

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
ФГБОУ ВО «Удмуртский государственный университет»
Институт нефти и газа им. М. С Гуцериева
Кафедра разработки и эксплуатации нефтяных и газовых месторождений

ТЕРМОДИНАМИКА И ТЕПЛОПЕРЕДАЧА РАЗДЕЛ ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

Практикум

Текстовое электронное издание



Ижевск
2022

ISBN 978-5-4312-0980-2

© Макаров С.С., сост., 2022
© ФГБОУ ВО «Удмуртский
государственный университет»

УДК 536.2(075.8)
ББК 31.312я73-5
Т352

Рекомендовано к изданию Учебно-методическим советом УдГУ

Рецензент: д-р техн. наук, гл. науч. сотрудник Т. М. Махнева

Составитель: Макаров С. С.

Т352 Термодинамика и теплопередача. Раздел Теплопередача: практикум : [Электронный ресурс] / сост. С. С. Макаров – Электронное (символьное) издание (1,7 Мб) – Ижевск : Удмуртский университет, 2022. – 1 электрон. опт. диск (CD-R).

Практикум предназначен для изучения дисциплины «Термодинамика и теплопередача». Он содержит анализ основных тем изучаемой дисциплины по разделу «Теплопередача», методические указания, практические задания, вопросы для самопроверки.

Практикум рекомендован для студентов, обучающихся по направлению подготовки 21.03.01 Нефтегазовое дело, (программы бакалавриата 21.03.01.01 «Эксплуатация и обслуживание объектов добычи нефти», 21.03.01.02 «Бурение нефтяных и газовых скважин», 21.03.01.05 «Сооружение и ремонт объектов и систем трубопроводного транспорта»), преподавателей и студентов технических факультетов вузов, учебными планами которых предусмотрено преподавание дисциплины.

Минимальные системные требования:

Процессор x64 с тактовой частотой 1,5 ГГц и выше; 1 Гб ОЗУ; WindowsXP/7/8/10; Монитор с разрешением 1920x1080, Видеокарта дискретная (128 bit), или встроенная; привод DVD-ROM. Программное обеспечение: Adobe Acrobat Reader версии 9 и старше.

ISBN 978-5-4312-0980-2

© Макаров С.С., сост., 2022

© ФГБОУ ВО «Удмуртский государственный университет»

Термодинамика и теплопередача. Раздел Теплопередача
Практикум

Подписано к использованию 01.03.2022

Объем электронного издания 1,7 Мб на 1 CD.

Издательский центр «Удмуртский университет»
426034, г. Ижевск, ул. Ломоносова, д. 4Б, каб. 021
Тел. : +7(3412)916-364 E-mail: editorial@udsu.ru

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1 ТЕМЫ ИЗУЧАЕМОГО РАЗДЕЛА «ТЕПЛОПЕРЕДАЧА»	
КУРСА «ТЕРМОДИНАМИКА И ТЕПЛОПЕРЕДАЧА».....	5
2 ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАДАНИЯ.....	11
2.1. Задание № 1. Теплопроводность в однослоиной и многослойной	
стенке.....	11
2.2. Задание № 2. Конвективный теплообмен.....	24
2.3. Задание № 3. Теплобмен излучением.....	31
2.4. Задание № 4. Теплообменные аппараты.....	36
3 ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ	45
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	46
СПИСОК РЕКОМЕНДОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	47
ПРИЛОЖЕНИЕ	48

ВВЕДЕНИЕ

Целью освоения дисциплины «Термодинамика и теплопередача» является формирование у обучающихся компетенций, необходимых для эффективного ознакомления с основополагающими принципами теории и расчета термодинамических параметров и процессов теплопередачи в теплотехнических объектах и системах; приобретение навыков расчета параметров термодинамических процессов и циклов тепловых машин, теплофизических параметров теплообменных аппаратов.

Практикум соответствует цели и задачам изучения дисциплины «Термодинамика и теплопередача», содержит методические указания по основным темам раздела «Теплопередача», практические задания: теплопроводность в однослоиной и многослойной стенке; конвективный теплообмен; теплобмен излучением; теплообменные аппараты, а также вопросы для самопроверки и список рекомендованной литературы.

При выполнении работ необходимо получаемые результаты сопровождать кратким пояснительным текстом, в котором указывать, какая величина определяется, и по какой формуле, какие величины подставляются в формулу (из условия задачи, из справочника или были определены выше и т.д.).

1. ТЕМЫ ИЗУЧАЕМОГО РАЗДЕЛА «ТЕПЛОПЕРЕДАЧА» КУРСА «ТЕРМОДИНАМИКА И ТЕПЛОПЕРЕДАЧА»

Тема 1. Основные понятия и определения

Предмет и основные задачи раздела «Теплопередача». Основные понятия и определения. Виды распространения теплоты: теплопроводность, конвекция и тепловое излучение. Сложный теплообмен.

Методические указания

При изучении раздела «Теплопередача» обучающийся знакомится с механизмами теплообмена между нагретыми и холодными телами. Раскрывая механизм и физическую сущность процессов теплообмена различных видов, в разделе приводятся зависимости для расчета параметров, отдельных видов теплообмена.

Уясните и запомните такие понятия, как температурное поле, градиент температуры, передаваемая теплота, тепловой поток, поверхностная плотность теплового потока, линейная плотность теплового потока.

Рассмотрение отдельных видов теплообмена, таких, как теплопроводность, конвекция и излучение, является методологическим приемом, вызванным сложностью реального теплообмена, в котором, как правило, одновременно участвуют все перечисленные виды распространения теплоты.

Литература: [I], с. 306—309.

Вопросы для самопроверки

1. Что такое температурное поле? Каковы виды температурного поля?
2. Что такое передаваемая теплота, тепловой поток и поверхностная плотность теплового потока? В каких единицах они выражаются?
3. Что такое температурный градиент, каково его направление и в каких единицах он выражается?
4. На каком законе термодинамики базируется теория теплообмена?
5. Какая разница между поверхностной плотностью теплового потока и линейной плотностью теплового потока?
6. Что такое теплопроводность, конвекция и излучение? Каков механизм каждого из этих видов теплообмена?

Тема 2. Теплопроводность

Основной закон теплопроводности (закон Фурье). Теплопроводность. Дифференциальное уравнение теплопроводности. Условия однозначности. Теплопроводность стенок при стационарном режиме. Граничные условия I рода. Определение теплопередачи через стенки. Граничные условия III рода. Коэффициент теплопередачи. Пути интенсификации процесса теплопередачи. Правило выбора материала теплоизоляции. Основные сведения о нестационарной теплопроводности.

Методические указания

Нужно понять значение закона Фурье для решения задач стационарной теплопроводности. Усвойте, что физически теплопроводность представляет собой процесс распространения теплоты путем теплового движения микрочастиц вещества без визуально наблюдаемого перемещения самих

частиц. Теплопроводность наблюдается в твердых телах, неподвижных жидких и газообразных веществах. Если происходит движение жидкости или газа, то теплопроводность в чистом виде имеет место в весьма тонком неподвижном слое, прилегающем к поверхности твердого тела.

Уясните назначение и состав условий однозначности при решении задач теплообмена. Поймите влияние граничных условий на решение уравнения теплопроводности при стационарном режиме. Разберитесь, как, применяя граничное условие I рода, получают решение по распространению температуры внутри тела, а применяя граничное условие III рода, получают решение по передаче теплоты от горячего носителя к холодному через разделяющую их стенку (теплопередача).

Конечная цель решения задач стационарной теплопроводности — определение величины теплового потока. Поймите разницу между линейной и поверхностной плотностями теплового потока, а также между коэффициентом теплопередачи и линейным коэффициентом теплопередачи. Разберитесь в способах интенсификации теплопередачи, а также в том, как надо правильно подбирать материалы теплоизоляции цилиндрического теплопровода. Уясните, почему критерии Bi и Fo определяют нестационарную теплопроводность при нагревании и охлаждении тела.

Литература: [1], с. 309—322, 326—332, 339.

Вопросы для самопроверки

1. Что понимают под явлением теплопроводности?
2. Напишите уравнение теплопроводности Фурье. Объясните физический смысл входящих в него величин.
3. Каковы границы изменения теплопроводности для металлов, изоляционных и строительных материалов, жидкостей и газов?
4. От чего зависит теплопроводность?
5. Чем отличаются условия однозначности для стационарного и нестационарного режимов теплопроводности?
6. В чем отличие граничных условий I и III рода и к чему приводит это отличие при решении уравнений теплопроводности?
7. Напишите выражение теплового потока для теплопроводности через плоскую одно- и многослойную стенки.
8. Напишите выражение теплового потока для теплопроводности через цилиндрическую одно- и многослойную стенки.
9. Почему необходимо отличать поверхностную плотность теплового потока от линейной при рассмотрении теплопроводности через стенки трубы?
10. Что такое теплопередача и чем она отличается от теплопроводности?
11. Что называют термическим сопротивлением теплопередачи?
12. Что может происходить при неправильном выборе материала теплоизоляции цилиндрического теплопровода? Какое существует правило выбора теплоизоляции для этого случая?
13. Для чего стремятся интенсифицировать теплопередачу и какие для этого существуют пути?
14. Как влияет материал плоской стенки на перепад температур наружной и внутренней поверхностей стенки при теплопередаче?

Тема 3. Конвективный теплообмен

Физическая сущность конвективного теплообмена. Формула Ньютона - Рихмана. Коэффициент теплоотдачи. Основы теории подобия. Гидродинамическое и тепловое подобие. Критерии подобия и принцип их получения. Критериальное уравнение конвективного теплообмена. Определяющие и определяемые критерии подобия. Определяющая температура и определяющий линейный размер. Теплообмен при вынужденном движении жидкости или газа в трубах и каналах. **Методические указания**

При решении задачи стационарной теплопроводности при граничных условиях III рода в полученное решение для уравнения теплопередачи входят коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 , характеризующие теплообмен между теплоносителями и твердой стенкой. В этой задаче численные значения α_1 и α_2 считаются заданными.

Основная задача теории конвективного теплообмена – получение расчетных выражений для расчета коэффициента теплоотдачи α . Опыт преподавания показывает, что этот раздел теории тепло- и массообмена является наиболее трудным. Для того, чтобы уяснить, как вычислить α , нужно внимательно изучить материал учебника, в котором разбирается физическая сущность конвективного теплообмена на основе теории Прандтля. Коэффициент теплоотдачи α учитывает тепловое взаимодействие жидкости (или газа) и твердого тела. Поэтому α зависит от большого числа факторов. Существенный момент независимо от режима течения теплоносителя – передача теплоты теплопроводностью в тонком неподвижном слое жидкости (или газа), прилегающем к стенке. В случае ламинарного движения теплота от ядра потока к стенке передается теплопроводностью. В случае турбулентного потока перенос теплоты в неподвижный подслой, прилегающий к стенке, осуществляется также турбулентно перемещающимися макрочастицами теплоносителя. Совместное действие конвекции и теплопроводности называют конвективным теплообменом. Нужно понять, что система четырех дифференциальных уравнений второго порядка в частных производных, описывающих конвективный теплообмен, совместно с условиями однозначности в принципе позволяет в результате строгого решения получить коэффициент теплоотдачи α .

Однако практически при решении системы дифференциальных уравнений в многомерных, нестационарных постановках, с наличием фазовых переходов, возможны математические трудности. С другой стороны, экспериментальное определение α на натуральном объекте экономически нецелесообразно, так как необходимо провести очень большое число опытов для определения влияния на α каждого из факторов. При этом полученный результат будет пригоден только для объекта, на котором проводится эксперимент.

Теория подобия допускает проведение опытов не на натуральном объекте, а на его модели, в результате опыта позволяет распространять не все подобные явления. Кроме того, базируясь на системе дифференциальных

уравнений конвективного теплообмена, теория подобия четко определяет условия подобия физических явлений и процессов. Теория подобия — теория эксперимента. Нужно хорошо разобраться в материале учебника, посвященном основам теории подобия, и принять суть трех теорем подобия. Усвойте принцип получения критериев подобия конвективного теплообмена из дифференциальных уравнений, описывающих этот процесс. Запомните, что определяющие критерии стационарного конвективного теплообмена (Re , Pr , Gr) составлены из параметров, входящих в условия однозначности, а определяемый критерий (Nu) наряду с параметрами, входящими в условия однозначности, включает в себя численное значение коэффициента теплоотдачи α . Уясните значение второй теоремы подобия, позволяющей для подобных явлений записать общее решение системы дифференциальных уравнений конвективного теплообмена (не решая ее) в виде функции критериев подобия вида ($Nu, Re, Pr, Gr=0$). Уравнение получается строго теоретически на основании теории подобия. Для перехода к практике допускают, что полученное общее решение может быть записано в виде:

$Nu = A Re^n Pr^m Gr^v (Pr_{жc}/Pr_c)^{0.25}$, где A , n , m , v — коэффициенты, определяемые на основе экспериментальных данных.

Последнее выражение представляет собой критериальное уравнение (уравнение подобия) в самом общем виде. Это уравнение является полуэмпирическим, так как оно получено на основе общих теоретических соображений, а коэффициенты, входящие в него, находятся из опыта. Имея уравнение подобия, находят определяемый критерий Nu , а по нему искомое значение коэффициента теплоотдачи ($\alpha = Nu \cdot \lambda/l$). После того как найден коэффициент теплоотдачи α , нетрудно рассчитать тепловой поток по формуле Ньютона - Рихмана. Для условий теплообмена общее критериальное уравнение упрощается, например, при вынужденном движении жидкости по трубе $Gr \rightarrow 1$ и $Nu = A Re^n P_e^m (Pr_{жc}/Pr_{cm})^{0.25}$, а при свободной конвекции $Re \rightarrow 1$ и $Nu = A Gr^n P_e^m (Pr_{жc}/Pr_{cm})^{0.25}$. Поймите необходимость введения в критериальное уравнение множителя $(Pr_{жc}/Pr_{cm})^{0.25}$, который учитывает влияние на критерий Nu , а следовательно, и на α направления теплового потока при теплоотдаче (нагревание или охлаждение жидкости).

Уясните физический смысл основных критериев (Nu, Re, Pr, Gr) и при расчетах применяйте те критериальные зависимости, которые соответствуют конкретному виду задачи.

Литература: [I], с. 348—385, 388—391, 394—401.

Вопросы для самопроверки

1. Что такое свободная и вынужденная конвекция? 2. Что такое динамический пограничный слой и тепловой пограничный слой? Какая между ними связь? 3. Что называется конвективным теплообменом?
4. Сформулируйте основной закон теплоотдачи конвекцией. 5. От каких факторов зависит коэффициент теплоотдачи? В каких единицах его выражают?
6. В чем суть теории подобия? 7. В чем физический смысл критериев подобия?
8. Чем характеризуется критерий Nu ? 9. Что называется критериальным

уравнением (уравнением подобия)? 10. Что обозначают индексы у критериев, входящих в уравнение подобия? 11. Как отличить определяющие критерии от определяемых? 12. Какие основные формулы применяют для различных случаев конвективного теплообмена?

Тема 4. Теплообмен излучением

Основные понятия и определения. Основные законы теплового излучения. Теплообмен излучением между твердыми телами.

Методические указания

Прежде всего уясните принципиальную разницу между теплообменом излучением и двумя уже известными видами теплообмена - теплопроводностью и конвекцией.

В процессе теплообмена излучением происходит двойное превращение энергии — внутренняя энергия превращается в энергию электромагнитных волн, которые, попадая на другое тело, вновь превращаются во внутреннюю энергию этого тела. Разберитесь в количественном соотношении между поглощенной, отраженной и пропущенной сквозь тело энергией электромагнитного излучения. Поняв это, можно будет управлять тепловым излучением в нужном для практики направлении. Так, например, при защите объектов от лучистой энергии на пути ее распространения ставят экраны, максимально отражающие лучистую энергию. Если максимальный нагрев необходим за счет лучистой энергии, объекту необходимо придать такие свойства, при которых осуществляется максимум поглощения лучистой энергии (покрытие краской, шероховатость и др.). Для получения максимальной пропускающей способности лучистой энергии (например, света) необходимо выбрать стенку с соответствующими свойствами. Основные законы излучения и экспериментальные данные по свойствам отдельных тел дают возможность решать конкретные задачи, связанные с лучистым теплообменом. Поэтому необходимо усвоить законы Планка, Вина, Кирхгофа, Стефана — Больцмана, методику и границы их применения. Практически в теплообмене участвуют одновременно все три его вида, поэтому при решении конкретных задач нужно различать «весомость» того или иного вида теплообмена, с тем чтобы уметь сознательно упрощать решение задач с допускаемой погрешностью.

Литература: [I], с. 402—420.

Вопросы для самопроверки

1. Какие длины волн характерны для тепловых лучей? 2. Что такое черное, белое и серое тело? 3. Что такое лучистый поток, излучательность, спектральная излучательность? В каких единицах их выражают? 4. Сформулируйте законы теплового излучения. 5. Что такое «эффективное излучение»? Чем оно отличается от собственного излучения? 6. Как определяют лучистый поток между параллельными плоскими стенками? Чему равен приведенный коэффициент излучения для этого случая? 7. Как определяют лучистый поток при расположении одного тела внутри другого? Чему равен приведенный коэффициент излучения для этого случая?

Тема 5. Теплообменные аппараты

Типы теплообменных аппаратов. Уравнение теплового баланса и теплопередачи. Основные схемы движения теплоносителей. Среднеарифметический и среднелогарифмический напоры. Основы теплового расчета рекуперативных теплообменных аппаратов. Методы интенсификации теплообмена в рекуперативных теплообменниках.

Методические указания

Теплообменными аппаратами называют всякое устройство, в котором осуществляется процесс передачи теплоты от одного теплоносителя к другому. Уясните классификацию аппаратов по принципу действия, обратив внимание на рекуперативные теплообменники как наиболее распространенные. Научитесь изображать схематично для рекуперативного теплообменника характер изменения температур рабочих жидкостей в функции длины или площади поверхности нагрева.

Запомните, в каких случаях необходимо применение среднелогарифмического температурного напора, а в каких случаях можно ограничиться среднеарифметическим температурным напором.

Поймите основной принцип расчета теплообменного аппарата, связанный с уравнением теплоотдачи и уравнением теплового баланса. Особое внимание обратите на особенности теплообменников, в которых происходит изменение агрегатного состояния одного из теплоносителей (испарение или конденсация), уяснив, почему в этих случаях направление тока не влияет на эффективность работы теплообменника.

Разберитесь в методах интенсификации теплообмена в рекуперативных теплообменных аппаратах и для чего нужна интенсификация.

Литература: [I], с. 421—422, 424—429.

Вопросы для самопроверки

1. Что называют теплообменным аппаратом и какие существуют типы аппаратов?
2. Как составляют тепловой баланс и уравнение теплопередачи для рекуперативного теплообменника?
3. Почему рекуперативный теплообменник с противоточной схемой при одинаковой начальной температуре холодной жидкости всегда компактнее, чем теплообменник с прямоточной схемой включения?
4. В каких случаях необходимо вычислять среднелогарифмический температурный напор?
5. Когда можно применять среднеарифметический температурный напор?
6. Что является целью конструктивного теплового расчета рекуперативного теплообменника, а что является целью проверочного расчета?
7. Для чего нужно стремиться к интенсификации теплопередачи в теплообменниках и каковы методы интенсификации?
8. Какая формула применяется для определения среднелогарифмического температурного напора независимо от схемы «прямоток» или «противоток»?
9. Почему, несмотря на габаритные преимущества схемы «противоток», на практике находит применение схема «прямоток»?

2. ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАДАНИЯ

2.1. Задание № 1. Теплопроводность в однослоиной и многослойной стенке

Цель работы Ознакомится на практическом примере с методикой расчета задачи стационарной теплопроводности в однослоиной и многослойной стенке.

Методические указания к выполнению задания

При изучении процесса теплопроводности следует знать уравнение Био - Фурье. Согласно которому вектор плотности теплового потока прямо пропорционален градиенту температур:

$$q = -\lambda \operatorname{grad} t .$$

Знак «-» показывает, что направление теплового потока противоположно направлению градиента температур.

Коэффициент теплопроводности λ – физическая величина, характеризующая способность тел проводить теплоту. Она зависит от химического состава и физического строения вещества, его температуры, влажности и ряда других параметров.

Градиент температур - это вектор, направленный по нормали к изотермической поверхности в сторону возрастания температуры и численно равный производной от температуры по длине этого направления:

$$\operatorname{grad} t = \frac{\partial t}{\partial n} .$$

Количественно λ – тепловой поток Q (Вт), проходящий через единицу поверхности A (м^2) при единичном градиенте температур (Град/м), и имеет размерность λ [$\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{град})$]:

$$q = Q/dF = -\lambda \operatorname{grad} t .$$

Коэффициент теплопроводности имеет максимальное значение для чистых металлов и минимальные для газов.

Теплопроводность в газе (как и в жидкости) в чистом виде наблюдается лишь в очень тонких слоях стратифицированной жидкости (более нагретые слои находятся выше). При наличии слоя газа или жидкости конечной толщины обычно возникает конвекция. Теплопроводность газов в значительной степени зависит от температуры и изменяется в диапазоне ($5 \cdot 10^{-3}$ - 10^{-1}) $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{град})$. Теплопроводность жидкостей изменяется в диапазоне (10^{-1} - 1) $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{град})$ и уменьшается с ростом температуры (за исключением воды и глицерина). Теплопроводность металлов и сплавов изменяется в диапазоне (2 - 450) $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{град})$. Наибольшая теплопроводность у серебра, а наименьшая у висмута. С увеличение температуры теплопроводность металлов и сплавов уменьшается.

Дифференциальное уравнение теплопроводности (уравнение Фурье-Кирхгофа) устанавливает связь между временными и пространственными

изменениями температуры в любой точке тела. Так, для случая однородной плоской стенки уравнение имеет вид:

$$c\rho \frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial x} \right).$$

При постоянном значении теплоемкости c , плотности ρ , коэффициента теплопроводности λ , уравнение упрощается:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 t}{\partial x^2},$$

$$a = \frac{\lambda}{c_v \rho} \text{ - коэффициент температуропроводности, } m^2/c.$$

Физический смысл этого коэффициента означает, что тела, имеющие большее значение температуропроводности, нагреваются (охлаждаются) быстрее по сравнению с телами, имеющими меньшее значение этого коэффициента.

Рассмотрим однородную плоскую стенку толщиной δ , м, коэффициент теплопроводности материала которой постоянен λ , Вт/(м·град), (см. рис.1). Будем считать, что на обеих сторонах стенки заданы постоянные температуры t_1 и t_2 (граничные условия I рода). Температура изменяется только по направлению оси x . В этом случае температурное поле считается одномерным, а изотермические поверхности плоские и располагаются перпендикулярно оси x . Величина теплового потока в каждом сечении стенки имеет постоянное значение.

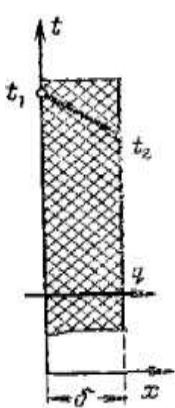


Рис. 1. Схема однослоиной плоской стенки

При стационарном режиме температурное поле не зависит от времени, соответственно дифференциальное уравнение теплопроводности для плоской стенки, примет вид:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial x} \right) = 0.$$

Для конечных размеров стенки тепловой поток через плоскую стенку:

$$Q = qF(t_1 - t_2), \text{ Вт}.$$

Плотность теплового потока через стенку рассчитывается так:

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

Здесь:

q – плотность теплового потока, Вт/м²;

λ/δ - тепловая проводимость, $Bm/(m^2 \cdot \text{град})$;

$\delta/\lambda = R$ – термическое сопротивление ($m^2 \cdot \text{град}$)/ Bm ;

F - площадь поверхности плоской стенки, m^2 .

Значение текущей температуры в однородной неограниченной стенке толщиной δ при $\lambda=const$ определяется выражением:

$$t_i = t_1 + (t_2 - t_1) \frac{x_i}{\delta},$$

где x_i – текущая координата, при которой определяется температура t_i , $0 < x < \delta$.

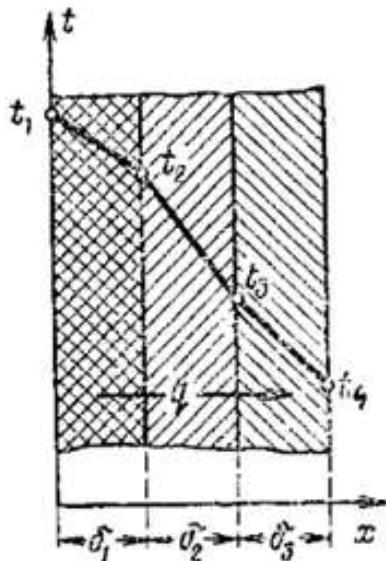


Рис. 2. Схема однослоиной плоской стенки

В случае многослойной стенки, приведенной на рис. 2, для расчета теплового потока используется формула вида:

$$q = \frac{t_1 - t_4}{R}.$$

Здесь суммарное термическое сопротивление при $n=3$ – слоев стенки запишется в виде:

$$R = \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right).$$

Общая формула, для удельного теплового потока при произвольном количестве слоев стенки:

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

Многослойную стенку (см. рис. 2) можно представить как однослоиную стенку толщиной Δ эквивалентным коэффициентом теплопроводности $\lambda_{\text{экв}}$:

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

тогда

$$\lambda_{\text{экв}} = \frac{\Delta}{\left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right)} = \frac{\delta_1 + \delta_2 + \delta_3}{\left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right)}.$$

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

Из приведенных выше выражений видно, что даже слой небольшой толщины изолятора (слой воздуха или окислов на поверхности металла имеющих малую величину коэффициента теплопроводности) может повлиять на общую способность многослойной стенки проводить тепло.

Распределение температуры в однородной неограниченной стенке цилиндра с внутренним радиусом r_1 и наружным радиусом r_2 при $\lambda=const$ приведены на рис.3а, а для многослойной стенки рис.3б.

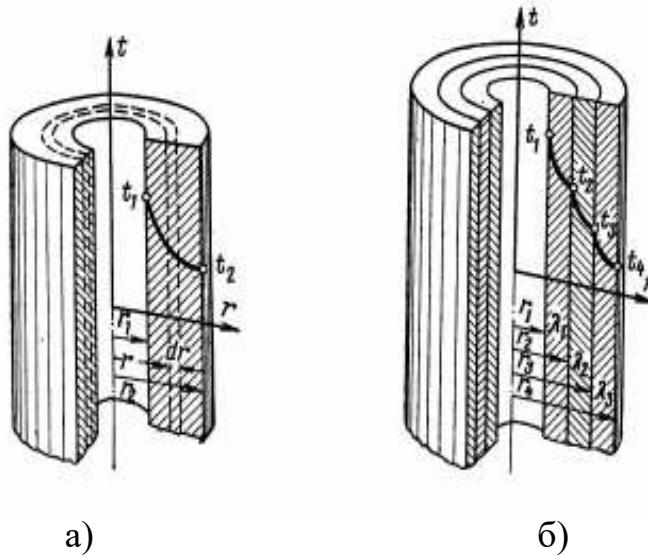


Рис. 3. Схема однослоиной цилиндрической стенки

Приняв во внимание допущения принятые для случая плоской стенкой, дифференциальное уравнение теплопроводности для стенки цилиндра рис. 3а, примет вид:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda \frac{\partial t}{\partial r} \right) = 0.$$

Для конечных размеров стенки, тепловой поток через цилиндрическую стенку рассчитывается так:

$$Q = \frac{2\pi\lambda l(t_1 - t_2)}{\ln \frac{r_2}{r_1}}, \text{ Bm.}$$

Если тепловой поток отнести к единице длины цилиндра, к внутренней площади поверхности цилиндрической стенки или внешней площади поверхности цилиндрической стенки, то получим формулы для расчета удельного теплового потока, соответственно:

$$\frac{Q}{l} = q_l = \frac{2\pi(t_1 - t_2)}{\frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1}}, \text{ Bm/m.}$$

$$\frac{Q}{F_1} = q_1 = \frac{(t_1 - t_2)}{\frac{1}{\lambda} r_1 \ln \frac{r_2}{r_1}}, \text{ Bm/m}^2.$$

$$\frac{Q}{F_2} = q_2 = \frac{(t_1 - t_2)}{\frac{1}{\lambda} r_2 \ln \frac{r_2}{r_1}}, \text{ Bm/m}^2.$$

Здесь

$F_1 = \pi 2r_1 l$ - площадь внутренней поверхности цилиндрической стенки;

$F_2 = \pi 2r_2 l$ - площадь внутренней поверхности цилиндрической стенки.

Так как площади наружной и внутренней поверхности цилиндра различны, то и значение плотностей теплового потока так же различны. Между ними существует взаимосвязь вида:

$$q_l = \pi 2r_1 q_1 = \pi 2r_2 q_2.$$

Формулы справедливы для обоих случаев, когда тепловой поток направлен как от наружной поверхности к внутренней, так и в обратном направлении.

Значение текущей температуры t_i в однородной неограниченной цилиндрической стенке рис. 3а, при $\lambda = \text{const}$ определится выражением:

$$t_i = t_1 + (t_2 - t_1) \frac{\ln \frac{r_i}{r_1}}{\ln \frac{r_2}{r_1}},$$

где r_i – текущая координата, в которой определяется температура t_i , $r_1 < r_i < r_2$.

В случае многослойной стенки, рис. 3б для расчета линейного теплового потока используется формула вида:

$$q_l = \frac{2\pi(t_1 - t_4)}{R}, \text{ Bm/m.}$$

Здесь R - суммарное термическое сопротивление $n=3$ – слоев стенки:

$$R = \left(\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{r_3}{r_2} + \frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{r_4}{r_3} \right).$$

Значение неизвестных температур многослойной стенки t_2 и t_3 , рис. 3б можно рассчитать так:

$$t_2 = t_1 - \frac{q_l}{2\pi \lambda_1} \frac{1}{\ln \frac{r_2}{r_1}}.$$

$$t_3 = t_2 - \frac{q_l}{2\pi} \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{r_3}{r_2} = t_4 + \frac{q_l}{2\pi} \frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{r_4}{r_3}.$$

Для общего случая, когда количество слоев стенки n произвольно, уравнение для удельного линейного теплового потока примет вид:

$$q_l = \frac{2\pi(t_i - t_{i+1})}{\sum_i^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{r_{i+1}}{r_i}}.$$

Удельный тепловой поток, приведенный к площади поверхности, в общем случае для произвольных n слоев стенки определится так:

$$\frac{Q}{F_i} = q_i = \frac{(t_i - t_{i+1})}{\sum_i^n \frac{1}{\lambda_i} r_i \ln \frac{r_{i+1}}{r_i}}, \text{ Вт/м}^2.$$

Условия выполнения задания

Теплота газообразных продуктов горения топлива передается через стенку котла кипящей воде. На поверхности стенки заданы граничные условия третьего рода. Температура газов t_{f1} , °C; температура воды t_{f2} , °C; коэффициент теплоотдачи от газов к стенке α_1 , Вт/(м²·град); коэффициент теплоотдачи от стенке к воде α_2 , Вт/(м²·град).

Требуется определить термические сопротивления R , (м²·град)/Вт коэффициенты теплопередачи h , Вт/(м²·град) и количество теплоты q , Вт/м², передаваемое от газов к воде через стенку для следующих случаев:

- стенка стальная, совершенно чистая, толщина δ_2 , мм; $\lambda_2 = 50$ Вт/(м·град);
- стенка стальная, со стороны воды покрыта слоем накипи толщиной δ_3 , мм; $\lambda_3 = 2,0$ Вт/(м·град);
- случай (б), дополнительное условие: на поверхности накипи имеется слой масла толщиной δ_4 , мм; $\lambda_4 = 0,1$ Вт/(м·град);
- случай (в), дополнительное условие: со стороны газов стенка покрыта слоем сажи толщиной δ_1 , мм; $\lambda_1 = 0,2$ Вт/(м·град).

Считая, что стенка котла плоская определить количество теплоты для случаев б), в) и г) процентах, приняв для случая а) за 100%.

Определить температуру t , °C, всех слоев стенки для случая г).

Считая, что стенка котла цилиндрическая и внешний радиус металлической цилиндрической стенки $r_1 = 100$ мм, а длина $l = 1$ м выполнить те же расчеты для цилиндрической стенки. Сопоставить значения температур для случая плоской и цилиндрической стенок.

Примем за единицу изменения температуры град температуру по шкале Цельсия °C.

Варианты задания приведены в таблице 1.

Таблица.1

Варианты заданий

№ задачи	1	2	3	4	5	6	7	8
	t_{f1} , °C	t_{f2} , °C	α_1 , $Bm/(m^2 \cdot \text{°C})$	α_2 , $Bm/(m^2 \cdot \text{°C})$	δ_1 , мм	δ_2 , мм	δ_3 , мм	δ_4 , мм
1	1200	220	160	3500	1	16	10	1
2	1100	200	150	3000	2	14	5	0.5
3	1000	180	140	2500	1	12	4	1
4	900	160	130	2000	2	10	3	0.5
5	800	140	120	1500	1	8	2	1
6	850	150	60	1000	2	12	10	0.5
7	950	160	70	2000	1	14	9	1
8	1050	170	80	3000	2	16	8	0.5
9	1150	180	90	4000	1	18	7	1
10	1250	190	100	5000	2	20	6	0.5
11	900	225	50	1000	1	14	7	1
12	800	200	40	980	2	13	6	0.5
13	700	175	30	960	1	12	5	1
14	600	150	20	940	2	11	4	0.5
15	500	125	10	920	1	10	3	1
16	575	110	55	2200	2	22	8	0.5
17	675	120	50	2100	1	24	7	1
18	775	130	45	2000	2	26	6	1
19	875	140	40	1900	1	23	5	0.5
20	975	150	35	1800	2	30	4	1
21	1000	100	40	3000	1	10	2	0.5
22	900	125	50	4000	2	12	3	1
23	1050	135	60	3500	1	14	5	0.5
24	950	150	45	4500	2	16	6	1
25	800	200	55	2000	0,5	18	7	0.5
26	850	210	65	2100	1	20	5	1
27	975	175	42	3100	2	22	8	0,5
28	400	100	15	1000	0,5	10	5	1
29	500	120	20	1250	1	12	8	0,5
30	600	140	25	1500	1,5	15	4	1

Пример выполнения задания

В качестве исходных данных выберем из таблицы 1 исходные значения параметров к заданию №1.

Температура газов $t_{f1}=1200$ °C;

Температура воды $t_{f2}=220$ °C;

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке $\alpha_1=160$ $Bm/(m^2 \cdot \text{°C})$;

Коэффициент теплоотдачи от стенке к воде $\alpha_2=3500$ $Bm/(m^2 \cdot \text{°C})$.

Для случая плоской стенки

- a) $\delta_2 = 16 \text{ мм}, \lambda_2 = 50 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{°C})$;
- б) $\delta_3 = 10 \text{ мм}, \lambda_3 = 2,0 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{°C})$;
- в) $\delta_4 = 1 \text{ мм}, \lambda_4 = 0,1 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{°C})$;
- г) $\delta_1 = 1 \text{ мм}, \lambda_1 = 0,2 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{°C})$.

Термические сопротивление, R , $(\text{м}^2 \cdot \text{°C})/\text{Вт}$:

со стороны горячих газов: $R_1 = 1/\alpha_1 = 1/160 = 0,00625$;

со стороны кипящей воды: $R_2 = 1/\alpha_2 = 1/3500 = 0,000285$;

стальной стенки котла: $R_3 = \delta_2/\lambda_2 = 0,016/50 = 0,00032$;

слоя накипи: $R_4 = \delta_3/\lambda_3 = 0,01/2 = 0,005$;

слоя масла: $R_5 = \delta_4/\lambda_4 = 0,001/0,1 = 0,01$;

слоя сажи: $R_6 = \delta_1/\lambda_1 = 0,001/0,2 = 0,005$;

Коэффициент теплопередачи h , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$:

а) чистой стальной стенки:

$$h = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3} = \frac{1}{0,00625 + 0,000285 + 0,00032} = 146;$$

б) при наличии слоя накипи:

$$h = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3 + R_4} = \frac{1}{0,00625 + 0,000285 + 0,00032 + 0,005} = 84,3;$$

в) при наличии слоя масла:

$$h = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5} = \frac{1}{0,00625 + 0,000285 + 0,00032 + 0,005 + 0,01} = 45,8;$$

г) при наличии слоя сажи:

$$h = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5 + R_6} = \frac{1}{0,00625 + 0,000285 + 0,00032 + 0,005 + 0,01 + 0,005} = 37,2.$$

Количество теплоты $q, Bm/m^2$, определится для следующих случаев так:

а) чистой стальной стенки:

$$q = h \cdot (t_{f1} - t_{f2}) = 146 \cdot (1200 - 220) = 143080; \quad 100\%$$

б) при наличии слоя накипи:

$$q = h \cdot (t_{f1} - t_{f2}) = 84,3 \cdot (1200 - 220) = 82614; \quad 57,7\%$$

в) при наличии слоя масла:

$$q = h \cdot (t_{f1} - t_{f2}) = 45,8 \cdot (1200 - 220) = 44884; \quad 31,4\%$$

г) при наличии слоя сажи:

$$q = h \cdot (t_{f1} - t_{f2}) = 37,2 \cdot (1200 - 220) = 36456. \quad 25,4\%$$

Температуры всех слоев стенки для случая г), $t_i, ^\circ C$:

$$t_1 = t_{f1} - q \cdot R_1 = 1200 - 36456 \cdot 0,00625 = 972,2;$$

$$t_2 = t_{f1} - q \cdot (R_1 + R_6) = 1200 - 36456 \cdot (0,00625 + 0,005) = 789,9;$$

$$t_3 = t_{f1} - q \cdot (R_1 + R_6 + R_3) = 1200 - 36456 \cdot (0,00625 + 0,005 + 0,00032) = 778,2;$$

$$t_4 = t_{f1} - q \cdot (R_1 + R_6 + R_3 + R_4) = 1200 - 36456 \cdot (0,00625 + 0,005 + 0,00032 + 0,005) = 595,9;$$

$$t_5 = t_{f1} - q \cdot (R_1 + R_6 + R_3 + R_4 + R_5) = 1200 - 36456 \cdot (0,00625 + 0,005 + 0,00032 + 0,005 + 0,01) = 231,4.$$

Для случая цилиндрической стенки

Внешний радиус металлической цилиндрической стенки $r_1 = 100 \text{ мм}$.

а) внутренний радиус металлической цилиндрической стенки:

$$r_2 = r_1 - \delta_2 = 100 \text{ мм} - 16 \text{ мм} = 84 \text{ мм}, \text{ где } \delta_2 = 16 \text{ мм}, \lambda_2 = 50 \text{ Bm}/(\text{м} \cdot ^\circ \text{C});$$

б) внутренний радиус с учетом слоя накипи:

$$r_3 = r_1 - \delta_3 = 84 \text{ мм} - 10 \text{ мм} = 74 \text{ мм}, \text{ где } \delta_3 = 10 \text{ мм}, \lambda_3 = 2,0 \text{ Bm}/(\text{м} \cdot ^\circ \text{C});$$

в) внутренний радиус с учетом слоя масла:

$$r_4 = r_3 - \delta_4 = 74 \text{ мм} - 1 \text{ мм} = 73 \text{ мм}, \text{ где } \delta_4 = 1 \text{ мм}, \lambda_4 = 0,1 \text{ Bm}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C});$$

г) внешний радиус трубы с учетом слоя сажи:

$$r_0 = r_1 + \delta_1 = 100 \text{ мм} + 1 \text{ мм} = 101 \text{ мм}, \text{ где } \delta_1 = 1 \text{ мм}, \lambda_1 = 0,2 \text{ Bm}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C}).$$

Термические сопротивление, R , $(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Bm}$:

$$\text{со стороны горячих газов: } R_1 = 1/\alpha_1 = 1/160 = 0,00625;$$

$$\text{со стороны кипящей воды: } R_2 = 1/\alpha_2 = 1/3500 = 0,000285;$$

$$\text{слоя масла: } R_5 = \frac{1}{\lambda_4} r_4 \ln \frac{r_3}{r_4} = \frac{1}{0,1} \cdot 73 \cdot 10^{-3} \cdot \ln \frac{74}{73} = 0,01;$$

$$\text{слоя накипи: } R_4 = \frac{1}{\lambda_3} r_3 \ln \frac{r_2}{r_3} = \frac{1}{2} \cdot 74 \cdot 10^{-3} \cdot \ln \frac{84}{74} = 5,324 \cdot 10^{-3};$$

$$\text{стальной стенки котла: } R_3 = \frac{1}{\lambda_2} r_2 \ln \frac{r_1}{r_2} = \frac{1}{50} \cdot 84 \cdot 10^{-3} \cdot \ln \frac{100}{84} = 3,487 \cdot 10^{-4};$$

$$\text{слоя сажи: } R_6 = \frac{1}{\lambda_1} r_1 \ln \frac{r_0}{r_1} = \frac{1}{0,2} \cdot 100 \cdot 10^{-3} \cdot \ln \frac{101}{100} = 5,025 \cdot 10^{-3};$$

Коэффициент теплопередачи через цилиндрическую стенку h , $\text{Bm}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$:

а) чистой стальной стенки:

$$h = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3} = \frac{1}{0,00625 + 0,000285 + 3,487 \cdot 10^{-4}} = 145,271;$$

б) при наличии слоя накипи:

$$h = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3 + R_4} = \frac{1}{0,00625 + 0,000285 + 3,487 \cdot 10^{-4} + 5,324 \cdot 10^{-3}} = 81,916;$$

в) при наличии слоя масла:

$$h = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5} = \frac{1}{0,00625 + 0,000285 + 3,487 \cdot 10^{-4} + 5,324 \cdot 10^{-3} + 0,01} = 45,029$$

ε) при наличии слоя сажи:

$$h = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5 + R_6} =$$

$$= \frac{1}{0,00625 + 0,000285 + 3,487 \cdot 10^{-4} + 5,324 \cdot 10^{-3} + 0,01 + 5,025 \cdot 10^{-3}} = 36,721.$$

Количество теплоты $q, Bm/m^2$, определится для следующих случаев так:

а) чистой стальной стенки:

$$q = h(t_{f1} - t_{f2}) = 145,271 \cdot (1200 - 220) = 142400; \quad 100\%$$

б) при наличии слоя накипи:

$$q = h(t_{f1} - t_{f2}) = 81,916(1200 - 220) = 80280; \quad 56,37\%$$

в) при наличии слоя масла:

$$q = h(t_{f1} - t_{f2}) = 45,029(1200 - 220) = 44130; \quad 30,99\%$$

г) при наличии слоя сажи:

$$q = h(t_{f1} - t_{f2}) = 36,721(1200 - 220) = 35990. \quad 25,27\%$$

Температуры всех слоев стенки для случая ε), $t_i, ^\circ C$:

$$t_1 = t_{f1} - qR_1 = 1200 - 35990 \cdot 0,00625 = 975,063;$$

$$t_{w2} = t_{f1} - q(R_1 + R_6) = 1200 - 35990(0,00625 + 5,025 \cdot 10^{-3}) = 794,213;$$

$$t_{w3} = t_{f1} - q(R_1 + R_6 + R_3) = 1200 - 35990(0,00625 + 5,025 \cdot 10^{-3} + 3,487 \cdot 10^{-4}) =$$

$$= 781,663;$$

$$t_{w4} = t_{f1} - q(R_1 + R_6 + R_3 + R_4) =$$

$$1200 - 35990(0,00625 + 5,025 \cdot 10^{-3} + 3,487 \cdot 10^{-4} + 5,324 \cdot 10^{-3}) = 590,052;$$

$$t_{w5} = t_{f1} - q(R_1 + R_6 + R_3 + R_4 + R_5) =$$

$$1200 - 35990(0,00625 + 0,005 + 0,00032 + 0,005 + 0,01) = 230,152.$$

По окончании расчетов построим график распределения температур по слоям плоской стенки. На этом же графике необходимо отобразить значение

температур для цилиндрической стенки. Пример построение в Excel приведен ниже (см. рис. 4 - 7).



S	T	U	V	W	X	Y
		del	t	deli		
		-1	1200			t_{f1}
		0	972,2	0		t_{w1}
del ₁		0,001	789,9	0,001		t_{w2}
del ₁ +del ₂		0,017	778,2	0,016		t_{w3}
del ₁ +del ₂ +del ₃		0,027	595,9	0,01		t_{w4}
del ₁ +del ₂ +del ₃ +del ₄		0,028	231,4	0,001		t_{w5}
		1	220			t_{f2}

Рис. 4. Пример записи для построения графика температур в плоской стенке в Excel

Распределение температуры по слоям стенки

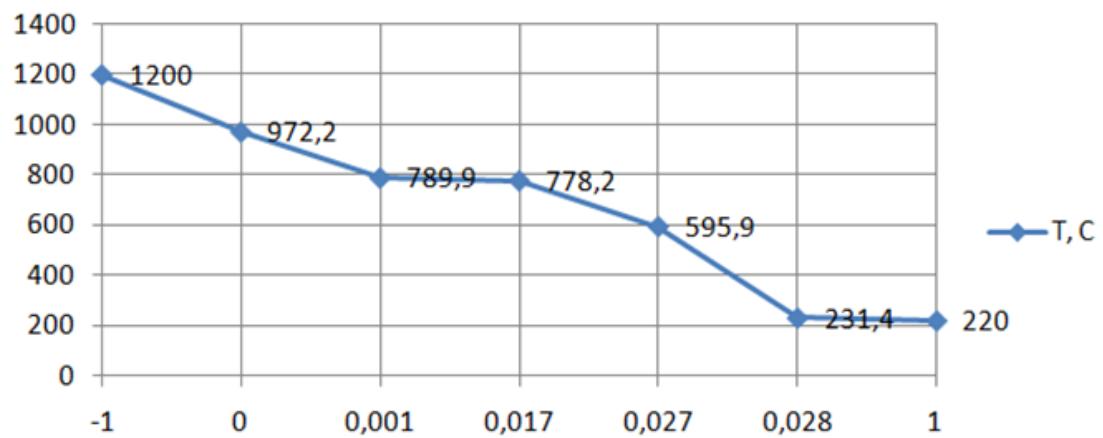


Рис. 5. График распределения температур в плоской стенке

R	S	T	U	V	W	X	Y
			толщина стенки	температура плоской стенки	толщина слоев стенки		температура цилиндрической стенки
			del	t	deli		t
		-1		1200			t_{f1}
		0		972,2	0	t_{w1}	975,063
	del ₁		0,001	789,9	0,001	t_{w2}	794,213
	del ₁ +del ₂		0,017	778,2	0,016	t_{w3}	781,663
	del ₁ +del ₂ +del ₃		0,027	595,9	0,01	t_{w4}	590,052
	del ₁ +del ₂ +del ₃ +del ₄		0,028	231,4	0,001	t_{w5}	230,152
		1		220		t_{f2}	220

Рис. 6. Пример записи для построения графика температур плоской и цилиндрической стенки в Excel

Распределение температуры по слоям стенки

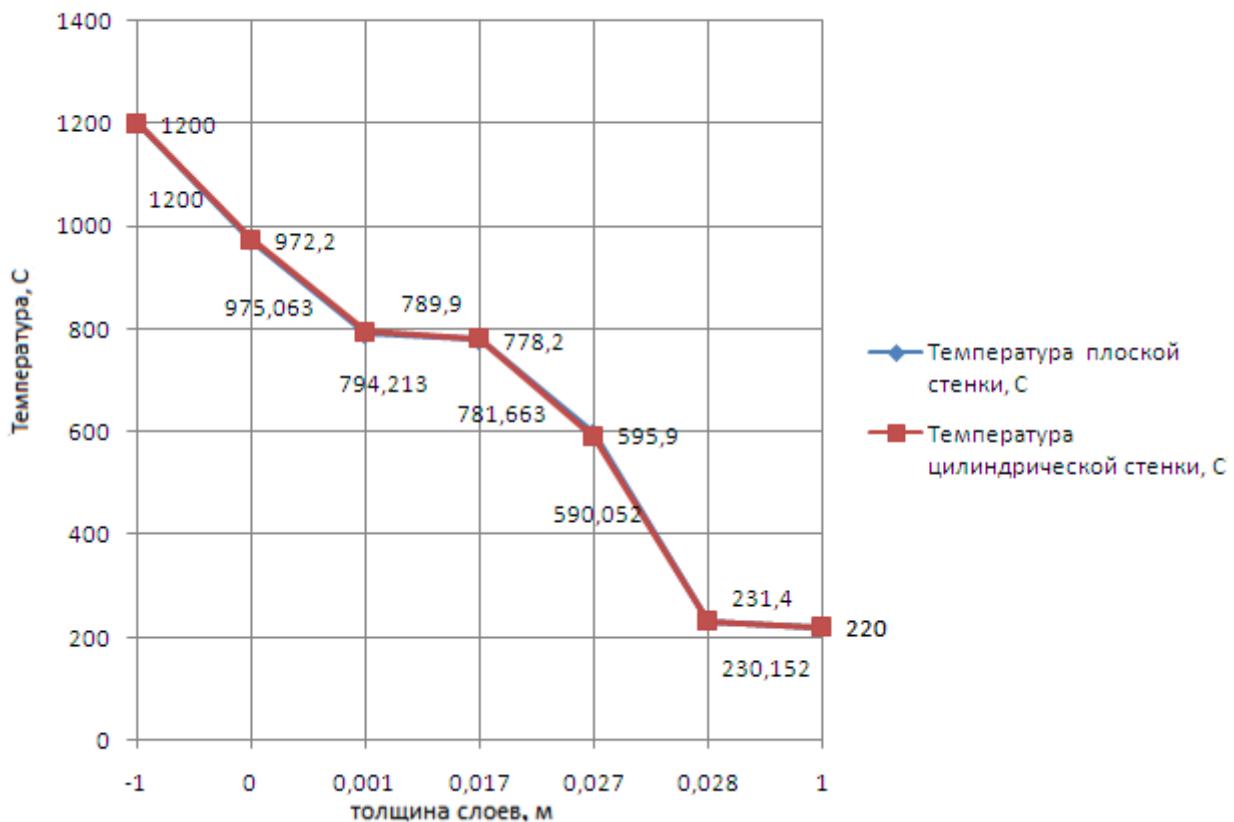


Рис. 7. График распределения температур в плоской и цилиндрической стенках

Сделать заключение по работе.

Задание № 2. Конвективный теплообмен

Цель работы Ознакомиться на практическом примере с методикой расчета параметров конвективного теплообмена при течении жидкости в трубе.

Методические указания к выполнению задания

Передача теплоты конвекцией осуществляется перемещением неравномерно нагретых макрообъемов жидкости или газа друг относительно друга под действием сил различной природы.

В общем случае *конвективным переносом* называют перенос количества движения, теплоты и вещества в среде с неравномерным распределением скорости, температуры и концентрации вещества. Перенос теплоты конвекцией происходит намного интенсивнее, чем теплопроводностью, поскольку порции энергии, непереносимые макрообъемами, неизмеримо больше порций энергии, которые могут быть перенесены отдельными молекулами. В то же время, движение макрообъемов всегда сопровождается движением отдельных молекул, т.е. перенос тепла конвекцией всегда включает и теплопроводность. Такой совместный перенос тепла на макро- и микроуровнях называется *конвективным теплообменом*. Его интенсивность зависит от причин возникновения движения жидкости или газа; в этом отношении различают свободную и вынужденную конвекцию. *Свободная конвекция* обусловлена наличием разности плотностей в поле массовых сил (например, термогравитационная конвекция за счет разности плотностей нагретых и холодных слоев). *Вынужденная конвекция* вызывается каким-либо источником движения (насосом, компрессором и т.п.).

Обычно в технических расчетах определяется конвективный теплообмен между жидкостью (газом) и твердой стенкой, называемый теплоотдачей. Процесс теплоотдачи принято описывать *уравнением Ньютона–Рихмана*:

$$Q = \pm \bar{\alpha} (t_f - t_w) \cdot A.$$

Здесь, если $t_f > t_w$ то знак "+"; если $t_f < t_w$ то знак "-";

$\bar{\alpha}$ - средний коэффициент теплоотдачи, $Вт/(м^2 \cdot град)$;

t_f - средняя температура среды, *град*;

t_w - средняя температура поверхности, *град*;

A - площадь поверхности теплообмена, $м^2$.

В отличие от коэффициента теплопроводности, коэффициент теплоотдачи не является теплофизическими параметром, а зависит от многих факторов, в частности от физических свойств сред, гидродинамических условий взаимодействия среды и поверхности теплообмена, направленности потока относительно поверхности тела; геометрических условий, определяющих размеры тела, форму, качество обработки поверхности теплообмена, пространственная ориентация потока среды относительно поверхности теплообмена и др.

При ламинарном вынужденном режиме течения жидкости в горизонтальной трубе (без учета свободной конвекции) $Re \leq 2300$ средний коэффициент теплоотдачи $\bar{\alpha}_1$ рассчитывают по критериальному уравнению вида [7]:

$$\bar{Nu}_{f1} = 1,4 \left(Re_{f1} \frac{d_1}{l} \right)^{0,4} Pr_{f1}^{0,33} \left(\frac{Pr_{f1}}{Pr_w} \right)^{0,25} .$$

При турбулентном вынужденном режиме течения жидкости в горизонтальной трубе (без учета свободной конвекции) $Re > 2300$ средний коэффициент теплоотдачи $\bar{\alpha}_1$ рассчитывают по критериальному уравнению вида [7]:

$$\bar{Nu}_{f1} = 0,021 Re_{f1}^{0,4} Pr_{f1}^{0,43} \left(\frac{Pr_{f1}}{Pr_w} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l .$$

Здесь

$\bar{Nu}_{f1} = \frac{\bar{\alpha}_1 \cdot d_1}{\lambda_{f1}}$ - среднее значение критерия Нуссельта для потока среды;

$Re_{f1} = \frac{w_{f1} \cdot d_1}{v_{f1}}$ - критерий Рейнольдса для потока среды;

$Pr_{f1} = \frac{v_{f1} C_{pf1} \rho_{f1}}{\lambda_{f1}}$ - критерий Прандтля для среды;

λ_{f1} - коэффициент теплопроводности среды, $Bm/(m \cdot \text{град})$;

v_{f1} - кинематический коэффициент вязкости среды, m^2/c ;

w_{f1} - скорость потока, m/c ;

d_1 - внутренний диаметр трубы, m ;

Pr_{f1}, Pr_w - критерий Прандтля для среды при средней температуре среды и стенки соответственно.

Коэффициент ε_l учитывает изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы. Так как в исходных вариантах $l/d_1 > 50$ то $\varepsilon_l = 1$. Если $l/d_1 < 50$ то значение ε_l следует выбирать согласно рекомендациям в справочной литературе, например [7].

Для случая теплообмена горизонтальной трубы свободной конвекцией с окружающей средой в неограниченном объеме, рекомендована формула М.А. Михеева, [7]:

$$\bar{Nu}_{f2} = c \cdot (Gr_{f2} Pr_{f2})^n = c \cdot Ra_{f2}^n.$$

Здесь

$$Gr_{f2} = \beta \frac{gd_2^3}{\nu_{f2}^2} \Delta t \text{ - критерий Грасгофа;}$$

$\beta = 1/(273 + t)$ - коэффициент объемного расширения среды, $1/град$;

g - ускорение свободного падения, $м/с^2$;

d_2 - характерный размер (при охлаждении внешней поверхности трубы - внешний диаметр), $м$;

ν_{f2} - кинематический коэффициент вязкости среды, $м^2/с$;

Δt - разность температур нагретой поверхности стенки и среды, $град$;

Pr_{f2} - критерий Прандтля среды;

c, n - числовые коэффициенты.

Экспериментально установлено, что существуют три режима переноса теплоты в зависимости от произведения $Gr_{f2} Pr_{f2}$, которое еще называют числом Рэлея $Ra_{f2} = Gr_{f2} Pr_{f2}$:

Параметры	Режим		
	1	2	3
Ra_{f2}	$10^{-3} - 5 \cdot 10^2$	$5 \cdot 10^2 - 2 \cdot 10^7$	$2 \cdot 10^7 - 10^{13}$
c	1,18	0,54	0,135
n	1/8	1/4	1/3

При первом режиме теплообмен слабо зависит от Ra_{f2} и теплота переносится в основном теплопроводностью.

При втором режиме существует ламинарный пограничный слой, и теплота переносится в основном свободной конвекцией при ламинарном движении жидкости.

При третьем режиме теплота переносится свободной конвекции при турбулентном режиме движения среды.

Условия выполнения задания

Поток "горячей" воды движется со скоростью w_{f1} , m/c внутри горизонтальной трубы, имеющей круглое проходное сечение, диаметром d_1 , $мм$ толщину стенки δ , $мм$ длину l , $м$. Материал стенки характеризуется коэффициентом теплопроводности λ_w , $Bm/(м\cdot град)$. Темплота посредством вынужденной конвекции передается от потока "горячей" воды со средней температурой t_{f1} к внутренней стенки трубы, затем проходит через стенку и отводится от внешней поверхности стенки посредством свободной конвекции "холодному" окружающему воздуху со средней температурой $t_{f2} = 20$ $^{\circ}C$. Необходимо определить средние значение коэффициент теплоотдачи $\bar{\alpha}_1$, $Bm/(м^2\cdot град)$ от потока "горячей" воды к внутренней поверхности стенки и коэффициент теплоотдачи $\bar{\alpha}_2$, $Bm/(м^2\cdot град)$ от наружной стенки к "холодному" воздуху, величину линейного коэффициента теплопередачи h_l , $Bm/(м\cdot град)$, удельного теплового потока q_l , Bm/m переданного одним метром трубы и величину теплового потока Q , Bm переданного всей трубой. Считать течение в трубе развитым, а внешнее давление равное атмосферному. Примем за единицу изменения температуры $град$ температуру по шкале Цельсия $^{\circ}C$. Варианты задания приведены в таблице 2.

Таблица. 2

Варианты заданий

$\#$	d_1 , $мм$	δ , $мм$	l , $м$	λ_w $Bm/(м\cdot ^{\circ}C)$	w_{f1} , m/c	t_{f1} , $^{\circ}C$
1	20	2,5	1,2	30	0,2	50
2	30	2,0	1,7	35	0,3	60
3	46	2,5	2,6	40	0,5	70
4	64	2,5	3,7	25	0,4	80
5	100	2,0	5,8	38	0,6	90
6	20	2,0	1,2	35	0,5	85
7	30	2,0	1,7	45	0,4	95
8	48	2,5	2,8	36	0,9	65
9	60	2,1	3,5	50	1,2	55
10	90	2,3	5,2	52	1,4	85
11	20	2,6	1,2	25	1,6	95
12	35	2,8	2,0	36	1,8	75
13	45	2,1	2,6	45	1,0	65
14	70	2,5	4,0	27	0,8	80

Продолжение таблицы. 2

15	85	2,7	4,9	23	0,6	90
16	25	2,2	1,4	35	0,7	70
17	35	2,5	2,0	48	0,9	95
18	60	2,8	3,5	52	1,1	60
19	75	2,9	4,3	36	1,25	90
20	30	2,0	1,7	23	1,15	80
21	40	2,4	2,3	48	0,8	65
22	50	2,7	2,9	28	0,6	75
23	60	2,6	3,5	35	0,4	65
24	70	2,4	4,0	36	0,2	85
25	80	2,5	4,6	49	1,3	95
26	90	3,3	5,2	39	1,5	85
27	100	2,9	5,8	47	0,7	75
28	85	3,5	4,9	22	0,3	95
29	75	4,0	4,3	39	0,4	65
30	80	2,2	4,6	25	0,5	85

Пример выполнения задания

В качестве исходных данных выберем из таблицы 2 исходные значения параметров варианта №1.

Скоростью потока "горячей" воды $w_{f1} = 0,2 \text{ м/с}$.

Внутренний диаметр горизонтальной трубы круглого проходного сечения $d_1 = 20, \text{мм} = 0,02 \text{ м}$.

Толщина стенки трубы $\delta = 2,5 \text{ мм} = 0,0025 \text{ м}$.

Длина трубы $l = 2 \text{ м}$.

Коэффициент теплопроводности материала стенки трубы $\lambda_w = 30 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{°C})$.

Средняя температура потока "горячей" воды $t_{f1} = 50 \text{ °C}$.

Средняя температура "холодного" окружающего воздуха $t_{f2} = 20 \text{ °C}$.

По заданному среднему значению температуры воды находим из таблицы П.1 значений её теплофизических свойств.

$t_{f1}, \text{ °C}$	$\rho_{f1}, \text{ кг}/\text{м}^3$	$c_{pf1}, \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{°C})$	$\lambda_{fl}, \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{°C})$	$\nu_{f1} \cdot 10^6, \text{ м}^2/\text{с}$	Pr_{fl}
50	988,1	4174	0,648	0,556	3,54

Примем, что среднее значение температуры стенки равно среднему арифметическому значению температур сред:

$$t_w = \frac{t_{f1} + t_{f2}}{2} = \frac{50 + 20}{2} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

При средней температуре стенки $t_w = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$ критерий Прандтля для воды, принимаем из таблицы приложения П.1, $Pr_w = 4,87$.

Средние значение коэффициент теплоотдачи $\bar{\alpha}_1, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$ от потока "горячей" воды к внутренней поверхности стенки следует рассчитывать по формулам для вынужденной конвекции и с учетом режима течения сред.

Для этого необходимо произвести расчет числа Рейнольдса и определиться с режимом течения воды в трубе:

$$Re_{f1} = \frac{w_{f1} \cdot d_1}{\nu_{f1}} = \frac{0,2 \cdot 0,02}{0,556 \cdot 10^{-6}} = 7194.$$

Так как $Re_{f1} > 2300$ - режим течения турбулентный, поэтому расчет среднего значения критерия Нуссельта ведем по формуле для турбулентного режима течения потока воды:

$$\bar{Nu}_{f1} = 0,021 \cdot 7194^{0,4} \cdot 3,54^{0,43} \left(\frac{3,54}{4,87} \right)^{0,25} = 1,17.$$

Откуда

$$\bar{\alpha}_1 = \frac{\bar{Nu}_{f1} \cdot \lambda_{f1}}{d_1} = \frac{1,17 \cdot 0,648}{0,02} = 38.$$

Коэффициент теплоотдачи $\bar{\alpha}_2, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$ от наружной стенки к "холодному" воздуху следует определять используя формулу для свободной конвекции и с учетом режима течения сред. Для этого необходимо произвести расчет числа Рэлея и определиться с режимом течения воздуха.

По известному среднему значению температуры воздуха $t_{f2} = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$ находим из таблицы П.2, значений его теплофизических свойств:

$t_{f2}, \text{ } ^\circ\text{C}$	$\rho_{f2}, \text{ кг}/\text{м}^3$	$c_{pf2}, \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{град})$	$\lambda_{f2}, \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{град})$	$\nu_{f2} \cdot 10^6, \text{ м}^2/\text{с}$	Pr_{f2}
20	1,205	1009	0,0259	15,06	0,703

Коэффициент объемного расширения среды $\beta_{f2} = 1/(273 + 20) = 0,0034 \text{ 1/град.}$

Примем разность температур нагретой поверхности стенки и среды равное разности средних температур нагретой стенки и "холодного" воздуха:

$$\Delta t = 35 - 20 = 15 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Внешний диаметр охлаждаемой горизонтальной трубы:

$$d_2 = d_1 + 2 \cdot \delta = 0,02 + 2 \cdot 0,0025 = 0,025 \text{ м,}$$

тогда критерий Грасгофа:

$$Gr_{f2} = \beta_{f2} \frac{gd_2^3}{\nu_{f2}^2} \Delta t = 0,0034 \cdot \frac{9,81 \cdot 0,025^3}{(15,06 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 15 = 3,46 \cdot 10^4$$

критерий Рэлея: $Ra_{f2} = Gr_{f2} \cdot Pr_{f2} = 3,46 \cdot 10^4 \cdot 0,703 = 2,45 \cdot 10^4$.

Полученное значение числа Рэлея соответствует второму режиму течения (см. методические указания к заданию), следовательно:

$$\bar{Nu}_{f2} = 0,54 \cdot (2,45 \cdot 10^4)^{\frac{1}{4}} = 6,75.$$

Откуда

$$\bar{\alpha}_2 = \frac{\bar{Nu}_{f2} \cdot \lambda_{f2}}{d_2} = \frac{6,75 \cdot 0,0259}{0,025} = 7.$$

Величина линейного коэффициента теплопередачи $h_l, \text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$:

$$h_l = \frac{\pi}{\frac{1}{\bar{\alpha}_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_w} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\bar{\alpha}_2 d_2}} = \frac{\pi}{\frac{1}{38 \cdot 0,02} + \frac{1}{2 \cdot 30} \ln \frac{0,025}{0,02} + \frac{1}{7 \cdot 0,025}} = 0,446.$$

Величина теплового потока, переданного одним метром трубы $q_l, \text{Вт}/\text{м}$:

$$q_l = h_l (t_{f1} - t_{f2}) = 0,446 \cdot (50 - 20) = 13,4$$

Тепловой поток, переданный всей трубой $Q, \text{Вт}$:

$$Q = q_l \cdot l = 13,4 \cdot 2 = 26,8.$$

Средняя температура поверхностей стенки, $^\circ\text{C}$:

$$t_{w1} = t_{f1} - \frac{q_l}{\bar{\alpha}_1 \cdot \pi \cdot d_1} = 50 - \frac{13,4}{38 \cdot \pi \cdot 0,02} = 44,39$$

$$t_{w2} = t_{f2} + \frac{q_l}{\bar{\alpha}_2 \cdot \pi \cdot d_2} = 20 + \frac{13,4}{7 \cdot \pi \cdot 0,025} = 44,37$$

Сделать заключение по работе.

Задание № 3. Теплообмен излучением

Цель работы Ознакомиться на практическом примере с методикой расчета параметров теплообмена излучением.

Методические указания к выполнению задания

Тепловое излучение (радиационный или лучистый теплообмен) - это распространение через газовый слой внутренней энергии излучающего тела путем электромагнитных волн. Возбудителями этих волн являются электрически заряженные частицы, входящие в состав тела. При тепловом излучении дважды происходит преобразование энергии: сначала переход тепловой энергии в излучение электромагнитных волн – эмиссия, затем движение волн (фотонов) и поглощение электромагнитных колебаний телом или средой (абсорбция).

Все тела (среды) постоянно испускают и поглощают лучистую энергию, если их температура выше абсолютного нуля (-293 К); каждое тело испускает *собственное излучение*, обусловленное его природой и температурой.

Методы расчета процессов переноса теплоты излучением основываются на классической волновой теории или квантовой теории. Носителями энергии в волновой теории считаются электромагнитные волны, а в квантовой теории – фотоны (световые кванты).

Энергия потока падающего излучения, поглощаемая телом, превращается в тепловую, и нагреваемое тело испускает поток собственного излучения в зависимости от температуры, оптических свойств и условий, создаваемых на поверхности тела.

Количество теплоты Q , которое тело теряет в результате испускания энергии излучения через площадь A поверхности в единицу времени, определяется выражением:

$$Q = A \varepsilon \sigma_0 T^4 = EA, \text{ Вт.}$$

Здесь

$\sigma_0 = 5.67 \cdot 10^{-8}$ - константа излучения абсолютно черного тела (постоянная Стефана-Больцмана), $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$;

$\varepsilon = E/E_0$ - коэффициент черноты серого тела, величина равная отношению поверхностных плотностей потоков интегрального излучения E , $\text{Вт}/\text{м}^2$ серого тела и абсолютно черного тела E_0 , $\text{Вт}/\text{м}^2$. Диапазон изменения $0 \leq \varepsilon \leq 1$, при этом $\varepsilon = 0$ - абсолютно белое тело, $\varepsilon = 1$ - абсолютно черное тело.

T - абсолютная температура излучающей поверхности тела, К .

Суммарное количество энергии, излучаемой единицей поверхности абсолютно черного тела в единицу времени, определяется законом Стефана-Больцмана. Этот закон установлен Стефаном экспериментально в 1879 г.,

а Больцманом - теоретически в 1884 г устанавливает связь между плотностью потока излучения абсолютно черного тела и его температуры:

$$E_0 = \sigma_0 T^4, \text{ Вт/м}^2.$$

Для технических расчетов тела принято считать серыми. Для серых тел удобными являются записи вида:

$$E = \varepsilon E_0 = \varepsilon \sigma_0 T^4 = \varepsilon c_0 (T/100)^4 = c (T/100)^4,$$

где $c_0 = 5,67$ – коэффициентлучеиспускания абсолютно черного тела, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$;

$c = \varepsilon c_0$ - коэффициентлучеиспускания серого тела (изменяющийся от 0 до 5.67), $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$.

Процесс теплообмена излучением между серыми телами связан с многократным поглощением и отражением энергии излучения между ними.

В общем случае энергия собственного излучения, испускаемого первым телом в сторону второго тела частично поглощается вторым телом и частично отражается и возвращается к первому телу, где энергия так же вновь частично поглощается первым телом и частично отражается по направлению ко второму телу и.т.д. В то же время походий процесс происходит и со стороны второго тела относительно первого.

Количество энергии излучения, передаваемое от одной поверхности к другой, определяется с учетом излучательных, поглащающих и отражательных характеристик обоих тел, качества их поверхностей, а так же с учетом углового коэффициента излучения.

Результирующий тепловой поток излучения Q , Вт , между двумя телами, причем $T_1 > T_2$, определяется в общем виде по формуле:

$$Q = \varepsilon_{np} c_0 \left| \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right| A \varphi_{1,2},$$

где

ε_{np} - приведенный коэффициент черноты системы тел 1 и 2.

A - площадь поверхности тела с температурой T_1 , м^2 ;

$\varphi_{1,2}$ - угловой коэффициент, определяющий долю теплового потока излучаемого одним телом во все стороны пространства, достигшая поверхности второго тела.

Для случая двух паралельных пластин $\varepsilon_{np} = \left[\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right]^{-1}$.

Для случая, когда тело с площадью F_1 , находится внутри другого тела с площадью F_2 , приведенный коэффициент теплового излучения системы двух

тел определяется: $\varepsilon_{np} = \left[\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right) \right]^{-1}$.

Условия выполнения задания

Стенка трубопровода диаметром d , мм нагрета до температуры $t_1, ^\circ\text{C}$ и имеет коэффициент теплового излучения ε_1 . Трубопровод помещен в канал сечением $b \times h$, мм, поверхность которого имеет температуру $t_2, ^\circ\text{C}$ и коэффициент лучеиспускания c_2 , $\text{Bm}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$. Рассчитать приведенный коэффициент лучеиспускания c_{np} и потери теплоты Q трубопроводом за счет лучистого теплообмена. Варианты задания приведены в таблице 3.

Таблица. 3

Варианты заданий

№	$d, \text{мм}$	$t_1, ^\circ\text{C}$	$t_2, ^\circ\text{C}$	$c_2, \text{Bm}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$	$b \times h, \text{мм}$	Материал трубы
1	400	527	127	5,22	600x800	сталь окисленная
2	350	560	120	4,75	480x580	алюминий шероховатый
3	300	520	150	3,75	360x500	бетон
4	420	423	130	5,25	400x600	железо литое
5	380	637	200	3,65	550x500	латунь окисленная
6	360	325	125	4,50	500x700	медь окисленная
7	410	420	120	5,35	650x850	сталь полированная
8	400	350	150	5,00	450x650	алюминий окисленный
9	450	587	110	5,30	680x580	латунь полированная
10	460	547	105	5,35	480x600	медь полированная
11	350	523	103	5,20	620x820	сталь шероховатая
12	370	557	125	5,10	650x850	чугун обточенный
13	360	560	130	4,95	630x830	алюминий полированный
14	250	520	120	4,80	450x550	латунь прокатная
15	200	530	130	4,90	460x470	сталь полированная
16	280	540	140	5,00	480x500	чугун шероховатый
17	320	550	150	5,10	500x500	алюминий окисленный

Продолжение Таблицы 3

18	380	637	200	3,65	550x500	латунь полированная
19	360	325	125	4,50	500x700	медь полированная
20	410	420	120	5,35	650x850	сталь шероховатая
21	400	350	150	5,00	450x650	чугун обточенный
22	450	587	110	5,30	680x580	алюминий полированный
23	460	547	105	5,35	480x600	латунь прокатная
24	350	523	103	5,20	620x820	сталь окисленная
25	370	557	125	5,10	650x850	алюминий шероховатый
26	450	587	110	5,30	450x650	бетон
27	460	547	105	5,35	680x580	железо литое
28	350	523	103	5,20	480x600	латунь окисленная
29	370	557	125	5,10	620x820	медь окисленная
30	280	540	140	5,00	480x500	сталь полированная

Пример выполнения задания

В качестве исходных данных выберем из таблицы 3 исходные значения параметров варианта №1.

Диаметр трубопровода

$$d = 400 \text{ мм};$$

Температура стенки трубы

$$t_1 = 527 \text{ }^{\circ}\text{C} (T_1=800 \text{ K});$$

Значения коэффициента теплового излучения материалов ε_1 приведены в таблице П.3 приложения.

Коэффициент теплового излучения (сталь окисленная) $\varepsilon_1 = 0,8$

Температура канала

$$t_2 = 127 \text{ }^{\circ}\text{C} (T_2=400 \text{ K});$$

Коэффициент лучеиспускания канала

$$c_2 = 5,22 \text{ Bm}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4);$$

Сечение канала

$$b \times h = 600 \times 800 \text{ мм.}$$

Площадь поверхности трубы на единицу длины 1 м:

$$F_1 = \pi d \cdot 1 = 3,14 \cdot 0,4 \cdot 1 = 1,256 \text{ m}^2;$$

Площадь поверхности канала на единицу длины 1 м:

$$F_2 = (2b + 2h) \times 1 = (2 \cdot 0,6 + 2 \cdot 0,8) \cdot 1 = 2,8 \text{ m}^2;$$

Коэффициент теплового излучения канала:

$$\varepsilon_2 = c_2 / c_0 = 5,22 / 5,67 = 0,921,$$

здесь $c_0 = 5,67 \text{ Bm}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$ – коэффициент лучеиспускания абсолютно черного тела.

Для случая, когда тело с площадью F_1 , находится внутри другого тела с площадью F_2 , приведенный коэффициент теплового излучения системы двух

тел определяется: $\varepsilon_{np} = \left[\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right) \right]^{-1}$, подставляя исходные значения получим:

$$\varepsilon_{np} = \left[\frac{1}{0,8} + \frac{1,256}{2,8} \left(\frac{1}{0,921} - 1 \right) \right]^{-1} = 0,776.$$

Приведенный коэффициент лучеиспускания системы двух тел определяется: $c_{np} = \varepsilon_{np} c_0 = 0,776 \cdot 5,67 = 4,4 \text{ Bm}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$.

Потери теплоты Q трубопроводом за счет лучистого теплообмена, kBm :

$$Q = \varepsilon_{np} c_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F_1 = 0,776 \cdot 5,67 \left[\left(\frac{800}{100} \right)^4 - \left(\frac{400}{100} \right)^4 \right] \cdot 1,256 = 21,22.$$

Сделать заключение по работе.

Задание № 4. Теплообменные аппараты

Цель работы Ознакомиться на практическом примере с методикой расчета параметров конвективного теплообмена в теплообменном аппарате типа "труба в трубе".

Методические указания к выполнению задания

Во всех поверхностных теплообменных аппаратах оба теплоносителя омывают стеку, которая участвует в процессе теплообмена, рис. 8, 9, 11.

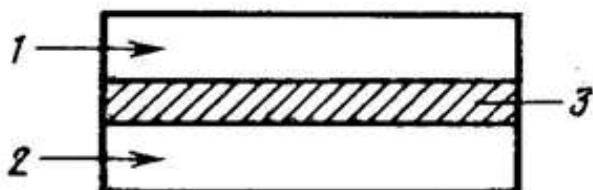


Рис. 8. Схема передачи тепла в рекуперативном теплообменнике:
1 - первичный (горячий) теплоноситель;
2 - вторичный (холодный) теплоноситель;
3 - поверхность теплообмена.

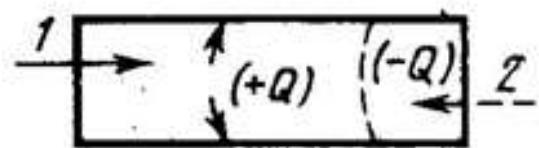


Рис. 9. Схема передачи тепла в регенеративном теплообменнике:
1 - первичный (горячий) теплоноситель;
2 - вторичный (холодный) теплоноситель.

В контактных ТА теплообмен осуществляется при непосредственном контакте, рис.10.

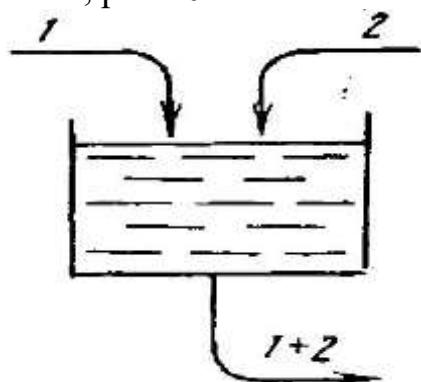


Рис. 10. Схема передачи тепла в теплообменнике смешения:
1 - первичный (горячий) теплоноситель;
2 - вторичный (холодный) теплоноситель.

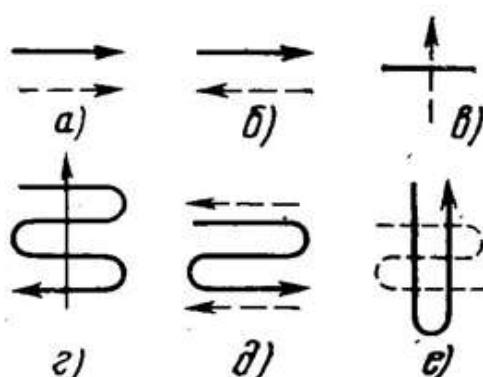


Рис. 11. Схема движения теплоносителей в поверхностных теплообменниках:
а) прямоточные, когда теплоносители двигаются в одном направлении;
б) противоточные, теплоносители двигаются на встречу друг другу;
в), г) с перекрестным током, теплоносители двигаются в по взаимно перпендикулярных направлениях;
д) сложные схемы - различное сочетание а), б), в), г).

Рабочие среды, которые нагреваются или охлаждаются в процессе теплообмена, называются *теплоносителями*.

Важнейшими условиями, от которых зависит выбор теплоносителя, являются:

- допускаемая температура нагревания или охлаждения теплоносителя и возможность ее регулирования;
- упругость пара при принятой температуре и термическая устойчивость;
- физические свойства, влияющие на теплообмен;
- токсичность и химическая активность;
- доступность и стоимость;
- безопасность при нагревании.

В каждом конкретном случае исходя из условий процесса нагревания или охлаждения среды и конструктивных особенностей аппарата необходимо обосновать выбор теплоносителя, максимально удовлетворяющего предъявляемым к нему требованиям.

К наиболее распространенным теплоносителям относятся водяной насыщенный пар, вода, продукты сгорания топлива, воздух, дисперсные среды, высокотемпературные жидкости и их пары, жидкые металлы.

Уравнение теплового баланса теплового аппарата формируется следующим образом: полное количество теплоты Q , Bm (за вычетом тепловых потерь), отданное нагревающим теплоносителем (индекс 1), равно количеству теплоты, воспринятой нагреваемым (индекс 2) теплоносителем, и равно количеству теплоты, пройденной через стенку:

$$Q = m_1 c_{p1} (t'_1 - t''_1) = m_2 c_{p2} (t''_2 - t'_2) = A \cdot h \cdot \Delta t_{cp},$$

здесь

m_1, m_2 - массовые расходы теплоносителей, kg/c ;

t'_1, t''_1 - температуры нагревающего (горячего) теплоносителя, $grad$;

t'_2, t''_2 - температуры нагреваемого (холодного) теплоносителя, $grad$;

c_{p1}, c_{p2} - удельные массовые теплоемкости теплоносителей, $Dж/(kg \cdot grad)$;

A - площадь поверхности теплообмена, m^2 ;

Δt_{cp} - средний разности температур теплоносителей, $grad$;

h - коэффициент теплопередача, $Bm/(m^2 \cdot grad)$.

Таким образом, имеем равенства тепловой энергии, выраженное:

$m_1 c_{p1} (t'_1 - t''_1)$ - количеством теплоты, отанным нагревающим потоком;

$m_2 c_{p2} (t''_2 - t'_2)$ - количеством теплоты, полученным нагреваемым потоком;

$A \cdot h \cdot \Delta t_{cp}$ - количеством теплоты, пройденным через стенку.

Существуют два вида теплового расчета теплообменных аппаратов:
1 рода - конструкторский и 2 - рода - проверочный.

В теплотехнических расчетах 1 рода, проводящихся чаще всего при проектировании. Известны начальные и конечные температуры t'_1, t''_1 потоков нагревающего (горячего) теплоносителя и температуры t'_2, t''_2 нагреваемого (холодного) теплоносителя, а также значения величин m_1, m_2 массовых расходов теплоносителей и c_{p1}, c_{p2} удельных массовых теплоемкостей теплоносителей.

Тепловой расчет 1 рода проводится в следующей последовательности:

1. По уравнения теплового баланса определяется количество передаваемой теплоты Q, Bm .

2. Выбирается схема движения теплоносителей в теплообменнике (противоток, прямоток и т.д.).

3. Определяется средняя разность температур Δt_{cp} в зависимости от значений начальных и конечных температур потоков и принятой схемы теплообмена.

4. В зависимости от поставленной задачи вычисляется величина коэффициента теплопередачи h или площадь теплообмена A .

В теплотехнических расчетах 2 рода известны начальные температуры t'_1, t'_2 потоков нагревающего (горячего) и нагреваемого (холодного) теплоносителей. Известны величины m_1, m_2 массовых расходов теплоносителей и c_{p1}, c_{p2} удельных массовых теплоемкостей теплоносителей а также, в зависимости от поставленной задачи коэффициент теплопередачи h или площадь теплообмена A . Известна и средняя разность температур Δt_{cp} .

Тепловой расчет 2 рода проводится в следующей последовательности:

1. По уравнения теплового баланса определяется количество передаваемой теплоты Q, Bm .

2. Вычисляются конечные температуры t''_1, t''_2 потоков нагревающего (горячего) теплоносителя нагреваемого (холодного) теплоносителей.

Наиболее распространенной конструкцией являются трубчатые аппараты. Поверхность теплообмена таких аппаратов состоит из одной или нескольких труб. Простейший теплообменник – типа «труба в трубе» - состоит всего из одной трубы, которая внутри омывается одним теплоносителем, а снаружи – другим, который протекает в кольцевом пространстве между теплообменной трубой и кожухом, рис.12.

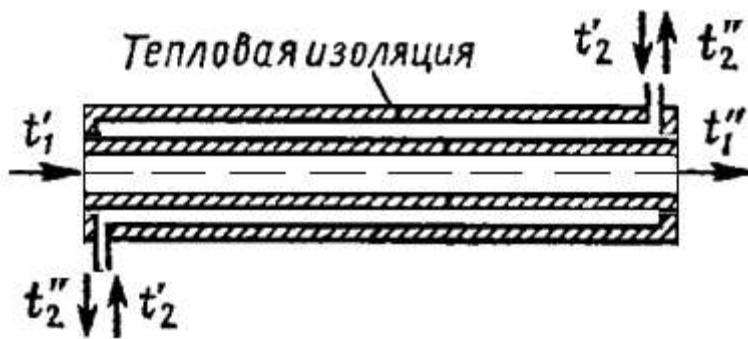


Рис.12. Схема теплообменника «труба в трубе»

Распространенными схемами теплообмена в теплообменники типа "труба в трубе" являются прямоток и противоток.

Графически диаграммы изменения температур теплоносителей по длине теплообменника для схем прямоток и противотока приведены на рис.13.

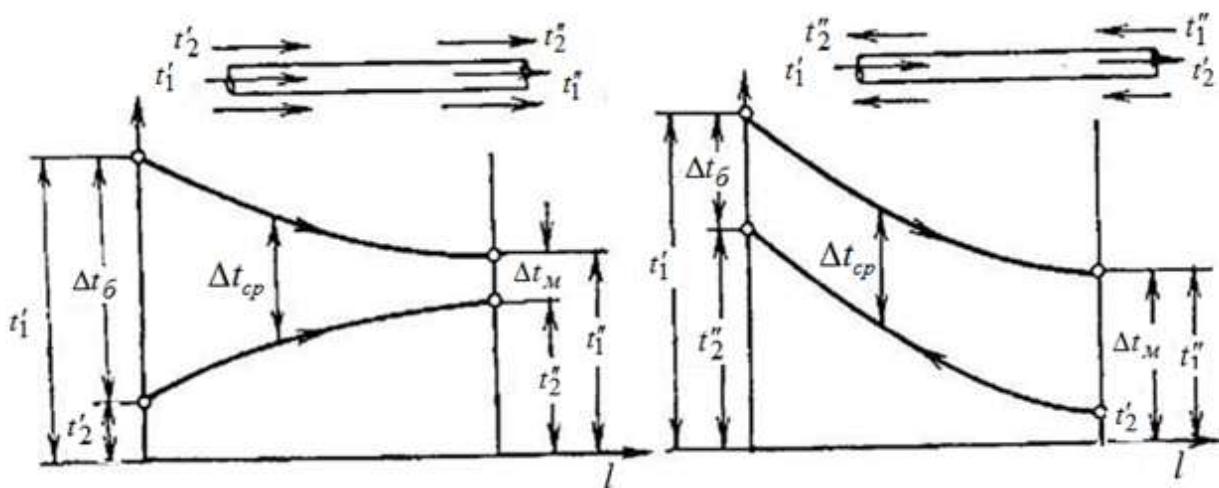


Рис. 13. Температурные диаграммы для прямотока и противотока

По всей длине теплообменника происходит передача от нагревающей жидкости к нагреваемой, в результате изменяются температуры обеих жидкостей по длине канала. При конструкторском расчете, когда требуется определить площадь поверхности нагрева теплообменного аппарата, используем запись уравнения теплового баланса в виде:

$$Q = A \cdot h \cdot \Delta t_{cp},$$

где $h = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2} \right)$ - коэффициент теплопередачи через стенку внутренней трубы, без учета кривизны поверхности теплообмена;

$\Delta t_{cp} = \frac{(\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mu})}{\ln(\Delta t_{\delta}/\Delta t_{\mu})}$ - средний разности температур теплоносителей,

где $\Delta t_{\delta}, \Delta t_m$ - больший и меньший температурные напоры между теплоносителями вне зависимости от схемы движения жидкости (прямоток или противоток).

для прямотока: $\Delta t_m = t''_1 - t''_2$, $\Delta t_{\delta} = t'_1 - t'_2$

для противотока: $\Delta t_m = t''_1 - t'_2$, $\Delta t_{\delta} = t'_1 - t''_2$

При $\Delta t_{\delta}/\Delta t_m \leq 1,7$ средний температурный напор можно определять как средний арифметический:

$$\Delta t_{cp} = (\Delta t_{\delta} + \Delta t_m)/2.$$

Тогда площадь поверхности нагрева A рассчитывается так:

$$A = Q/(\Delta t_{cp} h).$$

Мощность, затраченную на прокачку теплоносителя, произведем по формуле:

$$N = \frac{V \Delta p}{\eta_p}, \text{ Bm},$$

где: η_p - КПД перекачивающего устройства (насоса, вентилятора,

компрессора). Принимается в диапазоне 0,4 - 0,6.

$V = m/\rho$ - объемный расход теплоносителя, $\text{м}^3/\text{с}$;

Δp - полное гидравлическое сопротивление движению теплоносителя, Па.

Согласно формуле Дарси - Вейсбаха $\Delta p = \xi \frac{l}{d} \frac{\rho w^2}{2}$.

Здесь ξ - коэффициент потерь на трение по длине канала для теплоносителей;

l, d, ρ, w - длина, диаметр проходного сечения канала;

ρ, w - плотность и скорость течения теплоносителя.

Тогда, подставляя множители, имеем запись для расчета мощности:

$$N = 0,5m\xi \frac{lw^2}{d\eta_p}.$$

Совершенство теплообменного аппарата при вынужденном движении рабочих сред характеризует соотношение теплоты Q , переданной в аппарате, и затрат мощности N на преодоление гидравлических сопротивлений. М.В. Кирпичёвым введено понятие энергетического коэффициента:

$$\eta = Q/N.$$

Чем большее значение η , тем лучше способ интенсификации теплообмена и конструкция аппарата. Однако в таком виде методика оценки эффективности не получила широкого применения. Главным её недостатком является неоднозначность коэффициента η в зависимости от принятых скоростей рабочих сред, соотношений коэффициентов теплоотдачи, температур и других факторов.

Условия выполнения задания

В теплообменнике типа «труба в трубе» (см. рис. 12) необходимо нагреть воздух с массовым расходом m_2 , кг/с от температуры t_2' , °C до температуры t_2'' , °C. Теплота передается от дымовых газов с начальной температурой t_1' , °C и конечной t_1'' , °C. Дымовые газы движутся по внутренней стальной трубе диаметром $d_2/d_1 = 304/300$ мм. Воздух движется по кольцевому зазору противотоком к дымовым газам. Внутренний диаметр внешней трубы $d_3 = 504$ мм.

Определить площадь поверхности теплообмена A , длину теплообменной поверхности l и суммарную мощность N , необходимую на преодоление гидравлического сопротивления при движении теплоносителей по каналам теплообменника. Примем за единицу изменения температуры град температуру по шкале Цельсия °C. Варианты заданий приведены в таблице 4.

Таблица. 4

Варианты заданий

№	t_1' , °C	t_1'' , °C	t_2' , °C	t_2'' , °C	m_2 , кг/с
1	600	400	30	250	0,95
2	550	300	20	120	0,9
3	650	350	25	200	1,2
4	1000	550	35	180	0,75
5	1200	600	32	150	0,8
6	950	250	23	130	0,92
7	650	450	31	200	1,5
8	550	350	28	160	1,4
9	850	150	25	140	1,0
10	1200	200	30	100	1,3
11	1100	300	22	60	0,75
12	900	300	18	80	0,85
13	750	250	24	90	0,7
14	850	450	25	50	1,25
15	1200	600	35	70	1,5
16	950	250	32	85	1,2
17	650	450	23	200	0,75
18	550	350	31	180	0,8
19	850	170	28	120	0,92
20	1200	200	25	150	1,5
21	1100	300	30	140	1,4
22	900	300	31	150	1,0
23	750	250	28	130	1,3
24	850	450	25	200	0,75
25	1200	600	30	160	0,75
26	950	250	22	140	0,85
27	650	450	18	100	0,7
28	550	350	24	60	1,25
29	600	250	25	80	1,5
30	700	350	23	90	1,2

Пример выполнения задания

В качестве исходных данных выберем из таблицы 4 исходные значения параметров варианта №1.

Массовый расход воздуха $m_2=0,95 \text{ кг/с.}$

Начальная температура $t'_2=30^\circ\text{C}$.

Конечная температура $t''_2=250^\circ\text{C}$;

Начальная температура дымовых газов $t'_1=600^\circ\text{C}$.

Конечная температура дымовых газов $t''_1=400^\circ\text{C}$.

Внутренний диаметр внутренней стальной трубы $d_1 = 0,300 \text{ м.}$

Наружный диаметр внутренней стальной трубы $d_2 = 0,304 \text{ м.}$

Коэффициент теплопроводности материала трубы $\lambda_c = 46 \text{ Вт/(м·град)}$.

Воздух движется по кольцевому зазору противотоком к дымовым газам;

Внутренний диаметр внешней трубы $d_3 = 0,504 \text{ м.}$

Находим среднеарифметическое значение температур \bar{t} теплоносителей и соответствующие значения физических свойств воздуха и дымовых газов при этих температурах:

Для дымовых газов $\bar{t}_1 = 0,5(t'_1 + t''_1) = 0,5(600 + 400) = 500^\circ\text{C}$.

Для воздуха $\bar{t}_2 = 0,5(t'_2 + t''_2) = 0,5(30 + 250) = 140^\circ\text{C}$.

Соответствующие значения физических свойств, при этих температурах для воздуха выбираем из таблицы П.2, для дымовых газов из таблицы П.4 приложения.

Для дымовых газов:

$\bar{t}_1, ^\circ\text{C}$	$\rho_1, \text{кг}/\text{м}^3$	$c_{p1},$ $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$	$\lambda_1,$ $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$	$\nu_1 \cdot 10^{-6},$ $\text{м}^2/\text{с}$	Pr_1
500	0,457	1185	0,0656	76,30	0,630

Для воздуха:

$\bar{t}_2, ^\circ\text{C}$	$\rho_2, \text{кг}/\text{м}^3$	$c_{p2},$ $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$	$\lambda_2,$ $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$	$\nu_2 \cdot 10^{-6},$ $\text{м}^2/\text{с}$	Pr_2
140	0,854	1013	0,0350	27,80	0,684

Передаваемый тепловой поток от дымовых газов к воздуху:

$$Q = m_2 c_{p2} (t''_2 - t'_2) = 0,95 \cdot 1013 (250 - 30) = 211717 \text{ Вт.}$$

Необходимый массовый расход дымовых газов:

$$m_1 = \frac{Q}{c_{p1} (t'_1 - t''_1)} = \frac{211717}{1185 (600 - 400)} = 0,89 \text{ кг/с.}$$

Скорость движения теплоносителей:

дымовых газов в трубе:

$$w_1 = \frac{4m_1}{\pi d_1^2 \rho_1} = \frac{4 \cdot 0,89}{3,14 \cdot 0,3^2 \cdot 0,457} = 27,6 \text{ м/с};$$

воздуха в кольцевом канале:

$$w_2 = \frac{4m_2}{\pi(d_3^2 - d_2^2)\rho_2} = \frac{4 \cdot 0,95}{3,14(0,504^2 - 0,304^2)0,854} = 8,74 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса для потоков теплоносителей:

дымовых газов в трубе:

$$Re_{f1} = \frac{w_1 d_1}{\nu_1} = \frac{27,6 \cdot 0,3}{76,3 \cdot 10^{-6}} = 108519;$$

воздуха в кольцевом канале:

$$Re_{f2} = \frac{w_2 d_3}{\nu_2} = \frac{8,74 \cdot 0,2}{27,8 \cdot 10^{-6}} = 62877.$$

Здесь $d_3 = (d_3 - d_2) = 0,504 - 0,304 = 0,2 \text{ м.}$

Влияние начального участка стабилизации не рассматривается.

Значения числа Рейнольдса для воздуха и дымовых газов $Re > 10^4$ будем считать, что режим течения - турбулентный. При данном режиме критериальное уравнение, отражающее связь числа Нуссельта от чисел Рейнольдса и Прандтля имеет вид: $Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43}$

Для ламинарного (и переходного) режима, $Re < 10^4$, следует использовать формулу: $Nu = 0,15 Re^{0,33} Pr^{0,33}$.

Число Нуссельта для дымовых газов в трубе:

$$Nu_{f1} = 0,021 Re_{f1}^{0,8} Pr_{f1}^{0,43} = 0,021 \cdot 108519^{0,8} \cdot 0,63^{0,43} = 184.$$

Число Нуссельта для воздуха в кольцевом канале:

$$Nu_{f2} = 0,021 Re_{f2}^{0,8} Pr_{f2}^{0,43} = 0,021 \cdot 62877^{0,8} \cdot 0,684^{0,43} = 123.$$

Коэффициенты теплоотдачи:

от дымовых газов к внутренней поверхности внутренней трубы:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_{f1} \lambda_1}{d_1} = \frac{184 \cdot 0,0656}{0,3} = 40,5 \text{ Bm/(m}^2 \text{ °C});$$

от наружной поверхности внутренней трубы к воздуху:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_{f2} \lambda_2}{d_2} = \frac{123 \cdot 0,035}{0,2} = 21,5 \text{ Bm}/(m^2 \text{ } ^\circ\text{C}).$$

Коэффициент теплопередачи:

$$h = 1 \left/ \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2} \right) \right. = 1 \left/ \left(\frac{1}{40,5} + \frac{0,002}{46} + \frac{1}{21,5} \right) \right. = 14 \text{ Bm}/(m^2 \text{ } ^\circ\text{C}).$$

Здесь $\delta = (d_2 - d_1)/2 = (0,304 - 0,300)/2 = 0,002 \text{ м.}$

Площадь поверхности нагрева:

$$A = Q/(h \cdot \Delta t_{cp}) = 211000/(14 \cdot 360) = 42 \text{ м}^2.$$

$$\text{Здесь } \Delta t_{cp} = \frac{(t'_1 - t''_2) - (t''_1 - t'_2)}{\ln[(t'_1 - t''_2)/t''_1 - t'_2]} = \frac{(600 - 250) - (400 - 30)}{\ln[(600 - 250)/(400 - 30)]} = 360 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Длина теплообменной поверхности:

$$l = A/(\pi d) = 42/(3,14 \cdot 0,304) = 44 \text{ м.}$$

Здесь $d = d_2$ - диаметр со стороны меньшего α ($\alpha_2 < \alpha_1$).

Коэффициенты потерь на трение по длине канала для теплоносителей: при турбулентном движении дымовых газов в трубе:

$$\xi_1 = 0,316/Re_{f1}^{0,25} = 0,316/108519^{0,25} = 0,0174;$$

при турбулентном движении воздуха в кольцевом канале:

$$\xi_2 = 0,316/Re_{f2}^{0,25} = 0,316/62850^{0,25} = 0,02.$$

В случае ламинарного режима течения, коэффициент трения следует рассчитывать по выражению: $\xi = 64/Re_f$.

Примем КПД перекачивающего устройства 0,5, тогда запишем: мощность на прокачку дымовых газов:

$$N_1 = 0,5m_1 \xi_1 \frac{l}{d_1 \eta_p} w_1^2 = 0,5 \cdot 0,89 \cdot 0,0174 \cdot \frac{44}{0,3 \cdot 0,5} \cdot 27,6^2 = 1730 \text{ Bm};$$

мощность на прокачку воздуха:

$$N_2 = 0,5m_2 \xi_2 \frac{l}{d_2 \eta_p} w_2^2 = 0,5 \cdot 0,95 \cdot 0,02 \cdot \frac{44}{0,2 \cdot 0,5} \cdot 8,74^2 = 320 \text{ Bm}.$$

Суммарная мощность, необходимая на преодоление гидравлического сопротивления при движении теплоносителей по каналам теплообменника определится как: $N = N_1 + N_2 = 1730 + 320 = 2050 \text{ Bm}$.

Рассчитать, как изменится величина теплового потока и длина теплообменника, если в расчетах произвести учет кривизны поверхности теплообмена.

Сделать заключение по работе.

3. ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ

1. Предмет и основные задачи «Теплопередача». Основные понятия и определения.
2. Виды распространения теплоты: теплопроводность, конвекция и тепловое излучение. Сложный теплообмен.
3. Основной закон теплопроводности (закон Фурье). Теплопроводность.
4. Дифференциальное уравнение теплопроводности. Условия однозначности.
5. Теплопроводность при стационарном режиме. Граничные условия I рода. Определение теплопередачи через стенки. Граничные условия III рода. Коэффициент теплопередачи.
6. Пути интенсификации процесса теплопередачи. Правило выбора материала теплоизоляции.
7. Основные сведения о нестационарной теплопроводности.
8. Физическая сущность конвективного теплообмена. Формула Ньютона - Рихмана. Коэффициент теплоотдачи.
9. Основы теории подобия. Гидродинамическое и тепловое подобие. Критерии подобия и принцип их получения. Критериальное уравнение конвективного теплообмена. Определяющие и определяемые критерии подобия.
10. Теплообмен при вынужденном движении жидкости или газа в трубах и каналах.
11. Теплообмен при свободном движении жидкости.
12. Основные законы теплового излучения.
13. Теплообмен излучением между твердыми телами.
14. Типы теплообменных аппаратов.
15. Уравнение теплового баланса и теплопередачи.
16. Основные схемы движения теплоносителей.
17. Среднеарифметический и среднелогарифмический напоры.
18. Основы теплового расчета рекуперативных теплообменных аппаратов.
19. Методы интенсификации теплообмена в рекуперативных теплообменниках.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Практическое освоение раздела «Теплопередача» курса «Термодинамика и теплопередача» в предложенном объеме позволит сформировать у обучающихся компетенции, необходимые для эффективного ознакомления с основополагающими принципами теории и расчета процессов передачи теплоты в теплотехнических объектах и системах; приобретение навыков расчета теплообменных аппаратов, применяемых на нефтегазодобывающих предприятиях.

В практической деятельности пригодятся навыки, полученные при изучении рассматриваемых тем: теплопередача, теплопроводность в однослоиной и многослойной стенке, конвективный теплообмен, теплообмен излучением, теплообменные аппараты.

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Нащокин В. В. Техническая термодинамика и теплопередача. - М.: ВШ. – 1980. – 469 с.
2. Юдаев Б. Н. Техническая термодинамика. Теплопередача. - М.: ВШ. – 1988. – 479 с.
3. Андрианова Т. Н., Дзампов Б. В. и др. Сборник задач по технической термодинамике. -М.: Издательство МЭИ, 2000. – 356 с.
4. Теплотехнический справочник /Под ред. В.Н. Юрнева и П.Б. Лебедева. – Т.1 – М.: Энергия, 1975. – 744 с.
5. Теплотехника: Учебник для вузов. /В.Н. Луканин, М.Г. Шатров, Г.М. Камфер, и др. /Под ред. В.Н. Луканина. – М.: Высш. шк., 1999. – 671 с.
6. Авчухов В. В., Паюсте Б. Я. Задачник по процессам тепломассообмена. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 144 с.
7. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. - М.: Энергия, 1977. - 344.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Физические свойства воды при атмосферном давлении [5]

Таблица. П.1

$t, ^\circ C$	$\rho, \text{кг}/\text{м}^3$	$c_p, \text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{град})$	$\lambda, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{град})$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
10	999,7	4191	0,574	1,306	9,52
20	998,2	4183	0,599	1,006	7,02
30	995,7	4174	0,618	0,805	5,42
40	992,2	4174	0,635	0,659	4,31
50	988,1	4174	0,648	0,556	3,54
60	983,2	4179	0,659	0,478	2,93
70	977,8	4187	0,668	0,415	2,55
80	971,8	4195	0,674	0,365	2,21
90	965,3	4208	0,680	0,326	1,95

Физические свойства воздуха [5]

Таблица. П.2

$t, ^\circ C$	$\rho, \text{кг}/\text{м}^3$	$c_p, \text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{град})$	$\lambda, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{град})$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
20	1,205	1009	0,0259	15,06	0,703
30	1,165	1009	0,0267	16,00	0,701
40	1,128	1005	0,0276	16,96	0,699
50	1,093	1005	0,0283	17,95	0,698
60	1,060	1005	0,0290	18,97	0,696
70	1,029	1009	0,0296	20,02	0,694
80	1,000	1009	0,0305	21,09	0,692
90	0,972	1009	0,0313	22,10	0,690
100	0,946	1009	0,0321	23,13	0,688
120	0,898	1009	0,0334	25,45	0,686
140	0,854	1013	0,0350	27,80	0,684
160	0,815	1017	0,0364	30,09	0,682
180	0,779	1022	0,0378	32,49	0,681
200	0,746	1026	0,0393	34,85	0,680

Интегральный коэффициент теплового излучения материалов [6]

Таблица. П.3

<i>Материал</i>	ε
Алюминий	
шероховатый	0,055
окисленный	0,15
полированный	0,048
Бетон	0,80
Железо литое	0,91
необработанное	
Латунь	
окисленная	0,60
полированная	0,03
прокатанная	0,20
Медь	
окисленная	0,62
полированная	0,02
Сталь	
окисленная	0,80
шероховатая	0,95
полированная	0,54
Чугун	
обточенный	0,65
окисленный, шероховатый	0,96

Физические свойства дымовых газов [6]

Таблица. П.4

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг}/\text{м}^3$	$c_p, \text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{град})$	$\lambda, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{град})$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
100	0,950	1068	0,0313	21,54	0,690
200	0,748	1097	0,0401	32,80	0,670
300	0,617	1122	0,0484	45,81	0,650
400	0,525	1151	0,0570	60,38	0,640
500	0,457	1185	0,0656	76,30	0,630
600	0,505	1214	0,0742	93,61	0,620
700	0,363	1239	0,0827	112,1	0,610
800	0,330	1264	0,0915	131,8	0,600
900	0,301	1290	0,0100	152,5	0,590
1000	0,275	1306	0,0109	174,3	0,580
1100	0,257	1323	0,01175	197,1	0,570
1200	0,240	1340	0,01262	221,0	0,560

ОПИСАНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНОСТИ ИЗДАНИЯ:

Интерфейс электронного издания (в формате pdf) можно условно разделить на 2 части.

Левая навигационная часть (закладки) включает в себя содержание книги с возможностью перехода к тексту соответствующей главы по левому щелчку компьютерной мыши.

Центральная часть отображает содержание текущего раздела. В тексте могут использоваться ссылки, позволяющие более подробно раскрыть содержание некоторых понятий.

МИНИМАЛЬНЫЕ СИСТЕМНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ:

Систем. требования: процессор x64 с тактовой частотой 1,5 ГГц и выше; 1 Гб ОЗУ; WindowsXP/7/8/10; Монитор с разрешением 1920x1080, Видеокарта дискретная (128 bit), или встроенная; привод DVD-ROM. Программное обеспечение: AdobeAcrobatReader версии 9 и старше.

Сведения о лицах, осуществлявших техническую обработку и подготовку материалов:

Оформление электронного издания : Издательский центр «Удмуртский университет».

Подписано к использованию 01.03.2022

Объем электронного издания 1,7 Мб на 1 СД.

Издательский центр «Удмуртский университет»
426034, г. Ижевск, ул. Ломоносова, д. 4Б, каб. 021
Тел. : +7(3412)916-364 E-mail: editorial@udsu.ru
