачи для длинных труб ($l/d \geq 0.067 Re \cdot Pr^{5/6}$) ведется по формуле

$$\bar{Nu}_{\text{ж},d} = 4 \left(\frac{Pr_{\text{ж}}}{Pr_c} \right)^{0,25}.$$

Если $Gr \cdot Pr < 8 \cdot 10^5$, то режим течения жидкости – вязкостногравитационный. В этом случае теплоотдача рассчитывается по формуле

$$\bar{Nu}_{\text{ж},d} = 0,15 Re_{\text{ж},d}^{0,33} Pr_{\text{ж}}^{0,33} Gr_{\text{ж},d} Pr_{\text{ж}}^{0,1} \left(\frac{Pr_{\text{ж}}}{Pr_c} \right)^{0,25} \epsilon_1$$

где ε_l – поправка на длину трубы; при $(l/d) \geq 50$, $\varepsilon_l = 1$.

Рассчитав безразмерное число Нуссельта, находят коэффициент теплоотдачи

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{\alpha} d}{\lambda} \rightarrow \bar{\alpha} = \frac{\overline{Nu} \lambda}{d}.$$

Расчет среднего коэффициента теплоотдачи при турбулентном режиме ($Re > 10^4$) движения жидкости ведется по формуле

$$\overline{Nu}_{\alpha, d} = 0,023 Re_{\alpha, d}^{0,8} Pr_{\alpha}^{0,43} \left(\frac{Pr_{\alpha}}{Pr_c} \right)^{0,25} \varepsilon_l,$$

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{\alpha} d}{\lambda} \rightarrow \bar{\alpha} = \frac{\overline{Nu} \lambda}{d}.$$

Если $l/d \geq 15$, то $\varepsilon_l = 1$. При $l/d < 15$ поправочный коэффициент ε_l определяется по формуле $\varepsilon_l = 1,38 l/d^{-0,12}$.

Во всех вышенаписанных формулах в качестве определяющего размера принят внутрен-

ний диаметр трубы, а определяющая температура $\bar{t}_{\alpha} = \frac{t'_{\alpha} + t''_{\alpha}}{2}$, где t' , t'' – температуры жидкости на входе и выходе из трубы соответственно.

Для оценки теплоотдачи при переходном режиме ($2300 \leq Re \leq 10^4$) можно воспользоваться формулой

$$\overline{Nu} = A Pr_{\alpha}^{0,43} \left(\frac{Pr_{\alpha}}{Pr_c} \right)^{0,25},$$

где, $A = f Re_{\alpha, d}$. Для инженерных расчетов можно приближенно принять следующие значения A в зависимости от числа Рейнольдса:

если $2300 < Re_{\alpha, d} < 3000$, то $A = 6$;

если $3000 \leq Re_{\alpha, d} < 4000$, то $A = 10$;

если $4000 \leq Re_{\alpha, d} < 5000$, то $A = 20$;

если $5000 \leq Re_{\alpha, d} < 6000$, то $A = 25$;

если $6000 \leq Re_{\alpha, d} < 10^4$, то $A = 30$.

При турбулентном течении жидкости в кольцевом зазоре канала кольцевого поперечного сечения для расчета теплоотдачи используется формула

$$\overline{Nu}_{\alpha, d_y} = 0,017 Re_{\alpha, d_y}^{0,8} Pr_{\alpha}^{0,4} \left(\frac{Pr_{\alpha}}{Pr_c} \right)^{0,25} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^{0,18},$$

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{\alpha} d_y}{\lambda} \rightarrow \bar{\alpha} = \frac{\overline{Nu} \lambda}{d_y}.$$

Здесь определяющей температурой является средняя температура жидкости в кольцевом канале, определяющим размером – $d_y = d_2 - d_1$, где d_1 – внутренний, а d_2 – внешний диаметр кольцевого канала

Задача 1. Определить коэффициент теплоотдачи при течении воды в горизонтальной трубе внутренним диаметром $d = 10$ мм и длиной $l = 1,2$ м. Температура воды на входе в трубу $t_{ж1} = 10^\circ\text{C}$, на выходе $t_{ж2} = 30^\circ\text{C}$, средняя по длине трубы температура стенки $t_c = 60^\circ\text{C}$. Расход воды $G = 20$ кг/ч.

Задача 2. Определить коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к охлаждающей воде, текущей внутри трубки, если средняя по длине трубки температура стенки 60°C , внутренний диаметр трубки 16 мм. Температура воды на входе в трубку 20°C , на выходе – 48°C , скорость воды $0,071$ м/с.

Задача 3. По трубке внутренним диаметром 16 мм течет вода со скоростью 1,5 м/с. Температура воды на входе в трубку 10°C, а на выходе 20°C. Средняя температура стенки трубки 30 °С. Определить тепловой поток, передаваемый от стенки к воде, и длину трубки.

Задача 4. В кожухотрубном аппарате вода движется в межтрубном пространстве вдоль труб. Внутренний диаметр кожуха 300 мм, внешний диаметр труб 25 мм, трубы расположены в коридорном порядке, число труб 25. Средняя температура воды 10°C, а ее средняя скорость 1 м/с. Средняя температура поверхности трубок 15°C. Определить коэффициент теплоотдачи от поверхности трубок к воде.

Задача 5. В теплообменнике типа «труба в трубе» длиной 1,5 м в кольцевом канале движется вода со средней скоростью 0,8 м/с. Средняя температура воды 70°C. Внутренний диаметр большей трубы 32 мм, а наружный диаметр меньшей трубы 20 мм. Определить средний коэффициент теплоотдачи от воды к наружной поверхности внутренней трубы и тепловой поток, если средняя температура стенки 40°C.

Практическое занятие № 7

Интенсификация процесса теплопередачи с помощью оребрения

Задача 1. Прямое ребро переменной толщины. Пусть имеется прямое ребро, толщина которого δ , высота h и длина l (рис. 7.1). Коэффициент теплопроводности материала λ . Температуру окружающей среды условно примем равной нулю. Температура ребра изменяется лишь по высоте, т.е. $\vartheta=f(x)$, в основании и на конце ребра температура соответственно ϑ_1 и ϑ_2 . Для боковой поверхности ребра коэффициент теплоотдачи α_1 , а для торцевой α_2 .

Для решения данной задачи уравнения имеют вид:

$$\vartheta_2 = \vartheta_1 \frac{1}{\operatorname{ch} mh + \frac{\alpha_2}{m\lambda} \operatorname{sh} mh}; \quad (7.1)$$

$$Q = \lambda m f \vartheta_1 \frac{\frac{\alpha_2}{m\lambda} + \operatorname{th} mh}{1 + \frac{\alpha_2}{m\lambda} \operatorname{th} mh}. \quad (7.2)$$

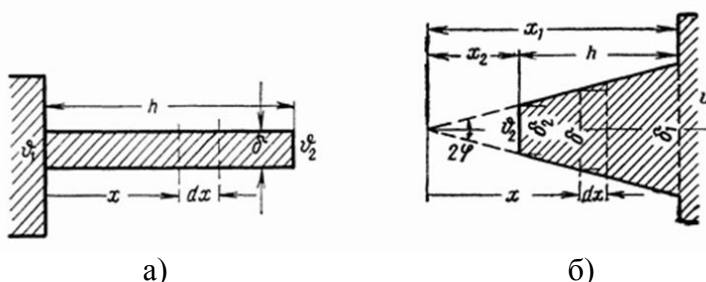


Рис.7.1 – Прямое ребро: а) постоянного сечения; б) трапецевидного сечения

Здесь $m = \sqrt{2\alpha_1/\lambda\delta}$, для плоских ребер

$$f = \delta l; \quad U \approx 2l \quad \text{и} \quad U/f = 2/\delta.$$

Если теплоотдачей с торца пренебречь, то получим:

$$\vartheta_2 = \vartheta_1 \frac{1}{\operatorname{ch} mh}, \quad (7.3)$$

$$Q = \lambda m f \vartheta_1 \operatorname{th} mh. \quad (7.4)$$

В практических расчётах вместо точных формул (7.1) и (7.2) можно пользоваться упрощёнными (7.3) и (7.4). Теплоотдача с торца при этом довольно точно учитывается путём условного увеличения высоты ребер на половину их толщины; поверхность торца как бы

развёртывается на боковые грани ребра.

Задача 2. Водяной экономайзер котлоагрегата изготовлен из круглых ребристых чугунных труб, наружным диаметром $d=5\text{мм}$. Определить количество теплоты, которое будет передаваться от горячих газов с температурой $t=400^\circ\text{C}$ к внешней поверхности трубы. Температуру на конце ребра, если температура у основания рёбер $t_0=180^\circ\text{C}$. Длина обогреваемой части трубы $l=3\text{м}$, количество рёбер по длине трубы $n=150$.

Коэффициент теплоотдачи от газов к ребристой поверхности $\alpha=46$ (Вт/м²·град), коэффициент теплопроводности чугуна $\lambda=52$ (Вт/м·град).

Количество теплоты, передаваемое от горячих газов к внешней поверхности трубы, пренебрегая теплоотдачей с торца ребра, и температуру на конце ребра, определяем с помощью вспомогательных графиков на рисунке 7.2.

$$m = \sqrt{\frac{\alpha \cdot U}{\lambda \cdot f}} \approx \sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda \cdot \delta}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 46}{52 \cdot 0,005}} = 18,8 \text{ 1/м};$$

$$r_1 = d/2 = 76/2 = 38 \text{ мм}; \quad r_2 = D_0/2 = 200/2 = 100 \text{ мм};$$

$$m \cdot r_1 = 18,8 \cdot 0,038 = 0,714; \quad m \cdot r_2 = 18,8 \cdot 0,1025 = 1,93.$$

Здесь теплоотдача с торца ребра приближенно учтена увеличением r_2 на половину толщины ребра: $r'_2 = r_2 + \delta/2 = 0,1 + 0,0025 = 0,1025$.

Подставив значения $m \cdot r_1$ и $m \cdot r'_2$ в выражение для избыточной температуры конца ребра, получим:

$$\vartheta_2 = \vartheta_1 \frac{I_0(1,93)K_1(1,93) + I_1(1,93)K_0(1,93)}{I_0(0,714)K_1(1,93) + I_1(1,93)K_0(0,714)} = (400 - 180) \frac{0,2644 \cdot 0,128 + 1,491 \cdot 0,1245}{1,1319 \cdot 0,128 + 1,491 \cdot 0,65} = 43,3 \text{ }^\circ\text{C},$$

где значение функции Бесселя берутся из справочника.

Температура конца ребра

$$t_1 = t_{\text{ж}} - \vartheta_2 = 400 - 43,3 = 356,7^\circ\text{C}$$

Определяем количество теплоты, воспринимаемого одним ребром

$$\psi = \frac{I_1(1,93)K_1(0,714) - I_1(0,714)K_1(1,93)}{I_0(0,714)K_1(1,93) + I_1(1,93)K_0(0,714)} = \frac{1,4910 \cdot 1,024 - 0,3804 \cdot 0,154}{1,1319 \cdot 0,128 + 1,491 \cdot 0,65} = 1,318.$$

$$Q_p = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,038 \cdot 52 \cdot 0,005 \cdot 18,8 \cdot 220 \cdot 1,318 = 338,2 \text{ Вт}.$$

Для 150 рёбер $Q_{\Sigma p} = 150 \cdot 338,2 = 50\,730$ Вт

Количество теплоты, отдаваемое гладкой поверхностью между рёбрами

$$Q_c = \alpha \cdot \vartheta_1 \cdot 2\pi \cdot r_1 \cdot (l - n \cdot \delta) = 46 \cdot 220 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,038 \cdot (3 - 150 \cdot 0,005) = 5\,434 \text{ Вт}.$$

Общее количество передаваемой теплоты

$$Q_{\text{р.с.}} = Q_{\Sigma p} + Q_c = 50\,730 + 5\,434 = 56\,164 \text{ Вт}.$$

Данную задачу можно решить по упрощённой методике, воспользовавшись зависимостью для круглых рёбер.

Определим высоту прямого ребра:

$$h = r_2 - r_1 + \frac{\delta}{2} = 100 - 38 + \frac{5}{2} = 64,5 \text{ мм}.$$

Находим произведение $m \cdot n$, $m = 18,81$ 1/м – по результатам предыдущего решения, $m \cdot h = 18,81 \cdot 0,0645 = 1,21$

Находим отношения избыточных температур на вершине и у основания ребра

$$\frac{\vartheta_2}{\vartheta_1} = \frac{1}{ch(mh)} = \frac{1}{ch(1,21)} = 0,54.$$

$$\frac{r_2}{r_1} = \frac{100}{38} = 2,64.$$

Определяем отношения наружных радиусов ребра и трубы r_2/r_1

Зная отношения ϑ_2/ϑ_1 и r_2/r_1 , по графическим зависимостям находим поправочный коэффициент $\varepsilon''' = 0,84$. Он представляет собой отношение расходов теплоты с единицы поверхно-

стей круглого и прямого ребер одинаковой толщины

$$\varepsilon'' = \frac{q_{pl}}{q} = \frac{\frac{Q_{pl}}{F_{pl}}}{\frac{Q}{F}} .$$

Количество теплоты, воспринимаемого прямым ребром длиной $l=1\text{м}$, сечением $f=\delta \cdot l=0,005 \cdot 1=0,005 \text{ м}^2$,

$$Q = \lambda \cdot m \cdot f \cdot g \cdot th(mh) = 52 \cdot 18,8 \cdot 1 \cdot 0,005 \cdot 220 \cdot th(1,21) = 978 \text{ Вт}.$$

Поверхность ребра составит $F=2h \cdot l=2 \cdot 0,0645=0,129 \text{ м}^2$.

Плотность теплового потока $q = \frac{Q}{F} = \frac{978}{0,129} = 7581 \text{ Вт/м}^2$.

Поверхность круглого ребра составит

$$F_{pl} = 2\pi \left(\frac{D}{2} \right)^2 - \left(\frac{d}{2} \right)^2 = 2 \cdot 3,14 (0,1^2 - 0,038^2) = 0,0537 \text{ м}^2 .$$

Количество теплоты, воспринимаемое круглым ребром

$$Q_{pl} = \varepsilon'' \cdot q \cdot F_{pl} = 0,84 \cdot 7581 \cdot 0,0537 = 341 \text{ Вт} .$$

Практическое занятие № 8

Теплоотдача при свободном движении жидкости

$$\overline{Nu}_{ж,l} = 0,75 \text{ Gr}_{ж,l} \text{ Pr}_{ж}^{0,25} \left(\frac{\text{Pr}_{ж}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}$$

– для расчета среднего коэффициента теплоотдачи при свободном ламинарном ($\text{Gr} \cdot \text{Pr} \leq 109$) течении жидкости вдоль вертикальной стенки, расположенной в неограниченном пространстве.

$$\overline{Nu}_{ж,l} = 0,15 \text{ Gr}_{ж,l} \text{ Pr}_{ж}^{1/3} \left(\frac{\text{Pr}_{ж}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}$$

– для расчета среднего коэффициента теплоотдачи при свободном развитом турбулентном ($\text{Gr} \cdot \text{Pr} > 6 \cdot 10^{10}$) течении жидкости вдоль вертикальной стенки, расположенной в неограниченном пространстве.

$$\overline{Nu}_{ж,l} = \frac{\bar{\alpha} h}{\lambda} \rightarrow \bar{\alpha} = \frac{\overline{Nu}_{ж,l} \lambda}{h}$$

расчете среднего коэффициента теплоотдачи является h , а определяющая температура – $t_{ж}$.

$$\overline{Nu}_{ж,d} = 0,5 \text{ Gr}_{ж,d} \text{ Pr}_{ж}^{0,25} \left(\frac{\text{Pr}_{ж}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}$$

– для расчета средних коэффициентов теплоотдачи при свободном движении жидкости около горизонтальной трубы, расположенной в неограниченном пространстве.

$$\overline{Nu}_{ж,d} = \frac{\bar{\alpha} d}{\lambda} \rightarrow \bar{\alpha} = \frac{\overline{Nu}_{ж,d} \lambda}{d}$$

Особенность теплоотдачи при свободном движении жидкости в ограниченном пространстве состоит в том, что сложный процесс конвективного теплообмена заменяют эквивалентным процессом теплопроводности, характеризуемым коэффициентом $\lambda_{эКВ}$, и расчет ведется по формулам теплопроводности плоской стенки (для плоской щели)

$$q = \frac{\lambda_{эКВ}}{\delta} (t_{c_1} - t_{c_2}) , Q = q \cdot F ,$$

или цилиндрической стенки (для цилиндрической прослойки)

$$q_l = \frac{\pi (t_{c1} - t_{c2})}{\frac{1}{2\lambda_{\text{яёá}} \ln \frac{d_2}{d_1}}}, Q = q_l \cdot l,$$

где $\lambda_{\text{яёá}} = \varepsilon_{\text{е}} \lambda_{\text{ав}}$; $\varepsilon_{\text{е}} = f \cdot \text{Gr} \cdot \text{Pr}$ учитывает влияние свободной конвекции на перенос теплоты через жидкостные прослойки и называется коэффициентом конвекции:

- $\text{Gr}_{\text{ж,δ}} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}} < 10^3$ свободная конвекция отсутствует и $\varepsilon_{\text{е}} = 1$;
- при $\text{Gr}_{\text{ж,δ}} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}} = 10^3 \dots 10^6$, $\varepsilon_{\text{е}} = 0,105 \text{ Gr}_{\text{ж,δ}} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,3}$;
- при $\text{Gr}_{\text{ж,δ}} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}} \geq 10^6 \dots 10^{10}$, $\varepsilon_{\text{е}} = 0,4 \text{ Gr}_{\text{ж,δ}} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,2}$.

Во всех случаях независимо от формы прослойки в качестве определяющего геометрического размера принята толщина прослойки δ , а в качестве определяющей температуры – $t_{\text{ж}} = (t_{c1} + t_{c2})/2$.

Задача 1. Определить тепловой поток, который передается воздуху от поверхности вертикального трубопровода наружным диаметром $d = 120$ мм и высотой $h = 6$ м. Температура поверхности трубопровода $t_c = 250$ °С, температура окружающего воздуха $t_{\text{ж}} = 20$ °С.

Задача 2. Определить коэффициент теплоотдачи от вертикальной плиты высотой 3 м к окружающему спокойному воздуху. Температура поверхности плиты 120°С, а температура воздуха 10°С. Изменится ли коэффициент теплоотдачи, если высоту плиты уменьшить до 2 м?

Задача 3. От Среднеуральской ГРЭС в Екатеринбург подается горячая вода по трубопроводу диаметром 1,2 м (с учетом тепловой изоляции). Средняя температура поверхности трубопровода 20 °С. Определить тепловые потери с одного погонного метра трубопровода за счет естественной конвекции воздуха, если его температура 0°С.

Задача 4. Определить плотность теплового потока, передаваемого через вертикальную воздушную щель шириной 30 мм. Температура ограничивающих щель поверхностей 250 и 50°С.

Задача 5. Отопительная батарея высотой 0,6 м состоит из 5 секций площадью поверхности 0,3 м² каждая. Температура поверхности батареи 50°С, температура воздуха 20°С. Определить тепловой поток, передаваемый от поверхности батареи к воздуху в условиях свободной конвекции. Полагая, что стены помещения полностью теплоизолированы, а объем помещения составляет 90 м³, рассчитать время, за которое температура воздуха в помещении повысится на 1°С.

Практическое занятие № 9

Теплообмен при кипении однокомпонентной жидкости

Расчет теплоотдачи при пузырьковом режиме кипения:

- для воды при давлении насыщения $p_s = 1 \dots 40$ бар

$$\alpha = 3,14 q^{0,7} p_s^{0,15} \text{ или } \alpha = 45,4 \Delta t^{2,33} p_s^{0,5};$$

- для воды при давлении насыщения $p_s = 1 \dots 200$ бар

$$\alpha = \frac{3,4 p_s}{1 - 0,0045 p_s} q^{2/3}.$$

Приведенные формулы являются размерными, поэтому чтобы получить значение коэффициента теплоотдачи [Вт/(м² К)], необходимо подставлять p_s в [бар]; q в [Вт/м²].

Приведенные формулы являются размерными, поэтому чтобы получить значение коэффициента теплоотдачи [Вт/(м² К)], необходимо подставлять p_s в [бар]; q в [Вт/м²].

Задача 1. На поверхности горизонтальной трубки с наружным диаметром 30 мм и длиной 0,6 м кипит вода под давлением 3,61 бар. Трубка с внутренней стороны нагревается за счет тока, протекающего по спирали. Мощность нагрева 7 кВт. Определить температуру на наружной поверхности трубки. Режим кипения пузырьковый.

Задача 2. На поверхности кипит вода. Определить коэффициент теплоотдачи от поверхности к кипящей воде, если плотность теплового потока, передаваемого к воде, 200 кВт/м², режим кипения пузырьковый, вода находится под давлением 1,98 бар.

Задача 3. Внутри трубы диаметром 20 мм движется кипящая вода со скоростью 1 м/с. Вода находится под давлением 7,92 бар. Определить коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности трубы, температура которой 180°C, к кипящей воде.

Практическое занятие № 10

Теплообмен излучением

Теплообмен излучением между твердыми телами, разделенными прозрачной для электромагнитных волн средой

$$Q_{1-2} = \frac{C_o \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F_1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)}$$

– теплообмен излучением между телом и его оболочкой

$$Q_{1-2, \text{эк}} = \frac{\varepsilon_{y-1} \varepsilon_{y-2}}{\varepsilon_{y-1} + \varepsilon_{y-2}} \tilde{N}_i \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F$$

– теплообмен излучением между двумя телами с плоскопараллельными поверхностями при наличии между ними экрана.

Приведенная степень черноты ε_{y-1} и ε_{y-2} рассчитывается по формулам:

$$\varepsilon_{y-1} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_y} + \frac{1}{\varepsilon_1} - 1}, \quad \varepsilon_{y-2} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_y} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$$

Лучистый теплообмен

Задача 1. Определить плотность теплового потока, передаваемого излучением, от стенки из огнеупорного кирпича (ее температура 127°C) на параллельную стальную стенку (ее температура 50°C). Для стенки из огнеупорного кирпича вычислить значения собственного, эффективного и отраженного излучения.

Задача 2. Трубопровод наружным диаметром 150 мм и длиной 15 м проложен в помещении, температура воздуха в котором 25°C. Определить тепловые потери с поверхности трубопровода, если она покрыта масляной краской и имеет температуру 35°C.

Задача 3. Определить, во сколько раз уменьшится лучистый теплообмен между двумя параллельными стенками из красного кирпича, если между ними поставить экран из прокатной латуни.

Задача 4. По трубопроводу внешним диаметром 100 мм течет газ, длина трубопровода 8 м. Поверхность трубопровода покрыта масляной краской, и ее температура 7°C. Трубопровод проложен в цехе, температура стен которого 27°C. Найти тепловой поток, передаваемый газу за счет лучистого теплообмена. Как изменится тепловой поток, если трубопровод заключить в кожух сечением 200×200 мм, внутренняя поверхность которого покрыта алюминиевым лаком?

Теплообмен излучением между газовой средой и поверхностью. Сложный теплообмен

Задача 1. Шахматный пучок труб, наружный диаметр которых 52 мм, продольный шаг

пучка 90 мм, поперечный шаг 70 мм, поперечно обтекается дымовыми газами. Температура газов на входе 1000°C, а на выходе 800°C. Температура поверхности труб 230°C. Степень черноты поверхности труб - 0,8. Определить плотность теплового потока, передаваемого излучением от газа к трубам.

Задача 2. В прослойке, образованной двумя вертикальными поверхностями, находится воздух. Толщина прослойки 30 мм. Температура одной поверхности, выполненной из красного кирпича, 200°C, а другой, выполненной из гладкого окисленного железа, 20°C. Определить плотность теплового потока, передаваемого свободной конвекцией и излучением.

Задача 3. Трубопровод наружным диаметром 100 мм и длиной 2 м проложен на воздухе, температура которого 20°C. Внешняя поверхность трубопровода покрыта масляной краской, ее температура 40°C. Воздух поперечно обтекает трубопровод со скоростью 10 м/с. Определить тепловой поток, передаваемый с поверхности трубопровода конвекцией и излучением.

Задача 4. Плоская поверхность отопительной батареи высотой 1 м и шириной 0,8 м, имеющая температуру 60°C, расположена в помещении, температура воздуха в котором 20°C. Определить тепловой поток, передаваемый от поверхности батареи излучением и свободной конвекцией. Поверхность батареи покрыта масляной краской.

Практическое занятие № 11

Определение поверхностей нагрева теплообменных аппаратов при прямо- и противотоке (с использованием ЭВМ)

Задача 1. Определить требуемую площадь поверхности нагрева рекуперативного теплообменника при прямоточной и противоточной схемах движения теплоносителей для подогрева воды в количестве $G_2=1,3$ кг/с от $t_2=15^\circ\text{C}$ до t_2'' . В качестве греющего теплоносителя используется газ, начальная и конечная температуры которого соответственно t_1' и t_1'' . Коэффициент теплопередачи $k=40$ Вт/(м²·К). Привести графики изменения температур теплоносителей для обеих схем движения.

Дано:

$$G = 1,3 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$t_2' = 15 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_2'' = 75 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_1' = 350 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_1'' = 200 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$k = 40 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

F -?

Решение:

Теплота, полученная водой за 1 секунду

$$Q = G_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_2'' - t_2') = 1,3 \cdot 4190 \cdot (75 - 15) = 326820 \text{ Вт}$$

Средняя логарифмическая разность температур составляет при противотоке

$$\Delta t_1 = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}} = \frac{(350 - 75) - (200 - 15)}{\ln \frac{350 - 75}{200 - 15}} = 227,03 \text{ }^\circ\text{C}$$

Площадь поверхности нагрева при противотоке

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_1} = \frac{326820}{40 \cdot 227,03} = 35,988 \text{ м}^2$$

Средняя логарифмическая разность температур составляет при прямотоке

$$\Delta t_2 = \frac{(t_1' - t_2') - (t_1'' - t_2'')}{\ln \frac{t_1' - t_2'}{t_1'' - t_2''}} = \frac{(350 - 15) - (200 - 75)}{\ln \frac{350 - 15}{200 - 75}} = 213,02 \text{ }^\circ\text{C}$$

Площадь поверхности нагрева при прямотоке

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_2} = \frac{326820}{40 \cdot 213,02} = 38,355 \text{ м}^2$$

Задача 2. Определить потребную поверхность рекуперативного теплообменного аппарата, в которой вода нагревается горячими газами. Провести расчёт для прямоточной и противоточ-

ной схемы. Привести графически для обеих схем движения изменения температур. Ответить на вопрос: Какая из схем теплообменного аппарата прямоточная или противоточная имеет меньшую поверхность и почему?

1. Порядок расчёта

- Определение мощность теплового потока Q, Вт.
- Определение среднего логарифмического температурного напора для противотока и прямотока Δt , °C и поверхности для прямотока и противотока F, м².
- Построение в выбранном масштабе характера изменения температуры теплоносителя в прямотоке и противотоке.
- Ответ на вопрос.

2. Исходные данные:

$t_1', °C$ – тёплый на входе	$t_1'', °C$ – тёплый на выходе	$t_2', °C$ – холодный на входе	$t_2'', °C$ – холодный на выходе	K – коэффициент теплоотдачи, Вт/м ² К	M – массовый секундный расход теплоносителя, кг/с
400	250	30	120	38	1,0

3. Расчёт

Определение мощности теплового потока:

Уравнение теплового баланса:

$$Q = M_1 \cdot C_{p1} \cdot (t_1' - t_1'') = M_2 \cdot C_{p2} \cdot (t_2' - t_2''), \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$$

Определяем мощность теплового потока: $C_{p1} = 4,19 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}$

$$Q = M_2 \cdot C_{p2} \cdot (t_2' - t_2'') = 4,19 \cdot 1 \cdot (120 - 30) = 377,1 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$$

Уравнение теплоотдачи:

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t \rightarrow F = Q / R \cdot \Delta T, \text{ м}^2$$

Прямоток:

- Определение среднего логарифмического температурного напора:

$$\Delta t = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \frac{(t_1' - t_2'')}{(t_1'' - t_2')}} = \frac{(400 - 30) - (250 - 120)}{\ln \frac{(400 - 30)}{(250 - 120)}} = 229,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Определение поверхности:

$$F = Q / R \cdot \Delta T = 377100 / 38 \cdot 229,4 = 43,3 \text{ м}^2$$

Противоток:

$$\Delta t = \frac{(t_1' - t_2') - (t_1'' - t_2'')}{\ln \frac{(t_1' - t_2')}{(t_1'' - t_2'')}} = \frac{(400 - 120) - (250 - 30)}{\ln \frac{(400 - 120)}{(250 - 30)}} = 250 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Определение поверхности:

$$F = Q / R \cdot \Delta T = 377100 / 38 \cdot 250 = 39,7 \text{ м}^2$$

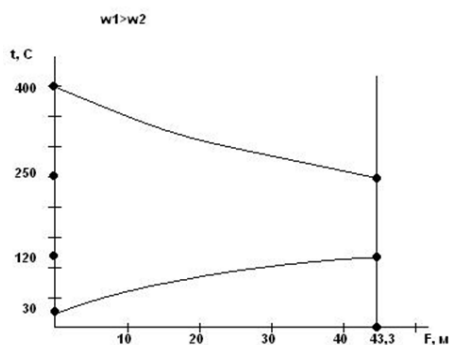
Таблица 1

Найденные параметры

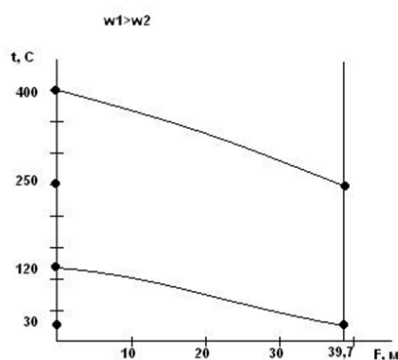
	F, м ²	Δt , °C
Прямоток	43,3	229,4
Противоток	39,7	250

- Построение характера изменения температуры теплоносителя в прямотоке и противотоке:

Прямоток:



Противоток:



4. Ответ на вопрос: Средний логарифмический температурный напор при противотоке прочих равных условиях больше, чем при прямотоке, поэтому необходимая поверхность нагрева при противотоке получается меньше, т.е. более экономичной (противоток выгоднее прямотока).

Практическое занятие № 12

Порядок теплового расчета и его основные этапы

Виды тепловых расчетов. Различают два вида тепловых расчетов: проектный и поверочный. При проектном расчете задается тепловая мощность теплообменника или массовые расходы теплоносителей и изменения их температуры. Искомой величиной является поверхность теплообмена F , определив которую в дальнейшем осуществляют конструктивное оформление теплообменного аппарата.

Поверочный расчет выполняется для теплообменника с известной величиной поверхности теплообмена. Целью расчета является определение теплового потока Q и температуры теплоносителей на выходе из теплообменника.

Основные положения теплового расчета.

В основе теплового расчета теплообменного аппарата лежат два уравнения: теплового баланса и теплопередачи.

Уравнение теплового баланса. Пусть массовый расход в единицу времени [кг/с] горячего теплоносителя G_1 , а холодного – G_2 . Если на некотором элементарном участке поверхности энтальпия горячей жидкости уменьшилась на (dh_1) , а холодной жидкости увеличилась на dh_2 , то при отсутствии тепловых потерь

$$dQ = -G_1 dh_1 = G_2 dh_2$$

При конечном изменении энтальпии

$$-G_1(h_1'' - h_1') = G_2(h_2'' - h_2')$$

$$G_1(h_1' - h_1'') = G_2(h_2'' - h_2')$$

Здесь h_1', h_2' и h_1'', h_2'' – энтальпия горячего и холодного теплоносителей на входе и выходе из теплообменника.

Если $c_p = \text{const}$, то $\Delta h = c_p \cdot \Delta t$, тогда уравнение теплового баланса запишется в виде

$$G_1 c_p (t_1' - t_1'') = G_2 c_p (t_2'' - t_2')$$

Из термодинамики известно, что $G \cdot c_p$ – полная расходная теплоемкость [Вт/К], которую обозначают буквой C . Тогда

$$C_1 (t_1' - t_1'') = C_2 (t_2'' - t_2')$$

$$\frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{C_2}{C_1},$$

т.е. изменение температур теплоносителей обратно пропорционально их полным расходным теплоемкостям.

С учетом потерь теплоты в окружающую среду уравнение теплового баланса запишется в виде

$$G_1 c_p (t_1' - t_1'') \eta_{\text{пот}} = G_2 c_p (t_2'' - t_2')$$

где $\eta_{\text{пот}}$ – коэффициент потерь теплоты в окружающую среду в процессе теплообмена, $\eta_{\text{пот}} = 0,97 - 0,99$.

Уравнение теплопередачи. При рассмотрении теплопередачи через плоскую стенку было получено уравнение теплопередачи $Q = qF = k(t_{ж1} - t_{ж2})F$. Однако это уравнение справедливо для частного случая, а именно при $t_{ж1} = \text{const}$ и $t_{ж2} = \text{const}$, т.е. когда температуры теплоносителей не изменяются вдоль поверхности. Но в теплообменном аппарате (если это не конденсатор) температура горячего теплоносителя уменьшается, а холодного – увеличивается, что приводит к изменению разности температур теплоносителей. Поэтому возникает вопрос относительно того, какая разность температур должна входить в уравнение теплопередачи. Запишем уравнение теплопередачи для элемента поверхности dF :

$$dQ = k(t_1 - t_2)dF = k\Delta t dF$$

где t_1, t_2 – местные температуры горячего и холодного теплоносителей. Тепловой поток через всю поверхность F найдется, как

$$Q = \int_F k \Delta t dF$$

Коэффициент теплопередачи K слабо зависит от температуры, поэтому можно принять, что $K = \text{const}$. Тогда

$$Q = k \int_F \Delta t dF = k \bar{\Delta t} F$$

где $\bar{\Delta t}$ – среднеинтегральный температурный напор,

$$\bar{\Delta t} = \frac{1}{F} \int_F \Delta t dF$$

Практическое занятие № 13

Основы гидравлического расчета теплообменника

Целью расчета является определение величины гидравлического сопротивления, вносимого теплообменником в систему теплотехнических трубопроводов, и определение мощности, необходимой для перемещения теплоносителя.

Для прохода через теплообменный аппарат теплоносители должны подаваться под некоторым избыточным давлением, чтобы преодолеть гидравлическое сопротивление аппарата.

Потери давления (напора) по трубному и межтрубному пространствам (Па)

$$\Delta P = \frac{\lambda \cdot \left(\frac{l \cdot n}{d_s} + \sum \xi \right) W^2}{2 \cdot \rho}, \quad (1)$$

где λ – коэффициент трения, выбираемый по графикам; l – длина одного хода, трубы, канала

и др., м; n – число ходов, труб, витков и каналов; d_3 – эквивалентный диаметр трубы, канала, межтрубного пространства, рубашки спирального канала, м; $\Sigma \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений; W – массовая скорость среды, кг/(с·м²); ρ – плотность среды, кг/м³.

Коэффициент трения:

а) для ламинарного течения среды ($Re > 2300$):

$$\lambda = \frac{64}{Re};$$

- в трубах круглого сечения

$$\lambda = \frac{A}{Re};$$

- в каналах некруглого сечения

$$\lambda = \frac{0.316}{Re^{0.25}} \quad (\text{применяется при } Re > 100000).$$

б) для турбулентного сечения

Гидравлическое сопротивление аппарата с рубашкой состоит из потери напора на трение теплоносителя в рубашке и местных сопротивлений входа и выхода.

Потеря давления в изогнутой трубе (змеевике) $\Delta P_{зм}$ больше, чем в прямой трубе $\Delta P_{пр}$ (Па):

$$\Delta P_{зм} = \Delta P_{пр} \cdot x, \quad (2)$$

Безразмерный поправочный коэффициент $x > 1$ вычисляют по формуле

$$x = 1 + 354 \cdot \frac{d}{D}, \quad (3)$$

где d – внутренний диаметр трубы, м; D – диаметр витка змеевика, м.

Потеря давления в прямой трубе (Па)

$$\Delta P_{пр} = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{W^2}{2 \cdot \rho}, \quad (4)$$

где $L = \pi \cdot D \cdot n$ – длина трубы, из которой навит змеевик, м.

Потеря давления в спиральном теплообменнике определяется по формуле (1). Коэффициенты местных сопротивлений ξ_1 и ξ_2 зависят от отношения площадей поперечного сечения входного и выходного патрубков.

Гидравлическое сопротивление многоходового пластинчатого теплообменного аппарата при одинаковом числе каналов во всех пакетах выражается уравнением

$$\Delta P = \xi \cdot \frac{L_{пр}}{d_3} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} \cdot x, \quad (5)$$

где $\xi = \frac{22.4}{Re^{0.25}}$ – коэффициент общего гидравлического сопротивления единицы относительной длины межпластинного канала; $L_{пр}$ и d_3 – приведенная длина и эквивалентный диаметр одно-

го межпластинного канала, м; ρ – плотность рабочей среды, кг/м³; $\omega = \frac{v}{f \cdot m}$ – линейная скорость рабочей среды, м/с; V – объемный расход, м³/с; f – площадь сечения канала, м², m – число каналов в пакете; x – число последовательно включенных каналов или число пакетов в секции.

Мощность, затраченная на преодоление гидравлических сопротивлений (кВт)

$$N = \frac{V \cdot \Delta P}{1000 \cdot \eta}, \quad (6)$$

где V – расход теплоносителя, ΔP – полная потеря напора, Па; η – КПД машины или насоса, создающего напор.

По подсчитанной мощности нужно выбрать насос для подачи теплоносителя.

Механический расчет теплообменного аппарата состоит из проверки на прочность отдельных узлов и деталей, и сводится к определению их номинальных расчетных размеров

(толщины стенок, фланцев и т.п.), которые должны обеспечить им необходимую долговечность.

Вопросы для повторения

1. Классификация теплообменных аппаратов.
2. Основные требования к теплообменным аппаратам.
3. Кожухотрубчатые теплообменники, устройство, принцип действия, область применения
4. Способы крепления труб в трубной решетке.
5. Способы компенсации температурных удлинений в кожухотрубчатых теплообменниках.
6. Элементные теплообменники, устройство, принцип действия, область применения.
7. Двухтрубные теплообменники "труба в трубе", устройство, принцип действия, область применения.
8. Витые теплообменники, устройство, принцип действия, область применения.
9. Оросительные теплообменники, устройство, принцип действия, область применения.
10. Ребристые теплообменники, устройство, принцип действия, область применения.
11. Спиральные теплообменники, устройство, принцип действия, область применения.
12. Пластинчатые теплообменники, устройство, принцип действия, область применения.
13. Графитовые теплообменники, устройство, принцип действия, область применения.
14. Теплообменные устройства реакционных аппаратов, устройство, принцип действия, область применения.
15. Теплообменники воздушного охлаждения, устройство, принцип действия, область применения.
16. Теплообменники смешения, устройство, принцип действия, область применения.
17. Методика инженерного расчета теплообменного устройства.
18. Выбор теплофизических и гидродинамических параметров теплообменного процесса.

9.2 Методические указания по выполнению курсовой работы

Порядок выполнения курсовой работы.

Для выполнения курсовой работы обучающимся выдаётся индивидуальное задание по расчету и конструктивному выбору поверхностного многоходового кожухотрубного теплообменного аппарата.

Готовая курсовая работа сдается преподавателю на проверку за 2 недели до начала экзаменационной сессии. Результатом проверки могут быть:

- «допущен к защите»;
- «допущен к защите после доработки по замечаниям»;
- «не допущен к защите».

Если после проверки курсовая работа рекомендована преподавателем к защите, то следует подготовиться к ее защите.

В случае выявления при проверке ошибок и неточностей, обучающиеся допускаются к защите курсовой работы только после их устранения.

В последнем случае требуется переделать курсовую работу в соответствии с предъявляемыми требованиями. Если курсовая работа не рекомендована преподавателем к защите, то после переработки работа вновь сдается на проверку.

Без защиты курсовой работы обучающиеся не допускается к сдаче экзамена по дисциплине.

Защита курсовой работы производится в часы, определенные в соответствии с расписанием занятий.

На защите курсовой работы обучающиеся в краткой форме излагает основные результаты, полученные в ходе ее выполнения и практическую значимость выполненной работы, отвечает на возникшие в ходе защиты вопросы.

Рекомендации по выполнению курсовой работы.

Цель работы: выполнение расчёта, на основании которого произвести окончательный выбор типа и конструкции теплообменного аппарата, определить его размеры и выполнить чертёж.

Структура расчетно-пояснительной записки может варьироваться в зависимости от темы курсового проекта, но в общем случае она состоит из следующих частей и разделов:

- 1) титульный лист;
- 2) задание на курсовое проектирование;
- 3) содержание;
- 4) введение;
- 5) расчет рабочего цикла по T-S (или i-ξ) тепловой диаграмме;
- 6) выбор основного и вспомогательного оборудования для заданного типа машины;
- 7) техника безопасности и охрана окружающей среды;
- 8) заключение;
- 9) список использованной литературы.

Исходные данные: давление воды (МПа), температура воды на входе и выходе (°C), расход воды (м³/ч), давление греющего пара (МПа), температура греющего пара (°C), тепловые потери (%).

Во введении необходимо описать автоматизацию технологического процесса, осуществляемую на предприятии в настоящее время.

Основная часть содержит следующие этапы: проведение конструктивного расчёта; определение физических параметров и скорости движения теплоносителей; составление теплового баланса ТОО; определение температурного режима, а так же коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи; поверхности теплопередачи; расчёт и подборка конструктивных размеров аппарата; гидравлический и механический расчёты ТОО; расчёт на прочность; экономический расчёт; определение расходов на тепловую изоляцию трубопроводов и аппаратов; определение энергетических затрат; конструирование ТОО и его элементов.

В заключении необходимо провести анализ выполненной работы. Сделать выводы по работе.

Рекомендуемые источники литературы, необходимые для выполнения курсовой работы указаны в п.7 (основная [1-4] и дополнительная [5-17]).

10. ПЕРЕЧЕНЬ ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ПРИ ОСУЩЕСТВЛЕНИИ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО ПРОЦЕССА ПО ДИСЦИПЛИНЕ

1. Microsoft Imagine Premium
2. ОС Windows 7 Professional
3. Microsoft Office 2007 Russian Academic OPEN No Level
4. Антивирусное программное обеспечение Kaspersky Security.
5. ИСС "Кодекс". Информационно-справочная система
6. справочно-правовая система «Консультант Плюс»
7. Архиватор 7-Zip
8. Adobe Reader
9. doPDF
10. Ай-Логос Система дистанционного обучения
11. КОМПАС-3D V13

11. ОПИСАНИЕ МАТЕРИАЛЬНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ БАЗЫ, НЕОБХОДИМОЙ ДЛЯ ОСУЩЕСТВЛЕНИЯ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО ПРОЦЕССА ПО ДИСЦИПЛИНЕ

<i>Вид занятия</i>	<i>Наименование аудитории</i>	<i>Перечень основного оборудования</i>	<i>№ ЛР или Лк</i>
1	2	3	4
ЛР	Лаборатория «Общей тепло-техники»	- Действующая установка по определению коэффициента теплопроводности теплоизоляционного материала компьютер Pentium 4; - Действующая установка по определению коэффициента теплоотдачи при свободной конвекции воздуха компьютер Pentium 4; - Действующая установка по определению коэффициента теплоотдачи при вынужденной конвекции воздуха; - Действующая установка по определению коэффициента теплопередачи при течении жидкости в трубе (труба в трубе) компьютер Pentium 4; - Действующая установка по определению теплообмена излучением компьютер Pentium 4.	ЛР 1-7
КР	Лекционный кабинет/ дисплейный класс	Оборудование Интерактивная доска SMART Board 680I, проектор Casio XJ-UT310WN; 17-ПК: CPU 5000/RAM 2Gb/HDD; Монитор TFT 19 LG1953S-SF; Принтер: HP LaserJet P2015n; Сканер: Canon LiDE 220	-
СР	ЧЗЗ	Оборудование 15 ПК- CPU 5000/RAM 2Gb/HDD (Монитор TFT 19 LG 1953S-SF);принтер HP LaserJet P3005	-

**ФОНД ОЦЕНОЧНЫХ СРЕДСТВ ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ
ПРОМЕЖУТОЧНОЙ АТТЕСТАЦИИ ОБУЧАЮЩИХСЯ ПО ДИСЦИПЛИНЕ**

1. Описание фонда оценочных средств (паспорт)

№ компетенции	Элемент компетенции	Раздел	Тема	ФОС
1	2	3	4	5
ОПК-1	Способность осуществлять поиск, хранение, обработку и анализ информации из различных источников и баз данных, представлять её в требуемом формате с использованием информационных, компьютерных и сетевых технологий.	1. Способы теплообмена	1.1 Предмет курса, общие понятия. Основные процессы передачи тепла: теплопроводность, конвективный теплообмен, радиационный теплообмен. 1.2 Теплоотдача и теплопередача. Основные количественные характеристики процесса переноса тепла: количество тепла, тепловой поток, плотность теплового потока, мощность внутренних источников тепла. 1.3 Важнейшие этапы развития учения о тепло- и массообмене, вклад российских учёных в развитие учения о тепломассообмене, перспективы развития.	Экзаменационный билет
		2. Дифференциальное уравнение теплопроводности и его решения; Система дифференциальных уравнений конвективного теплообмена	2.2 Коэффициент температуропроводности, зависимость от параметров процесса. 2.3 Краевые условия для процессов теплопроводности: начальные и граничные условия первого, второго, третьего и четвёртого рода. 2.5 Система дифференциальных уравнений конвективного теплообмена. 2.6 Закон Ньютона-Рихмана	Экзаменационный билет
		3. Применение методов подобия и размерностей к изучению процессов конвективного теплообмена	3.1 Условия подобия физических процессов, свойства подобных процессов. 3.2 Приведение уравнений тепловых потоков к безразмерному виду.	Экзаменационный билет
		4. Теплоотдача и гидравлическое сопротивление при вынужденном течении в каналах, обтекании трубы и пучка труб; расчет коэффициентов теплоотдачи при свободной конвекции	4.1 Особенности течения и теплообмена в трубах. Ламинарный и турбулентный режимы. Участки гидродинамической и тепловой стабилизации, стабилизированное течение. 4.2 Вязкостный и вязкостно-гравитационный режимы течения. Методы расчёта теплоотдачи при стабилизированном течении в трубах. 4.3 Теплоотдача при ламинарном и турбулентном режимах течения жидкости в гладких трубах круглого сечения, расчётные формулы. Теплоотдача при переходном режиме течения жидкости. 4.4 Теплоотдача в трубах некруглого поперечного сечения и в изогнутых и шероховатых трубах. 4.9 Изменение теплоотдачи по окружности трубок пучка. Изменение теплоотдачи (средние ряды) в зависимости от номера ряда и межосевых расстояний трубок. Расчетные зависимо-	Экзаменационный билет

		сти. Сравнительная теплоотдача шахматного и коридорного пучков труб. 4.11 Результаты теоретических и экспериментальных исследований теплоотдачи при естественной конвекции. Расчётные уравнения. 4.12 Теплоотдача в ограниченном пространстве, методика расчёта. 4.13 Пограничные гидродинамический и тепловой слои: определение границ для ламинарного и турбулентного слоёв. 4.14 Интегральное уравнение теплового потока. 4.17 Влияние переменных физических параметров на теплопередачу. Расчёт теплоотдачи при турбулентном пограничном слое на основе гидродинамической теории теплообмена.	
	5. Теплообмен при фазовых превращениях	5.6 Влияние перегрева и влажности пара на коэффициент теплоотдачи. Условия возникновения кипения и его механизм: перегрев жидкости и наличие центров парообразования, возникновение паровой фазы и образование паровых пузырей. 5.7 Влияние смачиваемости стенки жидкостью. Рост, отрыв и движение пузырей пара. Минимальный радиус центра парообразования, изменение диаметра пузыря во времени, отрывной диаметр. 5.9 Зависимость коэффициента теплоотдачи и плотности теплового потока от температурного напора при кипении в большом объёме для области пузырьчатого кипения. 5.10 Плёночный режим. Первая и вторая критические плотности теплового потока. Изменение теплоотдачи и температуры стенки при плёночном режиме кипения. 5.11 Зависимость коэффициента теплоотдачи от давления, свойств жидкости, состояния твёрдой поверхности и других факторов при кипении в большом объёме. 5.12 Расчётные зависимости для коэффициента теплоотдачи в условиях свободного движения. 5.14 Механизм плёночного кипения, расчётные зависимости.	Экзаменационный билет
	6. Теплообмен излучением	6.1 Физика процесса передачи тепла электромагнитным излучением. 6.3 Законы излучения абсолютно чёрного тела: закон Планка, закон Вина, закон Стефана - Больцмана. 6.5 Закон Кирхгофа для монохроматического и интегрального излучения. 6.6 Закон Ламберта. 6.8 Применение экранов.	Экзаменационный билет
	7. Сложный теплообмен	7.4 Анализ параметров теплового потока, приближённые формулы. 7.11 Численные методы решения задач теплопроводности	Экзаменационный билет
	8. Массообмен: Поток массы компонента; Вектор плотности потока массы	8.5 Система дифференциальных уравнений неизотермического движения: уравнения теплоотдачи, энергии, движения и сплошности.	Экзаменационный билет
	9. Молекулярная диффузия: концентрационная диффузия, закон Фика; Термо- и бародиффузия; Массоотдача Математическое описание и анало-	9.1 Основные положения теории массообмена. Концентрационная, термо- и бародиффузия. Закон Фика. Коэффициент диффузии. 9.3 Диффузионный пограничный слой, его описание. Граничные условия на поверхности раздела фаз. Коэффициент массоотдачи. 9.4 Применение теории подобия к процессам массообмена, основные числа подобия. Аналогия процессов тепло - и массообмена.	Экзаменационный билет

		гия процессов массо- и теплообмена		
		10. Тепломассообмен; теплогидравлический расчет теплообменных аппаратов	10.2 Основы теплового и гидравлического расчётов теплообменников: проектный и повелочный расчёты. 10.3 Порядок теплового расчёта и основные этапы: выбор теплоносителей и схемы их движения, сведение параметров движения теплоносителей к тепловому балансу, определение конечных параметров теплоносителей, среднего температурного напора, среднего коэффициента теплопередачи, параметров разделительной твёрдой поверхности. 10.4 Порядок гидравлического расчёта: определение потерь на трение и в местных сопротивлениях для каждого теплоносителя, выбор необходимых мощностей для обеспечения заданных режимов течения теплоносителей.	Экзаменационный билет
ОК-7	Способность к самореализации и самообразованию.	1. Способы теплообмена	1.4 Механизм процесса теплопроводности в твёрдых телах, в жидкостях и газах. 1.5 Температурное поле, градиент температуры, закон Фурье. 1.6 Коэффициент теплопроводности, зависимость от параметров процесса.	Экзаменационный билет
		2. Дифференциальное уравнение теплопроводности и его решения; Система дифференциальных уравнений конвективного теплообмена	2.1 Дифференциальное уравнение теплопроводности. 2.4 Общее представление о методах решения задач теплопроводности.	Экзаменационный билет
		3. Применение методов подобия и размерностей к изучению процессов конвективного теплообмена	3.3 Пи – теорема, основные критерии теплового подобия. 3.4 Использование опытных данных для получения полуэмпирических уравнений подобия.	Экзаменационный билет
		4. Теплоотдача и гидравлическое сопротивление при вынужденном течении в каналах, обтекании трубы и пучка труб; расчет коэффициентов теплоотдачи при свободной конвекции	4.5 Параметры пограничного слоя при поперечном обтекании цилиндрических поверхностей и их связь с теплоотдачей. 4.6 Характер изменения теплоотдачи при различных условиях омывания жидкостью. Средний коэффициент теплоотдачи, расчетные зависимости. 4.7 Влияние степени турбулизации набегающего потока и угла атаки на теплоотдачу цилиндра. 4.8 Основные типы пучков труб. Ламинарное и турбулентное течение жидкости в пучках. 4.10 Факторы, обуславливающие свободное движение жидкости. Характер движения жидкости вдоль вертикальной стенки, распределение в ней температур и скоростей, изменение коэффициента теплоотдачи по высоте стенки. Характер движения жидкости вблизи горизонтальных труб и пластин. 4.15 Теплоотдача при ламинарном пограничном слое. 4.16 Соотношение толщин гидродинамического и теплового пограничных слоёв.	Экзаменационный билет
		5. Теплообмен при фазовых превращениях	5.1 Условия необходимые для конденсации пара. Плёночная и капельная конденсация. Коэффициент конденсации. 5.2 Термическое сопротивление фазового перехода. 5.3 Конденсация сухого насыщенного пара на вертикальных стенках; ламинарное и турбу-	Экзаменационный билет

		<p>лентное течение плёнки; теоретический расчёт теплоотдачи при ламинарном течении плёнки; расчёт средней теплоотдачи при наличии на поверхности ламинарной и турбулентной плёнки.</p> <p>5.4 Влияние на скорость конденсации пара наличия неконденсирующихся газов.</p> <p>5.5 Конденсация пара внутри труб, на поверхности горизонтальных труб и трубных пучков. Теплоотдача при капельной конденсации пара.</p> <p>5.8 Теплообмен между стенкой и жидкой фазой. Между жидкой и паровой фазой.</p> <p>5.13 Теплообмен при кипении жидкости в трубах: характер движения парожидкостной смеси в горизонтальных и вертикальных трубах.</p>	
	6. Теплообмен излучением	<p>6.2 Основные понятия: поток излучения, поверхностная и спектральная плотность потока излучения, интенсивность (яркость) излучения, взаимодействие тела с излучением (поглощение, отражение, пропускание), абсолютно чёрное и серое тело.</p> <p>6.4 Степень черноты серого тела.</p> <p>6.7 Теплообмен излучением в замкнутой системе, состоящей из двух серых тел: общий случай, тел с плоскопараллельными поверхностями.</p> <p>6.9 Особенности теплообмена излучением в поглощающих средах.</p>	Экзаменационный билет
	7. Сложный теплообмен	<p>7.1 Передача тепла через плоскую стенку. Распределение температуры в тонкой стенке при постоянном и переменном коэффициенте теплопроводности.</p> <p>7.2 Параметры теплового потока, электрогидротепловая аналогия. Передача тепла через многослойную плоскую стенку.</p> <p>7.3 Передача тепла через цилиндрическую стенку. Распределение температур в стенке длинного цилиндра при постоянном и переменном коэффициенте теплопроводности.</p> <p>7.5 Многослойная цилиндрическая стенка, критический диаметр тепловой изоляции трубы.</p> <p>7.6 Передача тепла через шаровую стенку.</p> <p>7.7 Теплопроводность в стержне постоянного поперечного сечения конечной и бесконечной длины.</p> <p>7.8 Интенсификация процесса теплопередачи, теплопередача ребристых стенок.</p> <p>7.9 Нагревание (охлаждение) пластин и цилиндров конечной толщины и диаметра, при бесконечной ширине пластины и длинах. Нагревание (охлаждение) тел конечных размеров.</p> <p>7.10 Регулярный режим нагревания (охлаждения) тел: свойства температурного поля в начальный период и в регулярном режиме; темп охлаждения и определение теплофизических характеристик методом регулярного режима.</p>	Экзаменационный билет
	8. Массообмен: Поток массы компонента; Вектор плотности потока массы	<p>8.1 Конвективный теплообмен как совокупность молекулярного и молярного переноса.</p> <p>8.2 Теплоотдача: в однофазных жидкостях и при фазовых превращениях, при вынужденной и естественной конвекции.</p> <p>8.3 Понятие о тепловом пограничном слое и связь с гидравлическим пограничным слоем.</p> <p>8.4 Ламинарное и турбулентное течение жидкости, связь режима течения с теплообменом.</p>	Экзаменационный билет
	9. Молекулярная диффузия: концентрационная диффузия, закон Фика; Термо- и бародиффузия;	<p>9.2 Конвективный массообмен как совокупность молярного и молекулярного переноса вещества. Плотность потока массы в процессе конвективного массообмена.</p>	Экзаменационный билет

		Массоотдача Математическое описание и аналогия процессов массо- и теплообмена		
		10. Теплообмен; теплогидравлический расчет теплообменных аппаратов	1.1 Назначение и классификация теплообменных аппаратов.	Экзаменационный билет

2. Экзаменационные вопросы

№ п/п	Компетенция		ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЕ ВОПРОСЫ	№ и наименование раздела
	Код	Определение		
1	2	3		
	ОПК-1	Способность осуществлять поиск, хранение, обработку и анализ информации из различных источников и баз данных, представлять её в требуемом формате с использованием информационных, компьютерных и сетевых технологий.	<p>1. Предмет курса, общие понятия.</p> <p>2. Основные процессы передачи тепла: теплопроводность, конвективный теплообмен, радиационный теплообмен.</p> <p>3. Теплоотдача и теплопередача.</p> <p>4. Основные количественные характеристики процесса переноса тепла: количество тепла, тепловой поток, плотность теплового потока, мощность внутренних источников тепла.</p> <p>5. Важнейшие этапы развития учения о тепло- и массообмене, вклад российских учёных в развитие учения о теплообмене, перспективы развития.</p> <p>6. Коэффициент температуропроводности, зависимость от параметров процесса.</p> <p>7. Краевые условия для процессов теплопроводности: начальные и граничные условия первого, второго, третьего и четвёртого рода.</p> <p>8. Система дифференциальных уравнений конвективного теплообмена.</p> <p>9. Закон Ньютона-Рихмана</p> <p>10. Условия подобия физических процессов, свойства подобных процессов.</p> <p>11. Приведение уравнений тепловых потоков к безразмерному виду.</p> <p>12. Особенности течения и теплообмена в трубах. Ламинарный и турбулентный режимы. Участки гидродинамической и тепловой стабилизации, стабилизированное течение.</p> <p>13. Вязкостный и вязкостно-гравитационный режимы течения. Методы расчёта теплоотдачи при стабилизированном течении в трубах.</p> <p>14. Теплоотдача при ламинарном и турбулентном режимах течения жидкости в гладких трубах круглого сечения, расчётные формулы. Теплоотдача при переходном режиме течения жидкости.</p> <p>15. Теплоотдача в трубах некруглого поперечного сечения и в изогнутых и шероховатых трубах.</p> <p>16. Изменение теплоотдачи по окружности трубок пучка. Изменение теплоотдачи (средние ряды) в зависи-</p>	<p>1. Способы теплообмена</p> <p>2. Дифференциальное уравнение теплопроводности и его решения; Система дифференциальных уравнений конвективного теплообмена</p> <p>3. Применение методов подобия и размерностей к изучению процессов конвективного теплообмена</p> <p>4. Теплоотдача и гидравлическое сопротивление при вынужденном течении в каналах, обтекании трубы и пучка труб; расчет коэффициентов теплоотдачи при свободной конвекции</p>

		<p>мости от номера ряда и межосевых расстояний трубок. Расчетные зависимости. Сравнительная теплоотдача шахматного и коридорного пучков труб.</p> <p>17. Результаты теоретических и экспериментальных исследований теплоотдачи при естественной конвекции. Расчётные уравнения.</p> <p>18. Теплоотдача в ограниченном пространстве, методика расчёта.</p> <p>19. Пограничные гидродинамический и тепловой слой: определение границ для ламинарного и турбулентного слоёв.</p> <p>20. Интегральное уравнение теплового потока.</p> <p>21. Влияние переменных физических параметров на теплопередачу. Расчёт теплоотдачи при турбулентном пограничном слое на основе гидродинамической теории теплообмена.</p>	
		<p>22. Влияние перегрева и влажности пара на коэффициент теплоотдачи. Условия возникновения кипения и его механизм: перегрев жидкости и наличие центров парообразования, возникновение паровой фазы и образование паровых пузырей.</p> <p>23. Влияние смачиваемости стенки жидкостью. Рост, отрыв и движение пузырей пара. Минимальный радиус центра парообразования, изменение диаметра пузыря во времени, отрывной диаметр.</p> <p>24. Зависимость коэффициента теплоотдачи и плотности теплового потока от температурного напора при кипении в большом объёме для области пузырьчатого кипения.</p> <p>25. Плёночный режим. Первая и вторая критические плотности теплового потока. Изменение теплоотдачи и температуры стенки при плёночном режиме кипения.</p> <p>26. Зависимость коэффициента теплоотдачи от давления, свойств жидкости, состояния твёрдой поверхности и других факторов при кипении в большом объёме.</p> <p>27. Расчётные зависимости для коэффициента теплоотдачи в условиях свободного движения.</p> <p>28. Механизм плёночного кипения, расчётные зависимости.</p>	<p>5. Теплообмен при фазовых превращениях</p>
		<p>29. Физика процесса передачи тепла электромагнитным излучением.</p> <p>30. Законы излучения абсолютно чёрного тела: закон Планка, закон Вина, закон Стефана - Больцмана.</p> <p>31. Закон Кирхгофа для монохроматического и интегрального излучения.</p> <p>32. Закон Ламберта.</p> <p>33. Применение экранов.</p>	<p>6. Теплообмен излучением</p>
		<p>34. Анализ параметров теплового потока, приближённые формулы.</p> <p>35. Численные методы решения задач теплопроводности</p>	<p>7. Сложный теплообмен</p>
		<p>36. Система дифференциальных уравнений неизотермического движения: уравнения теплоотдачи, энергии, движения и сплошности.</p>	<p>8. Массообмен: Поток массы компонента; Вектор плотности потока массы</p>
		<p>37. Основные положения теории массообмена. Концентрационная, термо- и бародиффузия. Закон Фика. Коэффициент диффузии.</p> <p>38. Диффузионный пограничный слой, его описание. Граничные условия на поверхности раздела фаз. Коэффициент массоотдачи.</p> <p>39. Применение теории подобия к процессам массообмена, основные числа подобия. Аналогия процессов тепло - и массообмена.</p>	<p>9. Молекулярная диффузия: концентрационная диффузия, закон Фика; Термо- и бародиффузия; Массоотдача Математическое описание и аналогия процессов массо- и теплообмена</p>
		<p>40. Основы теплового и гидравлического расчётов теплообменников: проектный и поверочный расчёты.</p>	<p>10. Тепломассообмен; тепло-</p>

		<p>41. Порядок теплового расчёта и основные этапы: выбор теплоносителей и схемы их движения, сведение параметров движения теплоносителей к тепловому балансу, определение конечных параметров теплоносителей, среднего температурного напора, среднего коэффициента теплопередачи, параметров разделительной твёрдой поверхности.</p> <p>42. Порядок гидравлического расчёта: определение потерь на трение и в местных сопротивлениях для каждого теплоносителя, выбор необходимых мощностей для обеспечения заданных режимов течения теплоносителей.</p>	гидравлический расчет теплообменных аппаратов
ОК-7	Способность к самореализации и самообразованию.	<p>43. Механизм процесса теплопроводности в твёрдых телах, в жидкостях и газах.</p> <p>44. Температурное поле, градиент температуры, закон Фурье.</p> <p>45. Коэффициент теплопроводности, зависимость от параметров процесса.</p>	1. Способы теплообмена
		<p>46. Дифференциальное уравнение теплопроводности.</p> <p>47. Общее представление о методах решения задач теплопроводности.</p>	2. Дифференциальное уравнение теплопроводности и его решения; Система дифференциальных уравнений конвективного теплообмена
		<p>48. Пи – теорема, основные критерии теплового подобия.</p> <p>49. Использование опытных данных для получения полуэмпирических уравнений подобия.</p>	3. Применение методов подобия и размерностей к изучению процессов конвективного теплообмена
		<p>50. Параметры пограничного слоя при поперечном обтекании цилиндрических поверхностей и их связь с теплоотдачей.</p> <p>51. Характер изменения теплоотдачи при различных условиях омывания жидкостью. Средний коэффициент теплоотдачи, расчетные зависимости.</p> <p>52. Влияние степени турбулизации набегающего потока и угла атаки на теплоотдачу цилиндра.</p> <p>53. Основные типы пучков труб. Ламинарное и турбулентное течение жидкости в пучках.</p> <p>54. Факторы, обуславливающие свободное движение жидкости. Характер движения жидкости вдоль вертикальной стенки, распределение в ней температур и скоростей, изменение коэффициента теплоотдачи по высоте стенки. Характер движения жидкости вблизи горизонтальных труб и пластин.</p> <p>55. Теплоотдача при ламинарном пограничном слое.</p> <p>56. Соотношение толщин гидродинамического и теплового пограничных слоёв.</p>	4. Теплоотдача и гидравлическое сопротивление при вынужденном течении в каналах, обтекании трубы и пучка труб; расчет коэффициентов теплоотдачи при свободной конвекции
		<p>57. Условия необходимые для конденсации пара. Плёночная и капельная конденсация. Коэффициент конденсации.</p> <p>58. Термическое сопротивление фазового перехода.</p> <p>59. Конденсация сухого насыщенного пара на вертикальных стенках; ламинарное и турбулентное течение плёнки; теоретический расчёт теплоотдачи при ламинарном течении плёнки; расчёт средней теплоотдачи при наличии на поверхности ламинарной и турбулентной плёнки.</p> <p>60. Влияние на скорость конденсации пара наличия неконденсирующихся газов.</p> <p>61. Конденсация пара внутри труб, на поверхности горизонтальных труб и трубных пучков. Теплоотдача при капельной конденсации пара.</p> <p>62. Теплообмен между стенкой и жидкой фазой. Между жидкой и паровой фазой.</p> <p>63. Теплообмен при кипении жидкости в трубах: характер движения парожидкостной смеси в горизон-</p>	5. Теплообмен при фазовых превращениях

	<p>тальных и вертикальных трубах.</p> <p>64. Основные понятия: поток излучения, поверхностная и спектральная плотность потока излучения, интенсивность (яркость) излучения, взаимодействие тела с излучением (поглощение, отражение, пропускание), абсолютно чёрное и серое тело.</p> <p>65. Степень черноты серого тела.</p> <p>66. Теплообмен излучением в замкнутой системе, состоящей из двух серых тел: общий случай, тел с плоскопараллельными поверхностями.</p> <p>67. Особенности теплообмена излучением в поглощающих средах.</p>	<p>6. Теплообмен излучением</p>
	<p>68. Передача тепла через плоскую стенку. Распределение температуры в тонкой стенке при постоянном и переменном коэффициенте теплопроводности.</p> <p>69. Параметры теплового потока, электрогидротепловая аналогия. Передача тепла через многослойную плоскую стенку.</p> <p>70. Передача тепла через цилиндрическую стенку. Распределение температур в стенке длинного цилиндра при постоянном и переменном коэффициенте теплопроводности.</p> <p>71. Многослойная цилиндрическая стенка, критический диаметр тепловой изоляции трубы.</p> <p>72. Передача тепла через шаровую стенку.</p> <p>73. Теплопроводность в стержне постоянного поперечного сечения конечной и бесконечной длины.</p> <p>74. Интенсификация процесса теплопередачи, теплопередача ребристых стенок.</p> <p>75. Нагревание (охлаждение) пластин и цилиндров конечной толщины и диаметра, при бесконечной ширине пластины и длинах. Нагревание (охлаждение) тел конечных размеров.</p> <p>76. Регулярный режим нагревания (охлаждения) тел: свойства температурного поля в начальный период и в регулярном режиме; темп охлаждения и определение теплофизических характеристик методом регулярного режима.</p>	<p>7. Сложный теплообмен</p>
	<p>77. Конвективный теплообмен как совокупность молекулярного и молярного переноса.</p> <p>78. Теплоотдача: в однофазных жидкостях и при фазовых превращениях, при вынужденной и естественной конвекции.</p> <p>79. Понятие о тепловом пограничном слое и связь с гидравлическим пограничным слоем.</p> <p>80. Ламинарное и турбулентное течение жидкости, связь режима течения с теплообменом.</p>	<p>8. Массообмен: Поток массы компонента; Вектор плотности потока массы</p>
	<p>81. Конвективный массообмен как совокупность молярного и молекулярного переноса вещества. Плотность потока массы в процессе конвективного массообмена.</p>	<p>9. Молекулярная диффузия: концентрационная диффузия, закон Фика; Термо- и бародиффузия; Массоотдача Математическое описание и аналогия процессов массо- и теплообмена</p>
	<p>82. Назначение и классификация теплообменных аппаратов.</p>	<p>10. Тепломассообмен; теплогидравлический расчет теплообменных аппаратов</p>

3. Описание показателей и критериев оценивания компетенций

Показатели	Оценка	Критерии
<p>Знать (ОПК-1):</p> <ul style="list-style-type: none"> - сущность и значение информации; - основные процессы, происходящие с информацией. <p>(ОК-7):</p> <ul style="list-style-type: none"> - источники информации для самообразования в рамках выбранного направления. <p>Уметь (ОПК-1):</p> <ul style="list-style-type: none"> - использовать основные методы преобразования и хранения информации. <p>(ОК-7):</p> <ul style="list-style-type: none"> - организовать процесс самообразования; - применять методы и средства самоорганизации и самообразования. <p>Владеть (ОПК-1):</p> <ul style="list-style-type: none"> - основными требованиями информационной безопасности. <p>(ОК-7):</p> <ul style="list-style-type: none"> - методами самоорганизации; - навыками применения средств самообразования и самоорганизации в профессиональной деятельности. 	отлично	<p>Оценка «отлично» выставляется в случае, если обучающийся демонстрирует:</p> <ul style="list-style-type: none"> - знания: основных источники информации для самообразования в рамках выбранного направления; сущности и значения информации; основных процессов, происходящие с информацией. - умения: организовать процесс самообразования; применять методы и средства самоорганизации и самообразования; использовать основные методы преобразования и хранения информации. - владение: методами самоорганизации; навыками применения средств самообразования и самоорганизации в профессиональной деятельности; основными требованиями информационной безопасности.
	хорошо	<p>Оценка «хорошо» выставляется в случае, если обучающийся демонстрирует:</p> <ul style="list-style-type: none"> - недостаточно полное знание: основных источники информации для самообразования в рамках выбранного направления; сущности и значения информации; основных процессов, происходящие с информацией. - недостаточно полное умение: организовать процесс самообразования; применять методы и средства самоорганизации и самообразования; использовать основные методы преобразования и хранения информации. - недостаточно полное владение: методами самоорганизации; навыками применения средств самообразования и самоорганизации в профессиональной деятельности; основными требованиями информационной безопасности.
	удовлетворительно	<p>Оценка «удовлетворительно» выставляется в случае, если обучающийся демонстрирует:</p> <ul style="list-style-type: none"> - частичное знание: основных источники информации для самообразования в рамках выбранного направления; сущности и значения информации; основных процессов, происходящие с информацией. - частичное умение: организовать процесс самообразования; применять методы и средства самоорганизации и самообразования; использовать основные методы преобразования и хранения информации. - частичное владение: методами самоорганизации; навыками применения средств самообразования и самоорганизации в профессиональной деятельности; основными требованиями информационной безопасности.
	неудовлетворительно	<p>Оценка «неудовлетворительно» выставляется в случае, если обучающийся демонстрирует:</p> <ul style="list-style-type: none"> - существенные пробелы в знание: основных источники информации для самообразования в рамках выбранного направления; сущности и значения информации; основных процессов, происходящие с информацией.

		<p>- принципиальные ошибки в умение: организовать процесс самообразования; применять методы и средства самоорганизации и самообразования; использовать основные методы преобразования и хранения информации.</p> <p>- невозможность владения: методами самоорганизации; навыками применения средств самообразования и самоорганизации в профессиональной деятельности; основными требованиями информационной безопасности.</p>
--	--	--

4. Методические материалы, определяющие процедуры оценивания знаний, умений, навыков и опыта деятельности

Дисциплина тепломассообмен направлена на ознакомление с основными процессами передачи тепла в различных системах и материалах (теплопроводность, конвективный теплообмен, радиационный теплообмен, теплоотдача и теплопередача.); на получение теоретических знаний и практических навыков по проведению теплового и гидравлического расчётов поверхностного многоходового кожухотрубного теплообменного аппарата.

Изучение дисциплины тепломассообмен предусматривает:

- лекции,
- лабораторные работы,
- практические работы;
- курсовую работу,
- самостоятельную работу,
- экзамен.

В ходе освоения *раздела 1* «Способы теплообмена» студенты должны уяснить: основные процессы передачи тепла (теплопроводность, конвективный теплообмен, радиационный теплообмен), а так же основные количественные характеристики процесса переноса тепла (количество тепла, тепловой поток, плотность теплового потока, мощность внутренних источников тепла).

В ходе освоения *раздела 2* «Дифференциальное уравнение теплопроводности и его решения; Система дифференциальных уравнений конвективного теплообмена» студенты должны уяснить дифференциальное уравнение теплопроводности и сформировать общее представление о методах решения задач теплопроводности.

В ходе освоения *раздела 3* «Применение методов подобия и размерностей к изучению процессов конвективного теплообмена» студенты должны уяснить: условия подобия физических процессов, свойства подобных процессов и основные критерии теплового подобия.

В ходе освоения *раздела 4* «Теплоотдача и гидравлическое сопротивление при вынужденном течении в каналах, обтекании трубы и пучка труб; расчет коэффициентов теплоотдачи при свободной конвекции» студенты должны уяснить: особенности течения и теплообмена в трубах (ламинарный и турбулентный режимы, участки гидродинамической и тепловой стабилизации, стабилизированное течение), методы расчёта теплоотдачи при различных условиях и режимах течения.

В ходе освоения *раздела 5* «Теплообмен при фазовых превращениях» студенты должны уяснить: условия необходимые для конденсации пара, расчётные уравнения для коэффициента теплоотдачи и его зависимость от различных параметров, а так же процесс и режимы кипения.

В ходе освоения *раздела 6* «Теплообмен излучением» студенты должны уяснить: основные понятия: поток излучения, поверхностная и спектральная плотность потока излучения, интенсивность (яркость) излучения, взаимодействие тела с излучением (поглощение, отражение, пропускание), абсолютно чёрное и серое тело.

В ходе освоения *раздела 7* «Сложный теплообмен» студенты должны уяснить: способы передачи тепла при сложном теплообмене, а так же численные методы решения задач тепло-

проводности.

В ходе освоения *раздела 8* «Массообмен: Поток массы компонента; Вектор плотности потока массы» студенты должны уяснить: принцип конвективного теплообмена как совокупность молекулярного и молярного переноса; процесс теплоотдачи в однофазных жидкостях и при фазовых превращениях, при вынужденной и естественной конвекции; понятие о тепловом пограничном слое и связь с гидравлическим пограничным слоем; ламинарное и турбулентное течение жидкости, связь режима течения с теплообменом.

В ходе освоения *раздела 9* «Молекулярная диффузия: концентрационная диффузия, закон Фика; Термо- и бародиффузия; массоотдача; Математическое описание и аналогия процессов массо- и теплообмена» студенты должны уяснить: основные положения теории массообмена (концентрационная, термо- и бародиффузия, закон Фика); коэффициент диффузии; диффузионный пограничный слой, его описание; граничные условия на поверхности раздела фаз; применение теории подобия к процессам массообмена, основные числа подобия. Аналогия процессов тепло - и массообмена.

В ходе освоения *раздела 10* «Тепломассообмен; теплогидравлический расчет теплообменных аппаратов» студенты должны уяснить: назначение и классификация теплообменных аппаратов; основы теплового и гидравлического расчётов теплообменников: проектный и поверочный расчёты.

При подготовке к *экзамену* рекомендуется особое внимание уделить следующим вопросам: основные способы теплообмена; система дифференциальных уравнений конвективного теплообмена; применение методов подобия и размерностей к изучению процессов конвективного теплообмена; расчет коэффициентов теплоотдачи при свободной конвекции; теплообмен при фазовых превращениях; теплообмен излучением; сложный теплообмен; массообмен; молекулярная диффузия; массоотдача; назначение и классификация теплообменных аппаратов; основы теплового и гидравлического расчётов теплообменников: проектный и поверочный расчёты.

В процессе проведения *практических занятий* происходит закрепление знаний о стационарной и нестационарной теплопроводности в пластине цилиндре и в телах конечных размеров; критическом диаметре тепловой изоляции трубы; теплоотдача при ламинарном и турбулентном обтекании плоской пластины, при вынужденном поперечном обтекании отдельный труб и трубных пучков, при вынужденном движении жидкости в трубах, при свободном движении жидкости, при кипении однокомпонентной жидкости; интенсификации процесса теплопередачи с помощью оребрения; теплообмене излучением. А так же определение поверхностей нагрева теплообменных аппаратов при прямо и противотоке; порядок теплового и гидравлического расчетов и основные этапы.

В процессе проведения *лабораторных работ* происходит формирование умений и навыков реализации определение коэффициента теплопроводности теплоизоляционного материала и металла; определение коэффициента теплоотдачи при вынужденной и естественной конвекции воздуха; определение коэффициента теплопередачи при течении жидкости в трубе; исследование теплообмена излучением.

Работа с *литературой* является важнейшим элементом в получении знаний по дисциплине. Прежде всего, необходимо воспользоваться списком рекомендуемой по данной дисциплине литературой. Дополнительные сведения по изучаемым темам можно найти в периодической печати и Интернете.

Предусмотрено проведение аудиторных занятий (в виде презентаций, проблемной лекции, лекции с запланированными ошибками) в сочетании с внеаудиторной работой.

АННОТАЦИЯ

рабочей программы дисциплины

Тепломассообмен

1. Цель и задачи дисциплины

Целью изучения дисциплины является: сформировать четкие основные физические законы тепломассообмена.

Задачей изучения дисциплины является: научить будущих специалистов владеть не только теорией, но и методами расчета основных процессов тепло и массообмена.

2. Структура дисциплины

2.1 Распределение трудоемкости по отдельным видам учебных занятий, включая самостоятельную работу: Лк – 36 час., ЛР – 36 час., ПЗ - 36 часов, СР– 144 час.,

Общая трудоемкость дисциплины составляет 288 часов, 8 зачетных единиц.

2.2 Основные разделы дисциплины:

- 1 - Способы теплообмена
- 2 - Дифференциальное уравнение теплопроводности и его решения; Система дифференциальных уравнений конвективного теплообмена
- 3 - Применение методов подобия и размерностей к изучению процессов конвективного теплообмена
- 4 - Теплоотдача и гидравлическое сопротивление при вынужденном течении в каналах, обтекании трубы и пучка труб; расчет коэффициентов теплоотдачи при свободной конвекции
- 5 - Теплообмен при фазовых превращениях
- 6 - Теплообмен излучением
- 7 - Сложный теплообмен
- 8 - Массообмен: Поток массы компонента; Вектор плотности потока массы
- 9 - Молекулярная диффузия: концентрационная диффузия, закон Фика; Термо- и бародиффузия; Массоотдача Математическое описание и аналогия процессов массо- и теплообмена
- 10 - Тепломассообмен; теплогидравлический расчет теплообменных аппаратов

3. Планируемые результаты обучения (перечень компетенций)

Процесс изучения дисциплины направлен на формирование следующих компетенций:

ОК-7 - способность к самоорганизации и самообразованию;

ОПК-1 - способностью осуществлять поиск, хранение, обработку и анализ информации из различных источников и баз данных, представлять ее в требуемом формате с использованием информационных, компьютерных и сетевых технологий

4. Вид промежуточной аттестации: экзамен, КР.

**Протокол о дополнениях и изменениях в рабочей программе
на 20__-20__ учебный год**

1. В рабочую программу по дисциплине вносятся следующие дополнения:

2. В рабочую программу по дисциплине вносятся следующие изменения:

Протокол заседания кафедры № ____ от «__» _____ 20__ г.,
(разработчик)

Заведующий кафедрой _____
(подпись)

(Ф.И.О.)

Программа составлена в соответствии с федеральным государственным образовательным стандартом высшего образования по направлению подготовки 13.13.01 Теплоэнергетика и теплотехника от «01» октября 2015г. № 1081.

для набора 2014 года: и учебным планом ФГБОУ ВО «БрГУ» для заочной формы обучения от «03» июля 2018 г. № 413

для набора 2015 года: и учебным планом ФГБОУ ВО «БрГУ» для очной формы обучения от «04» декабря 2015 г. №771 , заочной формы обучения от «04» декабря 2015 г. №771

для набора 2016 года: и учебным планом ФГБОУ ВО «БрГУ» для очной формы обучения от «06» июня 2016 г. №429 , заочной формы обучения от «06» июня 2016 г. №429 для заочной формы (ускоренного обучения) от «06» июня 2016 г. № 429

для набора 2017 года: и учебным планом ФГБОУ ВО «БрГУ» для очной формы обучения от «06» марта 2017 г. №125 , заочной формы обучения от «06» марта 2017 г. №125 для заочной формы (ускоренного обучения) от «04» апреля 2017 г. №203

для набора 2018 года и учебным планом ФГБОУ ВО «БрГУ» для очной формы обучения от «12» марта 2018 г. №130 , заочной формы обучения от «12» марта 2018 г. №130

Программу составил:

Федяева В.Н., к.т.н., доцент каф. ПТЭ _____

Рабочая программа рассмотрена и утверждена на заседании кафедры ПТЭ

от «13» декабря 2018 г., протокол № 4

Заведующий кафедрой ПТЭ _____ Федяев А.А.

СОГЛАСОВАНО:

Заведующий выпускающей кафедрой ПТЭ _____ Федяев А.А.

Директор библиотеки _____ Т.Ф. Сотник

Рабочая программа одобрена методической комиссией факультета ЭиА

от «28» декабря 2018 г., протокол № 5

Председатель методической комиссии факультета ЭиА _____ А.Д.Ульянов

СОГЛАСОВАНО:

Начальник
учебно-методического управления _____ Г.П. Нежевец

Регистрационный № _____